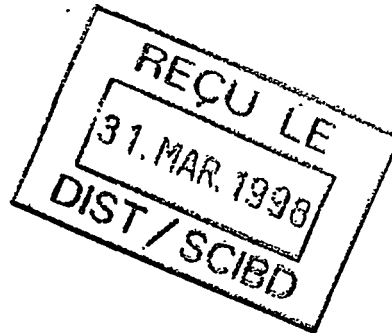


SOCIÉTÉ FRANÇAISE DES THERMICIENS

Journée organisée par le GUT
(Président : J.-B. Saulnier)



CALODUCS ET BOUCLES DIPHASIQUES A POMPAGE CAPILLAIRE

RECEIVED
NOV 25 1998
OSTI

Journée d'Études du Vendredi 3 Mai 1996

Coordonnateur : A. Alexandre

DISCLAIMER

Portions of this document may be illegible in electronic image products. Images are produced from the best available original document.

ETUDE D'UN EVAPORATEUR CAPILLAIRE

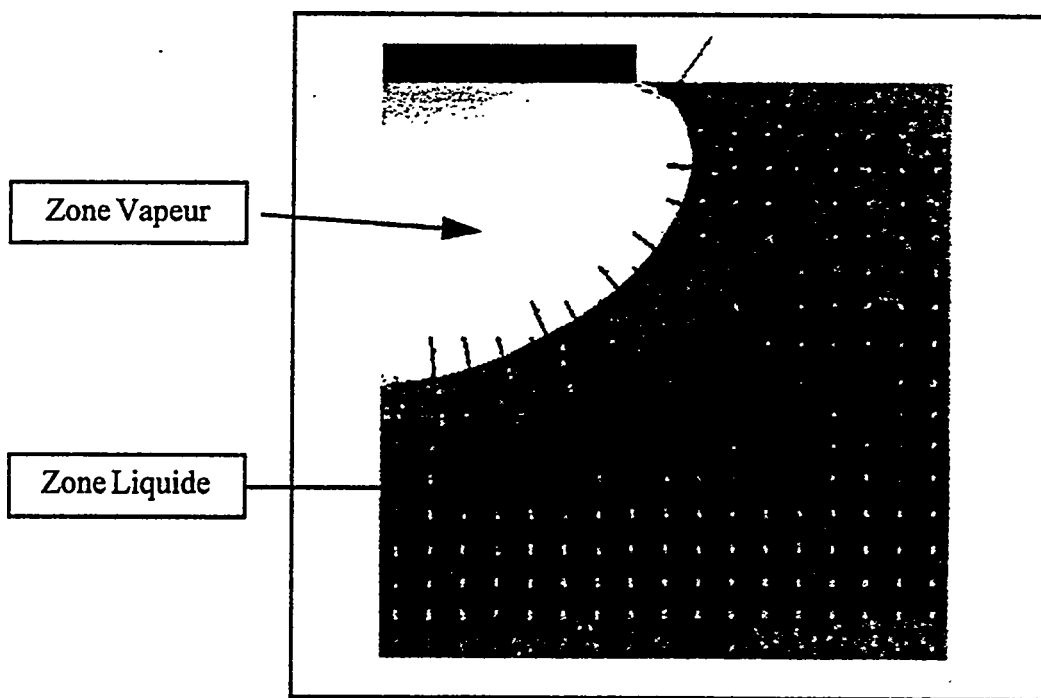
par C. Figus, Y. Le Bray, S. Bories et M. Prat
Institut de Mécanique des fluides de Toulouse

La description des phénomènes qui se produisent lors du transfert de chaleur et de masse par vaporisation en milieux poreux peut se faire de différentes manières selon l'échelle de longueur choisie pour effectuer cette description.

La méthode la plus rigoureuse est celle qui décrit les phénomènes en chaque point du domaine traité et dans chaque phase en utilisant les équations classiques de mécanique des fluides. Toutefois, cette description microscopique est généralement inutilisable vu la complexité géométrique du domaine porométrique. Pour palier cette difficulté, on utilise donc la notion du continuum fictif afin de décrire les phénomènes à une échelle macroscopique (V.E.R. englobant un certain nombre de pores).

Dans un premier temps, nous avons développé un modèle numérique basé sur les équations bilan de transfert de chaleur et de masse au niveau du Volume Élémentaire Représentatif.

Cette approche permet de décrire le développement d'une poche de vapeur sous l'ailette, et d'accéder aux grandeurs dimensionnantes de l'évaporateur capillaire.

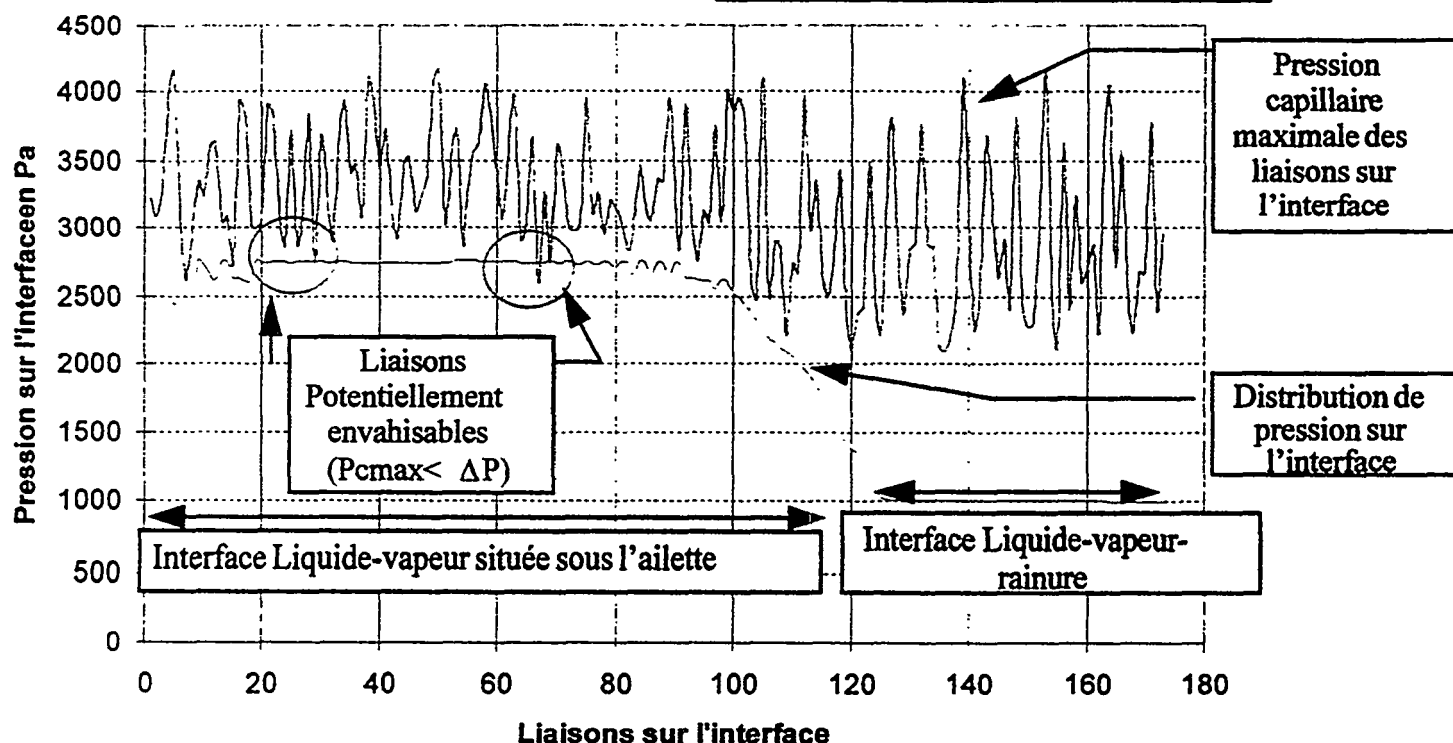
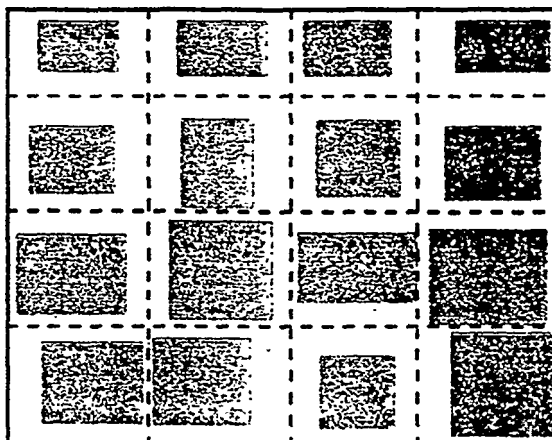


Champ de température dans une section de l'évaporateur
Modèle macroscopique

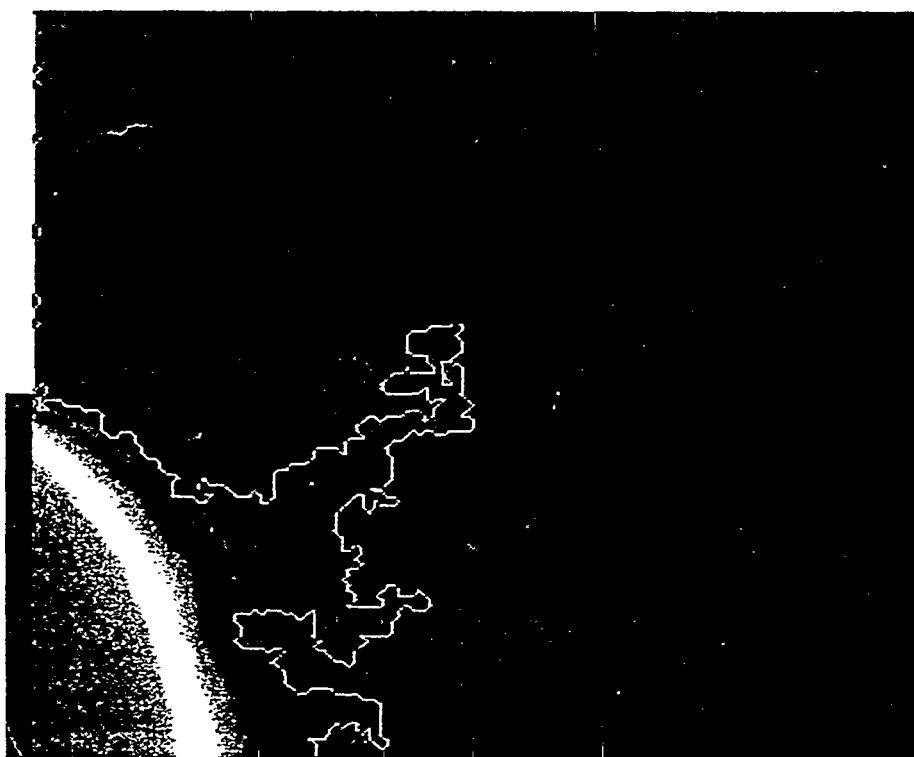
Dans un second temps, nous avons développé un modèle à géométrie simplifiée appelé réseau numérique représentant chaque pore d'une structure de l'évaporateur et décrivant les transferts de chaleur et de masse à cette échelle. Cette deuxième approche conforte les résultats précédemment acquis, et permet en outre d'accéder aux mécanismes liés aux hétérogénéités de la microstructure (accidents de percolation, influence des hétérogénéités microscopiques...).

La figure ci contre représente une section de mèche. En gris est représenté les grains solides et en blanc, les pores et les liaisons de la mèche qui sont saturés par la phase liquide ou la phase vapeur.

On indique, sur la figure ci dessous la distribution lors d'une réalisation, de la pression capillaire maximale des liaisons situées sur l'interface de vaporisation, ainsi que l'écart de pression de part et d'autre de l'interface.



Nous illustrons enfin les effets de cette hétérogénéité sur la forme de l'interface et sur le développement de digitations.



3 mai 1996

Régulation thermique en environnement terrestre par boucle fluide diphasique à pompage capillaire

par C. Butto

*L.E.S.E.T.H. (Laboratoire Etude des Systèmes et de l'Environnement Thermique de l'Homme)
Université Paul Sabatier, 118, route de Narbonne, 31062 Toulouse Cedex - France.*

Résumé

Les boucles fluides diphasiques à pompage capillaire sont des dispositifs particulièrement intéressants pour les économies d'énergie, silencieux et non créateurs de nuisances mécaniques (vibrations).

En environnement terrestre, le champ de pesanteur judicieusement utilisé permet d'améliorer leurs performances et leur utilisation pour la régulation thermique de gros ordinateurs, de composants électroniques de puissance, de transformateurs, etc., présente un intérêt certain.

Nous présentons dans cette communication les principaux résultats de l'étude du fonctionnement d'une boucle diphasique à pompage capillaire dans le champ de pesanteur en mettant en évidence les conditions qui permettent de tirer profit de ce champ et les améliorations obtenues.

1. Principe de fonctionnement

Les boucles fluides diphasiques à pompage thermocapillaire sont des dispositifs qui utilisent la circulation d'un fluide et les propriétés des changements d'état pour transférer d'importantes quantités de chaleur sur des distances de quelques mètres. La *figure 1* est une représentation très schématique du dispositif.

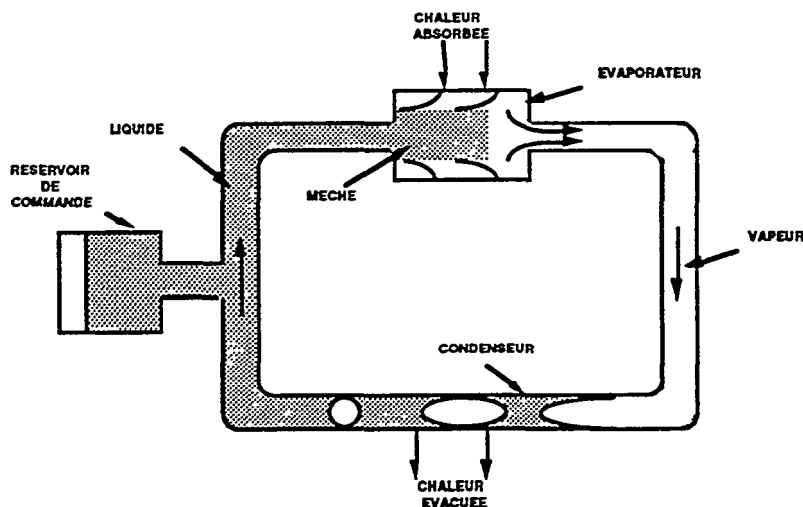


Fig. 1. : Schéma du dispositif

L'évaporateur constitue l'élément moteur. Il est composé d'une structure métallique, à parois perméables à la chaleur, à l'intérieur de laquelle se trouve un corps poreux saturé de liquide (mèche) destiné à assurer le pompage thermocapillaire.

La chaleur à dissiper est transférée, par conduction, à travers les parois de l'évaporateur jusqu'à la surface de la mèche où elle provoque la vaporisation du liquide. Cette vaporisation, qui se produit à la surface de ménisques courbes (*figure 2*), engendre une augmentation de pression Δp_{cap} qui assure la mise en circulation du fluide dans la boucle. Le saut de pression Δp_{cap} est donné par la loi de Laplace (1) :

$$\Delta p_{cap} = p_v - p_l = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_p} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (1)$$

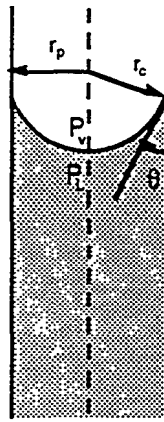


Fig. 2. : Représentation schématique d'un ménisque

La vapeur produite dans l'évaporateur, collectée par une série de cannelures creusées dans la paroi de l'évaporateur est propulsée vers le condenseur où elle se liquéfie en restituant la chaleur absorbée lors de la vaporisation. Après liquéfaction totale, le fluide revient vers l'entrée de l'évaporateur par une conduite adiabatique.

En régime de fonctionnement stationnaire, l'augmentation de pression Δp_{cap} observée lors de la vaporisation doit compenser exactement les pertes de charge occasionnées par l'écoulement du fluide dans les différents éléments de la boucle [1,2].

2. Influence de la pesanteur

L'utilisation d'une boucle dont tous les éléments sont situés dans le plan horizontal défini par la surface libre du liquide contenu dans le réservoir de commande permet de s'affranchir des effets de la pesanteur.

Le saut de pression capillaire Δp_{cap} nécessaire au transport d'une puissance déterminée P est relié aux pertes de charge subies par le fluide dans les différents éléments par la relation ci-dessous :

$$\Delta p_{cap} + \Delta p_{can} + \Delta p_{vap} + \Delta p_{cond} + \Delta p_{liq} + \Delta p_{isol} + \Delta p_{mech} = 0 \quad (2)$$

Dans des conditions d'utilisation particulières et pour certaines configurations de différents éléments, le champ de pesanteur compense, en partie, les pertes de charge qui figurent dans la relation (2) et contribue ainsi à améliorer les performances du dispositif [3]. Nous avons envisagé deux types de montages permettant de mettre à profit le champ de pesanteur.

2.1. Boucle fluide diphasique à condenseur hélicoïdal [4]

L'utilisation de ce type de condenseur modifie les pertes de charge dans la conduite de vapeur et dans le condenseur qui deviennent respectivement $\Delta p'_{vap}$ et $\Delta p'_{cond}$. La relation (2) s'écrit alors :

$$\Delta p'_{cap} + \Delta p_{can} + \Delta p'_{vap} + \Delta p'_{cond} + \Delta p_{liq} + \Delta p_{isol} + \Delta p_{mech} = 0 \quad (3)$$

si $|\Delta p'_{vap} + \Delta p'_{cond}| < |\Delta p_{vap} + \Delta p_{cond}|$

alors : $\Delta p'_{cap} < \Delta p_{cap}$

Le transport de la puissance P nécessite un saut de pression capillaire plus faible que précédemment, c'est-à-dire des ménisques à courbure moins prononcée.

Cette configuration s'avère particulièrement intéressante pour différentes applications de ces dispositifs dans le champ de pesanteur.

2.2 . Boucle fluide diphasique à condenseur plan et à déplacement vertical des évaporateurs par rapport au condenseur

Ce prototype est particulièrement souple pour l'étude expérimentale de l'influence du champ de pesanteur.

Le déplacement vertical vers le bas des évaporateurs par rapport au plan du condenseur entraîne une inclinaison des conduites de liquide et de vapeur qui fait apparaître une variation de pression due au champ de pesanteur qui s'ajoute aux pertes de charge occasionnées par la circulation du fluide dans ces conduites. Dans ce cas, la relation (2) s'écrit :

$$\Delta p'_{cap} + \alpha(\rho_l - \rho_v)hg + \Delta p_{can} + \Delta p_{vap} + \Delta p_{cond} + \Delta p_{liq} + \Delta p_{isol} + \Delta p_{mech} = 0 \quad (4)$$

La comparaison des relations (2) et (4) donne :

$$\Delta p_{cap} = \Delta p'_{cap} + \alpha(\rho_l - \rho_v)gh \quad (5)$$

Le champ de pesanteur a pour effet de diminuer le saut de pression capillaire nécessaire au transport de la puissance appliquée et donc de réduire la courbure des ménisques, ce qui entraîne une augmentation du coefficient d'échange à l'interface de vaporisation [5].

La possibilité de réduire la courbure des ménisques par une utilisation appropriée du champ de pesanteur a comme autre conséquence l'augmentation de la puissance maximale de fonctionnement et l'amélioration des capacités de transport.

3. Résultats expérimentaux

Ces résultats ont été obtenus avec le deuxième montage expérimental décrit ci-dessus beaucoup mieux adapté à l'étude de l'influence du champ de pesanteur (*figure 3*).

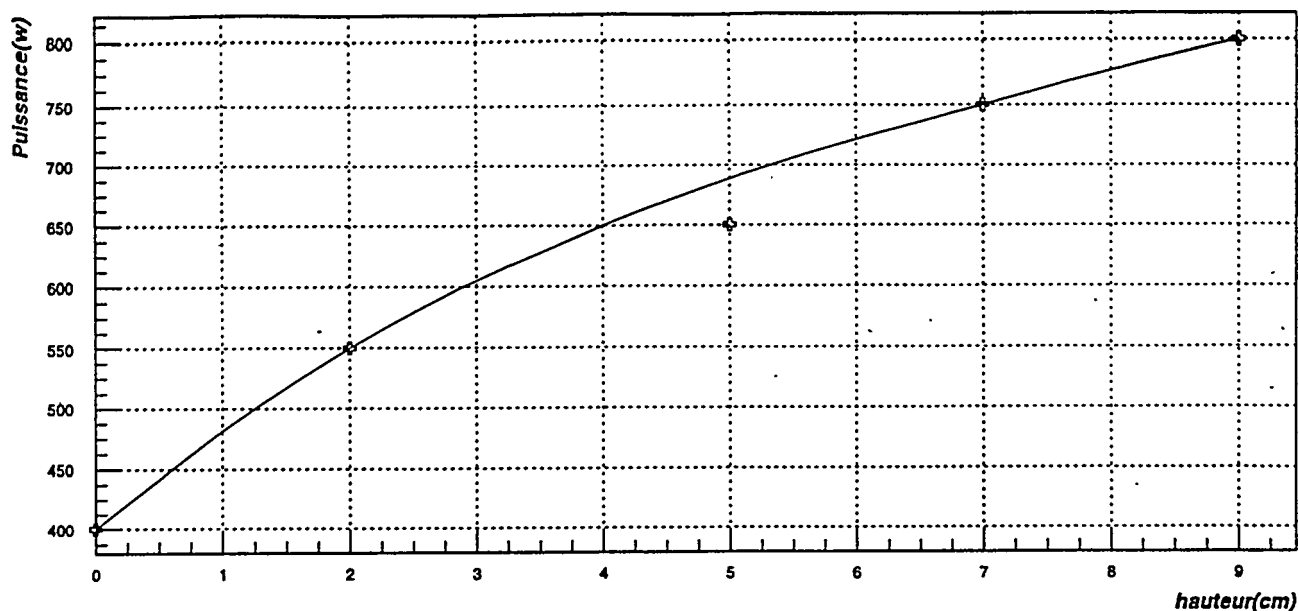


Fig. 5. : Puissance maximale de fonctionnement

3.3 . Analyse des différents modes de fonctionnement

Nous avons reporté sur la *figure 6* les variations de la différence de pression Δp_{evap} aux bornes de l'évaporateur en fonction de la puissance appliquée pour différentes dénivellations.

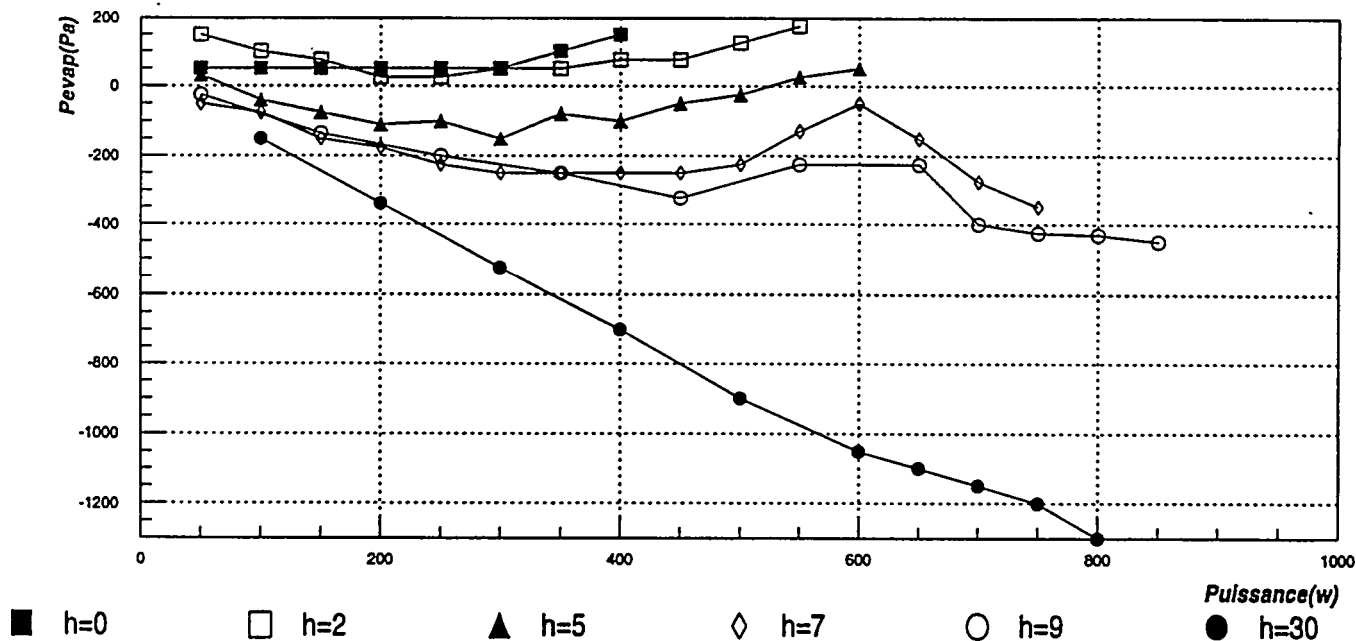


Fig. 6. : Pression différentielle aux bornes de l'évaporateur

Cette différence de pression englobe le saut de pression capillaire Δp_{cap} et les pertes de charge Δp_{mech} et Δp_{can} :

$$\Delta p_{evap} = \Delta p_{cap} + \Delta p_{mech} + \Delta p_{can} \quad (6)$$

Pour chaque puissance de fonctionnement, il est possible de calculer les pertes de charge Δp_{mech} et Δp_{can} et donc d'évaluer le saut de pression capillaire Δp_{cap} à partir de la valeur mesurée de Δp_{evap} .

Cette évaluation nous permet de déterminer le mode de fonction de la boucle diphasique : si Δp_{cap} est positif, le terme moteur est constitué du saut de pression capillaire assisté par la pesanteur ; à partir de l'instant où Δp_{cap} s'annule, la mise en circulation du fluide n'est plus assurée que par pesanteur ; le corps poreux (mèche) ne sert alors qu'à imposer le sens de circulation (fonctionnement en mode thermosiphon).

3.4 . Fraction volumique de vapeur dans la conduite de vapeur

La mesure de la différence de pression Δp_{evap} et des pertes de charge dans la conduite de vapeur Δp_{vap} et dans le condenseur Δp_{cond} et le calcul des pertes de charge Δp_{liq} et Δp_{isol} permettent d'évaluer la fraction volumique de vapeur α à partir de la relation (7) :

$$\alpha = \frac{\Delta p_{evap} + \Delta p_{vap} + \Delta p_{cond} + \Delta p_{liq} + \Delta p_{isol}}{(\rho_l - \rho_v)} \quad (7)$$

4. Conclusion

Compte tenu de leurs caractéristiques, l'utilisation des boucles diphasiques à pompage capillaire s'avère particulièrement intéressante pour la régulation thermique de composants dissipant de grandes quantités de chaleur et dont le fonctionnement peut être altéré par des vibrations.

Outre l'amélioration des performances qu'elle procure, la pesanteur peut également être utilisée pour remédier à un désamorçage de la boucle consécutif à l'assèchement de la mèche et contribuer à amortir les oscillations du fluide.

RÉFÉRENCES

- [1] PLATEL Vincent
Etude physique et fonctionnement de l'évaporateur d'une pompe thermocapillaire : modélisation et expérimentation
Doctorat d'Université (1991).
- [2] FUDYM Olivier
Modèle physique de fonctionnement d'une boucle fluide à pompage thermocapillaire. Etude de prototype et analyse de couplage.
Doctorat d'Université (décembre 1994).
- [3] ESCHBACH Nicolas
Etude du condenseur d'une boucle fluide diphasique à pompage thermocapillaire. Mise en place d'un banc d'essai et expérimentation.
DEA Systèmes Energétiques (1994).
- [4] POUZET Eric
Modélisation de l'influence du champ de pesanteur sur le fonctionnement d'une boucle fluide diphasique à pompage thermocapillaire.
DEA Systèmes Energétiques (1992).
- [5] BRIEND Philippe
Mesure des coefficients d'échange dans l'évaporateur d'une pompe thermocapillaire.
DEA Systèmes Energétiques (1992)

TEST RESULTS OF RELIABLE AND VERY HIGH CAPILLARY MULTI-EVAPORATORS / CONDENSER LOOP

Stéphane Van Oost, Marc Dubois and Guy Bekaert
SABCA-Belgium

ABSTRACT

The paper presents the results of various SABCA activities in the field of two-phase heat transport system.

These results have been based on a critical review and analysis of the existing two-phase loop and of the future loop needs in space applications.

The research and the development of a high capillary wick (capillary pressure up to 38000 Pa) are described. These activities have led towards the development of a reliable high performance capillary loop concept (HPCPL), which is discussed in details.

Several loop configurations mono/multi-evaporators have been ground tested. The presented results of various tests clearly show the viability of this concept for future applications.

Proposed flight demonstrations as well as potential applications conclude this paper.

EXISTING CPL OPERATION CRITICAL ANALYSIS

ESTEC CAPILLARY PUMPED LOOP - In 1987, a contract dedicated to define, manufacture and test a breadboard and a development CPL was realized by a joint venture of SABCA/DORNIER (ref. [1]).

A freon and an ammonia loop were tested. The performance achieved was a maximum heat transport capability of 7.5 kW with two parallel evaporators and three parallel condensers. A heat transport length of 10 m with a capillary pumping pressure of 2500 Pa has been reached using a 30 μ m polyethylene porous material. The low thermal conductivity of such porous material is an advantage for a capillary evaporator but may not be used at temperature over 80°C.

The pumping pressure is able to overcome out-of-plane no more than maximum 450 mm. The minimum heat transport capability was reached at 250 W per evaporator. Below this minimum heat load applied to an evaporator, the capillary pump deprimed. Such operating constraint requires that all parallel evaporators are at least submitted to their

minimum heat load. No capillary isolator was placed at the inlet of each evaporator. For this reason, the depriming of one evaporator caused the depriming of parallel operating evaporators.

A temperature control capability with an accuracy of $\pm 1^\circ\text{C}$ over a set-point temperature range between 0°C and 20°C was achieved. However, in order to avoid the depriming of an evaporator capillary pump, the rate of decrease of the loop operating temperature was limited to 10°C/hour. An increase of loop operating temperature was always suitable to avoid depriming. (A fast increase of loop saturation temperature with the action of reservoir was even used in US-loop to reprime an evaporator under heat load).

The tests performed on this loop have shown oscillations of the differential pressure measurement recorded between the inlet and the outlet of the evaporators. The amplitude was sometimes equal to the maximum capillary pressure of the evaporator wick. The oscillation period was around 1 minute.

However, it has been proven that a CPL is able to operate without pressure oscillations. The condition to get such a stable operation is not well reproducible.

The loop required a heat load of 1.5 kW applied to each evaporator to get a correct start-up. Other led to evaporator depriming. A well defined start-up procedure was thus required to operate the loop.

Problem of minimum heat load, evaporator depriming under loop operating temperature decrease, loop differential pressure oscillations and loop start-up were all identified to be associated to the generation of gas/vapour inside the evaporator pumping wick.

For this reason, particular attention has been devoted to what occurs inside the evaporator wick. In ref. [1], a comparative study between the experimental and numerical (through ESA Thermal Analyses Program - ESATAN) results of the temperature distribution inside the evaporator is reported.

From this study, it may be seen that liquid temperature reaches nearly the loop saturation temperature for a minimum flow rate in the liquid

channel. The minimum flow rate is always obtained at the extremity of the liquid channel. The liquid boiling at the extremity of the liquid channel is thus the major problem of the capillary evaporator pump.

TWO-PHASE EXPERIMENT -- A two-phase experiment TPX [ref. 2] has flown onboard the Space Shuttle in 1994 in a GAS container. SABCA was responsible of the capillary pumped loop. The objectives of this loop were to verify and to demonstrate the heat transport potentiality and loop behaviour under different heat load and heat sink conditions in 0-g. This reduced scale of CPL incorporated a cylindrical and a flat evaporators. The design of the capillary wick has been adapted to increase the minimum liquid flow rate inside the evaporator wick channel. The comparative study of various evaporators design (ref. [1]) shows a larger temperature difference between the liquid channel temperature and the loop vapour temperature for a short channel. The evaporator design which was tested under 1-g and 0-g environment is shown in ref. [1].

The TPX post-flight analysis showed that the loop worked quite properly in micro-gravity conditions with most of the objectives being encountered.

The TPX loop operates quite similarly in 1-g and 0-g condition. No fundamental difference was observed in the following test results : start-up, maximum heat load, minimum heat load, heat load sharing, balance/unbalanced heat loads, temperature control and evaporator inlet liquid temperature influence.

An increase of the evaporator heat transfer coefficient of around 30 % was observed in 0-g compared to 1-g.

Thanks to the new evaporator design, a subcooling was maintained at the extremity of the liquid channel. TPX was able to operate steadily without differential pressure drop oscillation. This fact means that no interpestive bubble generation took place inside the evaporator wick.

However, as in all conventional CPL's, the depriming test (by heating up the evaporator inlet) and the minimum heat load test showed systematically in 1-g and 0-g an evaporator depriming when the inlet liquid temperature reaches the loop saturation temperature.

TPX loop as other conventional CPL's requested a dedicated priming procedure and a minimum subcooling of the liquid entering the evaporators.

US EXPERIENCE - According to extensive literature survey on performance and design of large and small American CPL's, the performance of a CPL is mainly driven by the capillary evaporator pump

capability. The main aspect for a reliable operation of a CPL is related to the depriming of an evaporator. The flow visualization within a capillary evaporator demonstrates the dependence of bubble size on the differential pressure recorded (ref. [3]).

The following possible scenario for depriming of an evaporator is mentioned in ref. [4] :

The amplitude of pressure oscillations may become higher than the capillary limit when the heat is relatively high. This leads to the injection of vapour into the liquid core of the pump. The increase of heat load produces large oscillations of pressure, although the increased subcooled liquid flow limits the depriming risk. A decrease of the power leads to a decrease of the subcooled liquid which allows an expansion of the vapour bubble and subsequently a depriming of the evaporator.

Under such depriming scenario, it is also observed that the size of the evaporator liquid core affects the depriming sensitivity. A small liquid core diameter avoids the beneficial influence of gravity to wet completely the evaporator wick.

The impact of non-condensable gas (NCG) on the CPL evaporator pump operation is a fundamental problem. As it is demonstrated in ref. [5], a NCG bubble is more stable than vapour bubble inside the CPL evaporator. This leads to a faster evaporator depriming under start-up and during normal operation.

In order to start-up an evaporator without having sudden unacceptable differential pressure, a dedicated evaporator start-up pump is used in the American CPL's.

The very pure liquid ammonia may sometimes be superheated. Boiling of such liquid induces very high differential pressure and vapour may pass through the evaporator wick. The use of a starter pump allows to evacuate the liquid of the CPL's vapour side. This liquid extraction operates satisfactorily in 1-g but not in 0-g as shown by CAPL 1.

Conventional CPL's where reservoir is located close to the condenser has many problems of reliable operation. They are mainly related to the fact that there is no means to ensure the liquid feeding of the capillary evaporator pump.

RUSSIAN EXPERIENCE - (ref. [6]). The Lavochkin's Loop Heat Pipe (LHP) associates a capillary evaporator to a reservoir. Such a reservoir is able to fully liquid flood the loop while keeping a residual liquid amount inside the reservoir. This principle ensures the liquid feeding of the capillary pumping wick of the evaporator under all operating conditions. Such a loop has very attractive performances such as : auto-start behaviour, reliable operation for various heat loads, very high pumping

capability. However, the loop may not start-up at a very low heat load and a high temperature gradient occurs between the evaporator and the sink occurs at low heat load. Such a loop may be actively temperature controlled by a Peltier cell carrying the heat from the reservoir to the evaporator. This means solves the problem of start-up at a low heat load and reduces the temperature gradient.

THERMAL CONTROL SYSTEM NEEDS

As a result of a survey performed by SABCA among several European and American companies for the thermal management of future satellites, the following needs have been identified :

- The capillary pumping pressure has to be able to counterbalance a static head of 3 meters for ground verification test.
- The thermal control loop can not interfere with the equipment life. Equipment/payload can not be switched off due to the thermal control loop reasons.
- Heat load sharing is of interest and the minimum heat load on an equipment is 0 W.
- Heat load history is quite random.
- No stringent thermal regulation is generally required.
- Multiple evaporators and/or condensers have to operate against gravity and the heat load has to be shared between each element located under various levels.
- Operational lifetime of 15 years or more is required.
- Fluid line flexibility and disconnection is of interest.

These results have been confirmed by US workshop ref. [7].

The user needs lead to the following conclusions :

- The CPL system must be ready for operation at all times :
 - ° Deprimings or other anomalies are not acceptable and will result in the loss of critical mission data or performance
 - ° Eliminate time constraints to bring a CPL on line such as time required to prime evaporator
- The system must be capable to handle large power fluctuations between 0 W and maximum heat load.
- The system has not to be critically sensitive to a decrease of operation temperature.
- The capillary pump evaporator has to be vapour tolerant to eliminate all start-up and depriming anomalies in addition to concern with non-condensable gas.
- CPL's have to be non condensable gas tolerant for long term operation and for gamma ray field

application.

- The subcooling required by CPL has to be minimized.
- CPL's for constant conductance mode have to be fully passive.
- There is a need in the evaporator design to increase heat flux, heat transfer coefficient, and to achieve high pumping capability.

SABCA DEVELOPMENT ACTIVITIES

Thanks to the combination of the Belgian IRSIA and SABCA funding, the following activities were performed to encounter the thermal control system needs.

The first step was to find or enhance the porous material capability to achieve high pumping pressure. No porous material was found which has simultaneously a pore size diameter lower than 5 microns with a reasonable permeability at a relatively high thickness of about 20 mm.

In 1993 the process to get nickel porous rod of 2.2 micron pore diameter has been developed having a permeability of $5 \cdot 10^{-14} \text{ m}^2$ and a void fraction of 71 of percent. The maximum size manufactured today is 1 m long by 14 mm outside diameter and 8.5 inside diameter. Such capillary material is able to sustain a static head of 6.4 meters of liquid ammonia.

The second step of the development, performed between 1993 and 1994 was to design an evaporator able to operate with a high reliability. The focused principle was to maintain the subcooling inside the evaporator liquid channel for all operating conditions. A secondary system implemented in each evaporator extracts the heat from the liquid channel to maintain a subcooling. An active cooling with a heat pipe added to a Peltier cell was chosen to pump the heat from inside of the evaporator wick to the evaporator heated surface. A loop consisting of 2 parallel evaporators with 2 parallel condensers and a reservoir was manufactured and tested successfully. However, the evaporators of such a loop required a device which had to be actively controlled or a passive low heat sink which had to be near the heat sources. Moreover, the evaporators did not accept non condensable gas. Even with a high subcooled liquid inside evaporators, they deprimed.

The achieved performances were :

- A heat load capability between 0 W and 1.2 kW for the loop and 0 to 700 W for each evaporator.
- A capillary pumping pressure able to sustain 3.2 meters achieved with ammonia under 1.2 kW heat load.
- A heat load sharing between evaporator located at different levels.

- A heat load distribution between each parallel condenser submitted to different sink conditions and located at different levels.

The third step of development performed in 1994 and 1995 was to demonstrate a new reliable loop concept called High Performance Capillary Pumping Loop (HPCPL).

This loop had to allow generation of vapour or gas bubbles inside its evaporators without evaporator depriming.

The loop had to operate reliably even with non condensible gas (NCG).

The loop had to be able to operate without active device for a fully passive start-up and operation.

A first HPCPL with 3 evaporators was manufactured and tested successfully in 1995 to demonstrate its concept.

DEFINITION OF THE PROBLEM INSIDE CAPILLARY PUMP EVAPORATOR AND SOLUTION

To avoid the capillary pump evaporator depriming, the CPL must have a means allowing namely :

- The loop operation with non condensible gas for a long term operation (15 years)
- The multi-evaporator working mode with thermal heat load down to 0 W
- The auto-start capability

As for any mechanical pump, the CPL becomes to deprime or in other word to cavitate if the evaporator inlet fluid temperature reaches the saturation temperature.

The cavitation in the capillary pump evaporator results from the vaporization of the fluid and/or the desorption of NCG from the liquid medium due to an increase of the temperature at the inside of the capillary pump wick (the liquid channel of the wick). This cavitation may produce a low frequency noise (pressure drop instability) seen by the differential pressure sensor or may cause more drastically the evaporator depriming.

The objective of the evaporator design is to ensure that the liquid is in contact with the evaporator's capillary material in all operating modes. This has to handle even with parasitic heat losses flowing through the capillary material, as these losses increase the temperature of the inlet liquid up to the saturation conditions.

The generation of a gas bubble inside the capillary evaporator pump (see figure 1) follows the laws given below :

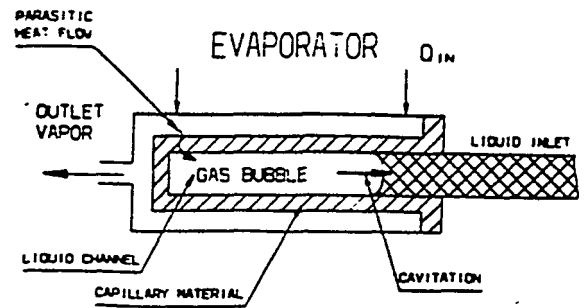


Figure 1 : Capillary Evaporator Pump Depriming Principle

- There is vaporization if the liquid temperature T_{liquid} is such that $T_{liquid} \geq T_{vapour}$. It is assumed that superheated liquid may not be maintained stable in the liquid phase.
- There is a NCG gas bubble generation if T_{liquid} and $T_{desorption}$ (desorption temperature of NCG) is such that $T_{liquid} \geq T_{desorption}$ with $T_{desorption} = T_{vapour} - \Delta T$; ΔT being given by the partial pressure of NCG dissolved in the liquid medium according to :

$$\Delta T = \frac{T_{l, sat}}{\rho_v \cdot h_{fg}} \cdot P_g \text{ and } P_g = K_h \cdot X_{g1}$$

With : $T_{l, sat}$ = the saturation temperature corresponding to the pressure of the liquid phase

h_{fg} = latent heat of vaporization

ρ_v = vapour density

X_{g1} = mole fraction of NCG in the liquid medium

K_h = Henry's constant

There are two main identified solutions to avoid the evaporator pump cavitation :

- The first one is to guarantee a subcooled liquid inside the capillary evaporator pump to avoid the liquid vaporization. Two methods are available :
 - ° A minimum flow of subcooled liquid Q_{min} is maintained. This may be implemented by either a minimum heat load Q_{min} applied to each evaporator or by oscillations of subcooled liquid flow inducing differential pressure oscillations. Classical CPL's use the principle of Q_{min} although uncontrolled pressure drops oscillations are often generated.
 - ° A device is added to extract the heat from the liquid channel of each capillary evaporator pump. This solution has been tested with the so-called IRSIA CPL.

The principle of the IRSIA CPL is shown in figure 2.

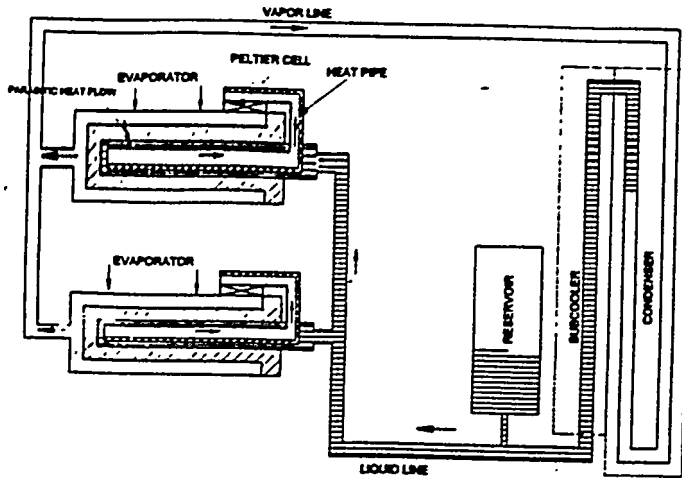


Figure 2 : IRSIA CPL with Heat Pipe and Peltier Cell Heat Pump

Results of this loop show the non-capability to operate with NCG even with high subcooled liquid (10 K).

- The second solution is to allow the liquid vaporization inside the liquid channel of the capillary evaporator pump, to extract the generated vapour and the NCG bubble and to guarantee the contact of inlet liquid with the capillary material.

This second solution has been developed and successfully tested with the HPCPL loop.

HPCPL DESIGN PRINCIPLE

The figure 3 shows the design of the HPCPL loop.

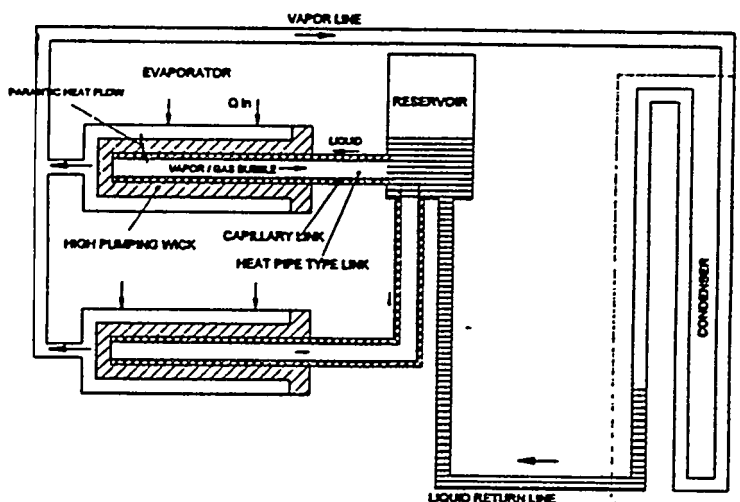


Figure 3 : Design Principle of HPCPL

The basic principle of the design is such that :

- The capillary link between each evaporator and the reservoir guarantees the liquid supply of each evaporator capillary material with liquid in the reservoir.
- The reservoir dimension and liquid volume inside the loop are such that there is always liquid inside the reservoir.
- Any vapour or gas bubble generation inside the capillary evaporator pump is tolerated and evacuated to the reservoir.
- The capillary link provides a capillary pressure (according to figure 4) able to sustain the pressure drop of liquid and vapour flows (delta pressure 2-3) between the reservoir and the evaporator. The vapour flow is produced by the parasitic heat load through the capillary material.

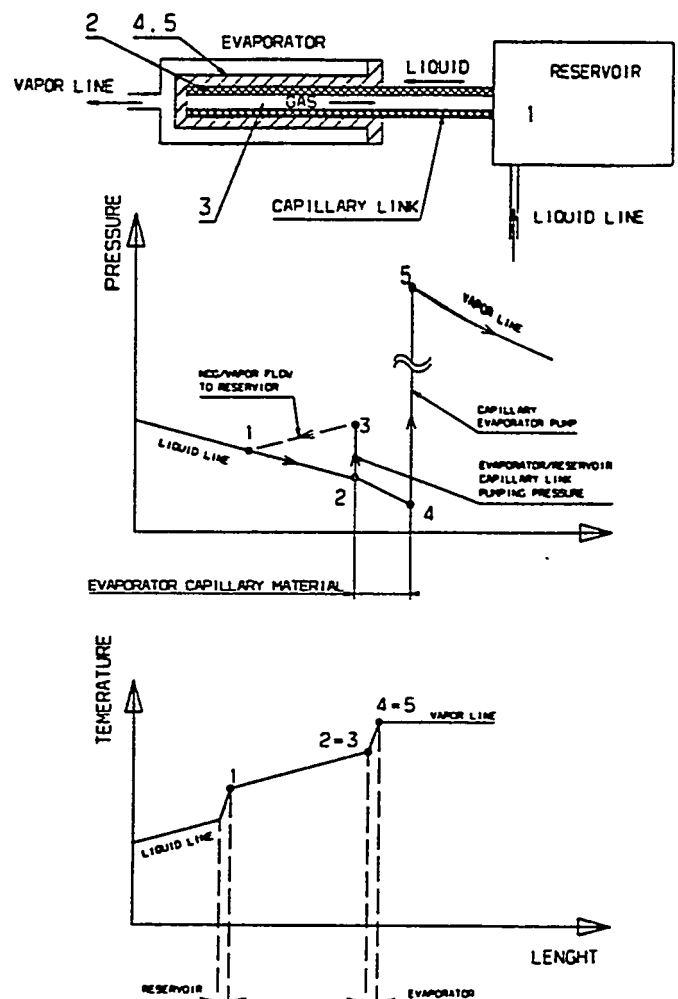


Figure 4 : HPCPL Basic Principle of Capillary Link between Evaporator Core and Reservoir

- The reservoir is at a lower temperature than the central core of each evaporator thanks to its negative thermal balance : subcooled inlet liquid

- The vapour flow produced by the parasitic heat load provides the means to carry the NCG from the central core of the evaporators to the reservoir.
- The reservoir is able to collect a large amount of NCG thanks to the thermal dissociation within the evaporator body. Its temperature will be below the loop saturation temperature according to the partial pressure of NCG.

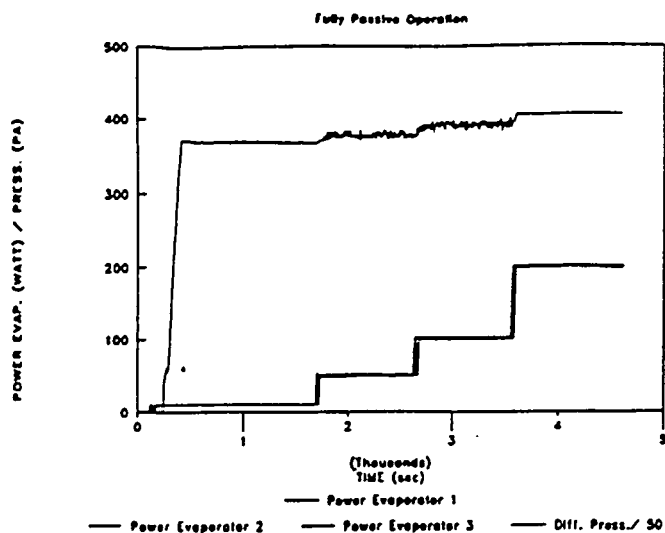


Figure 6 : Power Profile and Differential Pressure

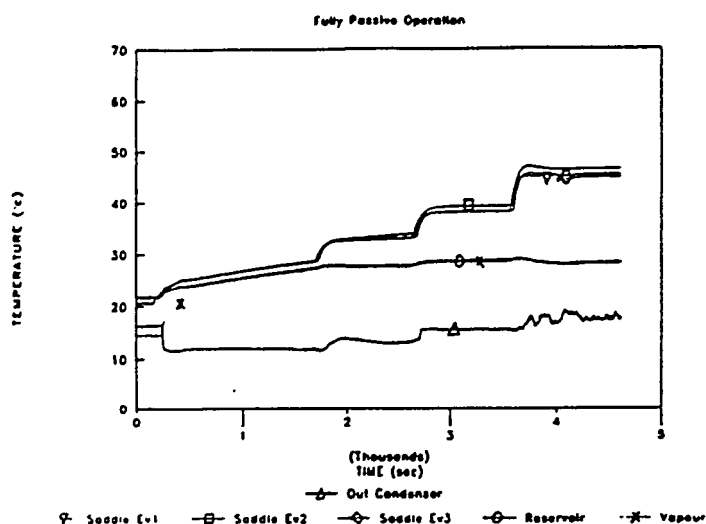


Figure 7 : Loop Temperature Distribution

According to these results the loop has the following features :

- Auto-start : The loop starts only due to the heat load applied to the evaporators. A differential pressure of 18500 Pa is generated. It corresponds to the 3.2 m column of liquid ammonia. Before the heat load is applied, the vapour line was fully liquid flooded. The generation of vapour inside the evaporator produces an increase of pressure in the vapour line which pushes the liquid via the condenser to the reservoir. The vapour flows into the condenser where it is condensed and the vapour/liquid front is stabilized inside the condenser.
- Auto-regulation : The heat load applied is increased step by step up to 3 x 200 W. The increase of the liquid flow to the reservoir stabilizes the reservoir temperature at about 15°C above the condenser sink temperature. The thermal balance

of the reservoir is such that its temperature is maintained nearly constant. The loop vapour temperature follows exactly the reservoir temperature.

The following minimum heat load test was performed with the reservoir active control. The Peltier cell between the reservoir and one evaporator was used to control the loop operating temperature according to the desired set-point temperature.

Figures 8 and 9 show the behaviour of the loop submitted to a decrease of the set-point temperature with no electrical heat load applied to the evaporator.

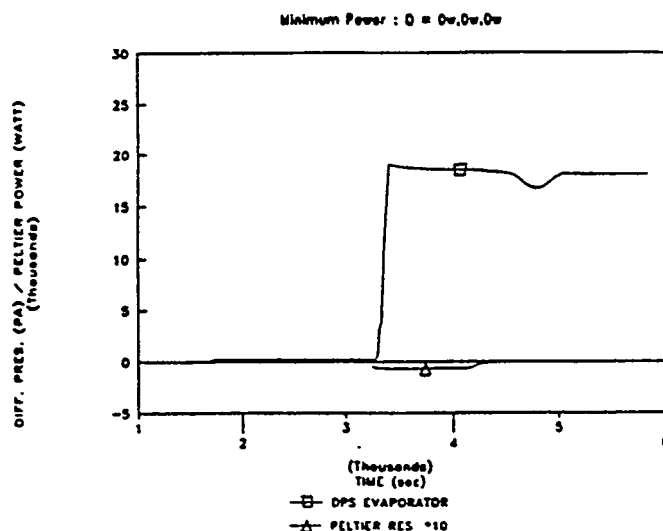


Figure 8 : Power Profile and Differential Pressure

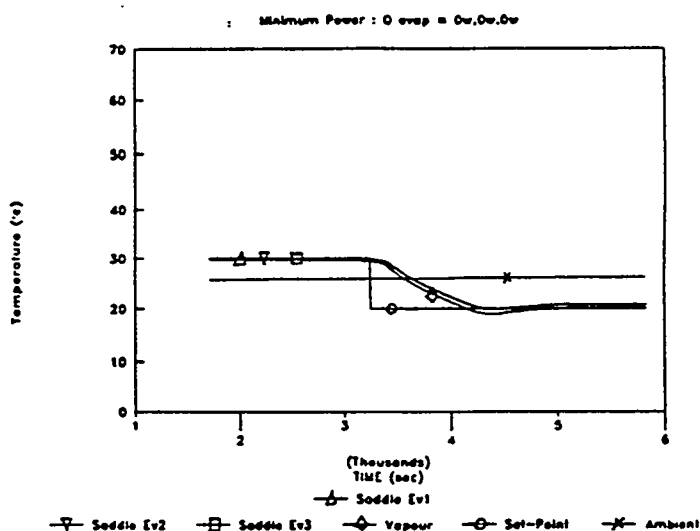


Figure 9 : Evaporators Temperature Distribution

- Minimum evaporator heat load below ambient temperature - The reservoir and the evaporators follow the decrease of the set-point temperature which is set 5 K below the ambient temperature.

Under this condition, the heat loads applied are coming from the surrounding environment. These heat loads are applied on parts of the loop and even on the liquid supply line. Bubbles at the inlet of the evaporators may be generated under this condition. The loop operates fully satisfactorily under this mode. The decrease of the set-point produces an activation of the Peltier cell (15 W of electrical power), which cools the reservoir and rejects the heat to the surrounding evaporator.

- Loop start-up with no evaporator heat load - The reservoir pressure decrease produces a flow of liquid from the loop to the reservoir. The differential pressure is created and the vapour line is emptied. The condensers become active which produce the heat flow from the evaporators to the condensers. Evaporators and reservoir temperatures reach the decreased the set-point temperature after a little overshoot due to the Peltier cell "PID controller integral parameter".

The following power cycling test was performed. The power is such that balanced and unbalanced heat loads are applied between the evaporators. The loop operates correctly (see figures 10 and 11).

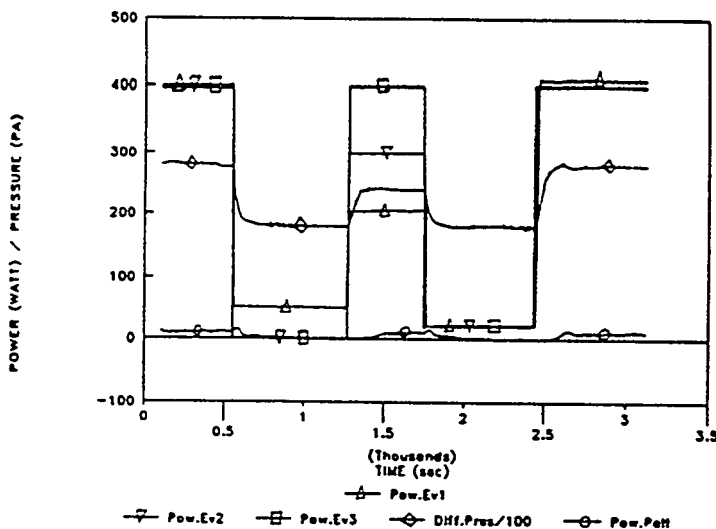


Figure 10 : Power and Differential Pressure

- Power cycling - The loop is able to operate fully correctly against fast evaporator heat load changes.
- Unbalanced heat load - The loop reacts correctly with evaporator submitted to different heat loads.
- Evaporator inlet subcooling - The graph of figure 11 shows that the evaporator may operate without any depriving with the inlet fluid at saturation

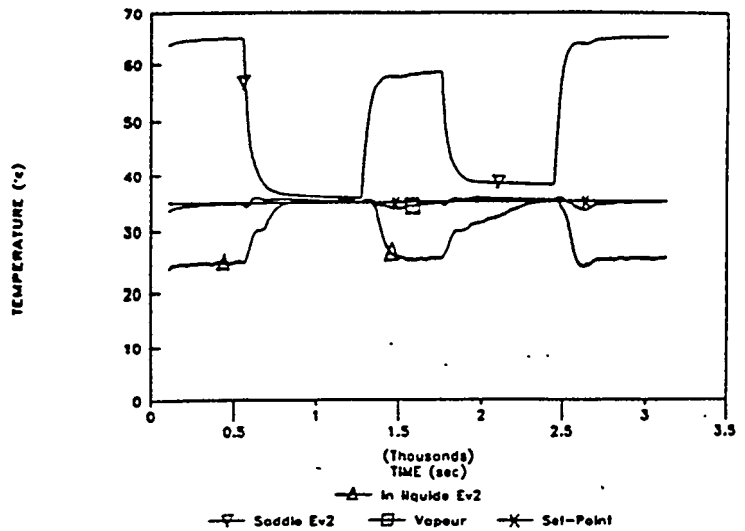


Figure 11 : Evaporator Temperature Distribution

temperature. A high heat load produces an increase of the liquid flow flowing from the reservoir. The liquid flowing from the condenser to the reservoir is subcooled. The large flow produces the subcooling of the evaporator inlet supply line.

- Pressure drop - Under low heat load, the pressure drop in the loop is very stable. The increase of heat load produces the increase of the pressure drop which remains stable.
- NCG sensitivity : A test was performed with 1 cc of NCG under 20 bars introduced in the loop. The auto-start, the minimum heat load, the balance/unbalanced heat load and the temperature control characteristics are not affected by this NCG. The gas is injected in the vapour line and is trapped by the reservoir. Its temperature is regulated 3 K below loop saturation temperature due to its NCG content. Without NCG the two temperatures are equal.

FLIGHT DEMONSTRATION

A qualification of a two-phase heat transport system is not complete without a flight demonstration.

For a HPCPL, this is going to be performed in a two-steps approach, making use of the available flight opportunities :

TPX II FLIGHT - After the successful flight of TPX (ref. [2]), it has been proposed to make a reflight of the TPX (TPX II) taking into account the experience gained during the first flight, the advances achieved in two-phase fields and the future thermal control application needs, namely :

- the SABCA nickel capillary pump evaporators
- the condenser configuration with two condensers in parallel - one being actively controlled.

The TPX II experiment, which will make use as far as possible of the existing TPX hardware is schematically presented in figure 12.

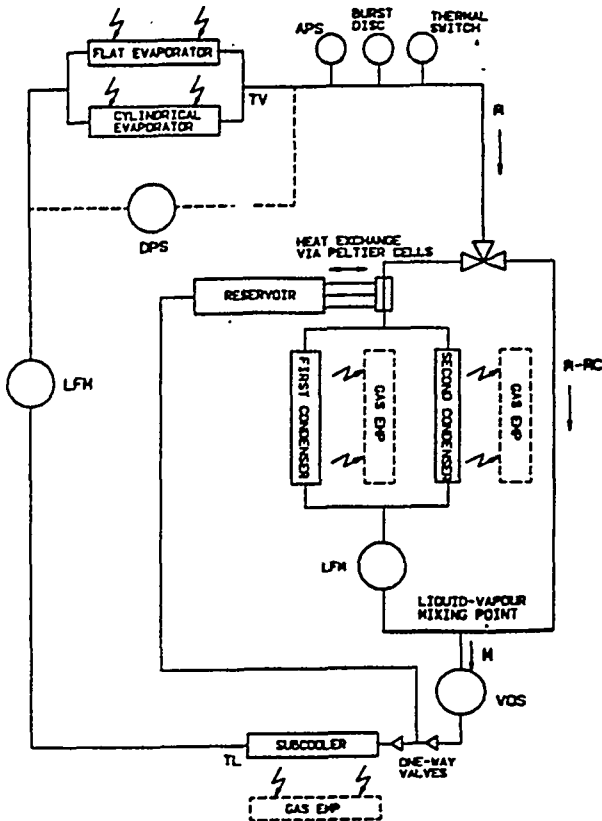


Figure 12 : TPX II Loop Schematic

This flight opportunity will allow to test the two nickel-powder evaporators set in parallel according to an extensive flight test plan.

STENTOR - The Stentor satellite, developed by MATRA / ALCATEL / AEROSPATIALE under a CNES contract, aims to be a flight demonstrator of different space technologies.

Among those, a new active antenna concept (developed by ALCATEL) combined with its associated thermal subsystems is one of the critical item.

A HPCPL loop will be used for cooling the 900 W heat generated by the active antenna located on the satellite earth panel. This heat will be transferred to both north and south panels.

The general architecture of the Stentor HPCPL loop is shown in figure 13 and consists of :

- 6 evaporators in parallel - longitudinal
- 2 condensers with capillary isolators
- 1 reservoir with its own control system

- Vapour and liquid circulating pipes

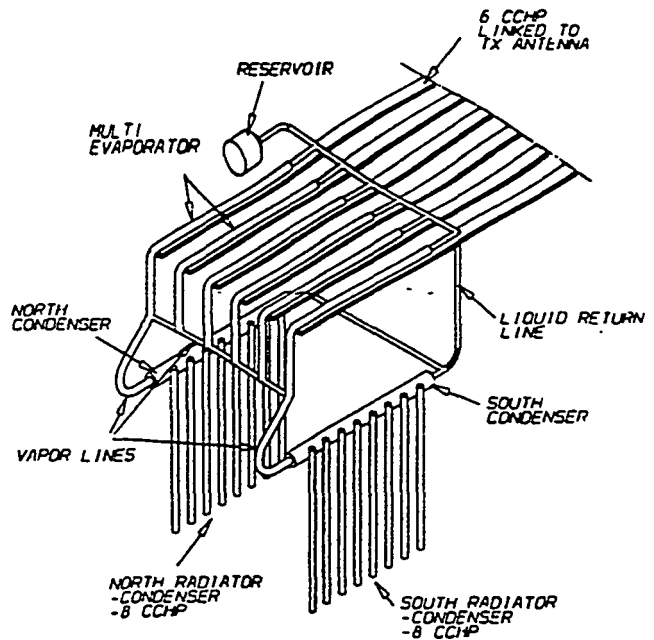


Figure 13 : Stentor HPCPL Architecture

The Stentor program includes the design of the CPL, the manufacturing and testing of a development model and the qualification on a dedicated loop prior to the flight model manufacturing and testing. The Stentor flight is foreseen in 1999.

This loop, dedicated to the active antenna will also be specifically tested to determine its flight performances.

A second loop, called loop heat pipe (LHP), also based on the HPCPL concept, will ensure the thermal transfer from one internal equipment to a deployable radiator to which the condensers are directly linked. Between these two elements flexible lines are used. A reservoir controls the loop operating temperatures.

Such technology provides to the users a high flexibility to extract the waste heat and control the temperature of an equipment which is inside a complex environment.

The LHP behaves as a simple device which allows without active control and mechanical pump to accommodate erratic and sudden heat load changes and sink source temperature changes according to equipment heat transfer temperature control requirements. The high pumping capability of the capillary pump provides a very high flexibility during the ground test to dissipate the energy from one location to another location of the satellite.

CONCLUSION

The capillary pumped loop offers a very attractive solution for the thermal control application. This device may operate fully passively without mechanical moving parts. This feature given also by heat pipes is of interest for a reliable long term operation. However, conventional grooved heat pipes are not able to operate with static head higher than 20 mm and over long distances. The users also often find problems of integration with the heat pipes (relatively rigid). Verification test of an overall system has to be such that heat pipes are nearly horizontal.

The capillary pumped loops may overcome these heat pipe drawbacks but have to prove the same reliable operation level as the heat pipes.

The reliable operation of these loops is directly linked to the reliable liquid supply of capillary evaporators pumps. This objective has been encountered with the HPCPL concept.

A proof of concept loop with a multi-evaporator configuration has been manufactured and tested successfully.

The new technology development gives the following main attractive features :

- High pumping pressure (up to 3 meters allowing representative ground testing) and high heat load capability
- Auto-start / self-priming
- No minimum heat load
- Thermal regulation of loaded and unloaded evaporators (heat load sharing)
- Insensitivity to non condensible gas generation
- High reliability
- High flexibility for integration and tests

The future step is the HPCPL qualification and flight demonstration, proposed for the TPX II and the Stentor.

ACKNOWLEDGEMENTS

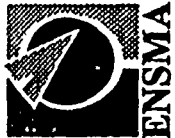
We would like to express our great acknowledgements for the excellent work performed by Miss Carine Vanderstraeten who was in charge of typing this manuscript in a very short time.

REFERENCES

1. S. Van Oost et. al., *Capillary-Pumped Heat Transport System Two-Phase Loop and Evaporators Research and Results* - Proc. 4th European Symposium on Space Environmental and Control Systems, Florence, Oct. 91, ESA SP-324, 77-86.
2. A.A.M. Delil, et. al., *TPX for In-Orbit Demonstration of Two-Phase Heat Transport Technology - Evaluation of Flight and Post-Flight Experiment Results*, SAE 951510, 25th ICES, 1995
3. R. Jointing Ko et. al., *Flow Visualization within a Capillary Evaporator*, SAE 932236, 1993
4. Tamara O'Connell et.al., *Investigation of Power Turn down Transients in CAPL1*, Capillary Pumped Loop Workshop IV, Baltimore, Sept. 1994.
5. Antoniuk, D and J. Pohner, *Deleterious Effects of Non-Condensable Gas during Capillary Pump Loop Start-Up*, SAE paper 941048, 1994.
6. K.A. Goncharov et. al., *Investigation of Temperature Fluctuations in Loop Heat Pipes*, SAE 941577, 1994.
7. Jone Baumann, *Recommendations for Future CPL Development and Risk Reduction*, Capillary Pumped Loop Workshop IV, Baltimore, September 1994.

ETUDE EXPERIMENTALE D'UNE BOUCLE THERMOCAPILLAIRE A EAU

C. LEFRIEC et A. ALEXANDRE
E.N.S.M.A. POITIERS



LABORATOIRE D'ETUDES THERMIQUES

URA CNRS N°1403

POSITION DE L'ETUDE

BUT:

Réalisation d'un montage expérimental permettant d'améliorer la compréhension des mécanismes de fonctionnement d'une boucle thermocapillaire grâce à la visualisation interne.

MOYENS:

Boucle diphasique à pompage capillaire à eau avec parois transparentes pour chaque composant.

PROGRAMME DE L'ETUDE:

- Séquence de démarrage.
- Réponse de la boucle aux créneaux de puissance.
- Capacité de transport de la boucle:
Puissance minimum / Puissance maximum
- Capacité de pompage de l'évaporateur.
- Etude du coefficient d'échange de l'évaporateur.
- Influence des fluctuations de pression dans la boucle.
- Fonctionnement sans le réservoir.
- Influence de la présence d'un gaz incondensable.

CHOIX DU FLUIDE

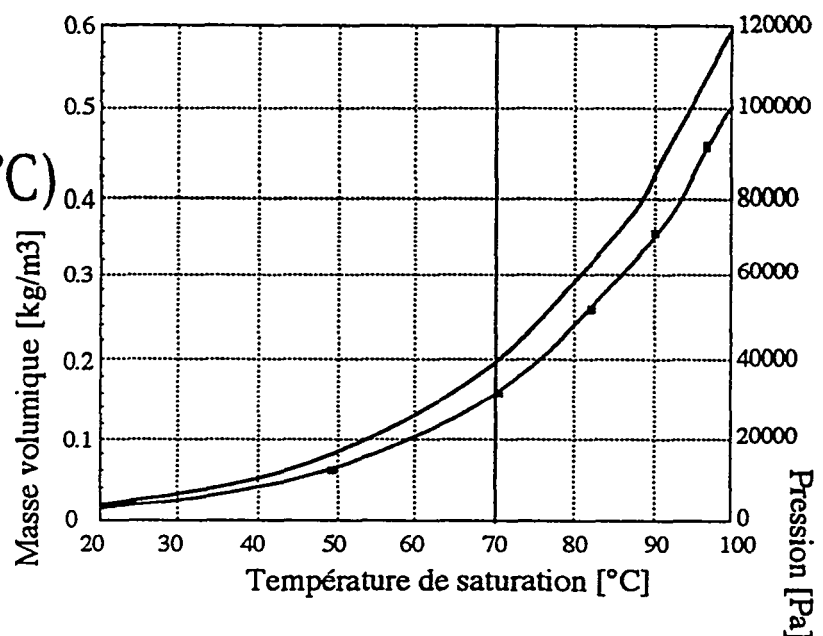
AVANTAGES:

- Fluide non toxique
- Incompatibilités chimiques réduites avec de nombreux matériaux
- Faible pression de fonctionnement (sécurité) autorisant des sections de visualisation

INCONVENIENTS:

- Pression réduite ($P < 1 \text{ bar}$ pour $T < 100^\circ\text{C}$)

↓
 ρ faible
 ΔP important



- Température élevée : supérieure à 70°C
- Utilisation de matériaux poreux autres que le polyéthylène: silice
métaux: Inox, Bronze

DEFINITION DU MONTAGE

CARACTERISTIQUES DE LA BOUCLE THERMOCAPILLAIRE EXPERIMENTALE:

Fluide caloporteur :	eau distillée
Température de fonctionnement:	70 - 100°C
Capacité de transport:	1500 W
Milieu poreux: Silice	$\phi_{\text{pore}}=25\mu\text{m}$ / $ep=20\text{mm}$ $\Delta P_{\text{cap}}=11000 \text{ Pa}$
Inox	$\phi_{\text{pore}}=70\mu\text{m}$ / $ep=3\text{mm}$ $\Delta P_{\text{cap}}=4000 \text{ Pa}$

MOYENS DE MESURES:

Température:	20 thermocouples type K
Pression - Différentielle (évaporateur)	0-12000 Pa
- Absolue (réservoir)	0-1.2 Bar
Poids du réservoir	0-18kg ($\epsilon=0.1\text{g}$)

SCHEMA DU MONTAGE:

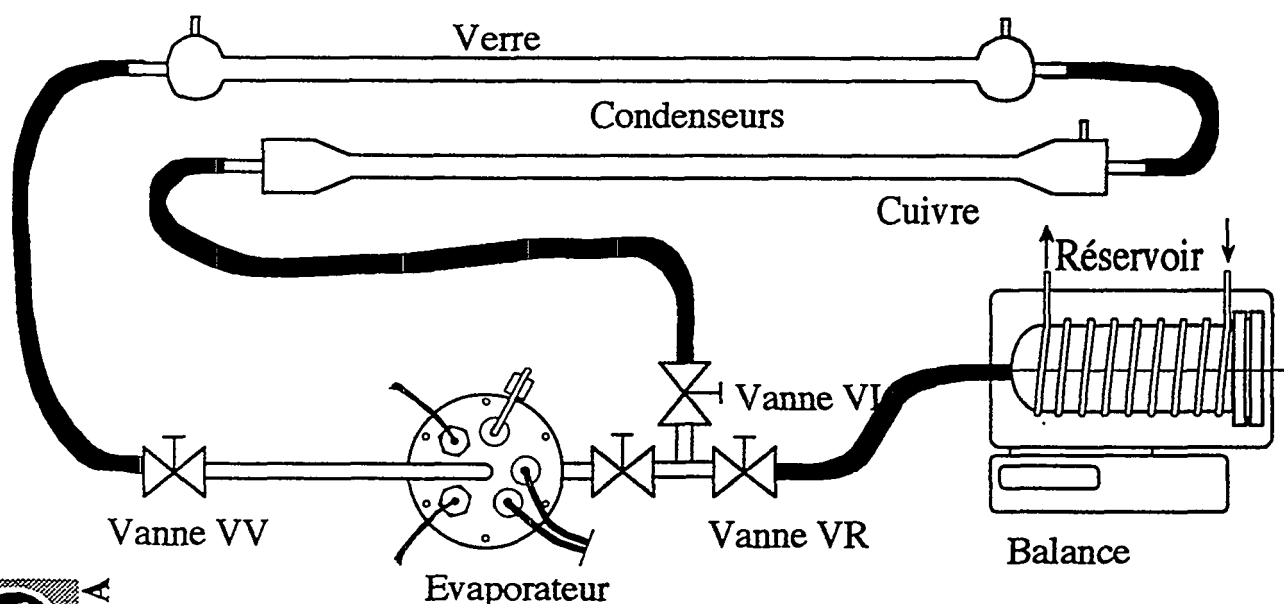
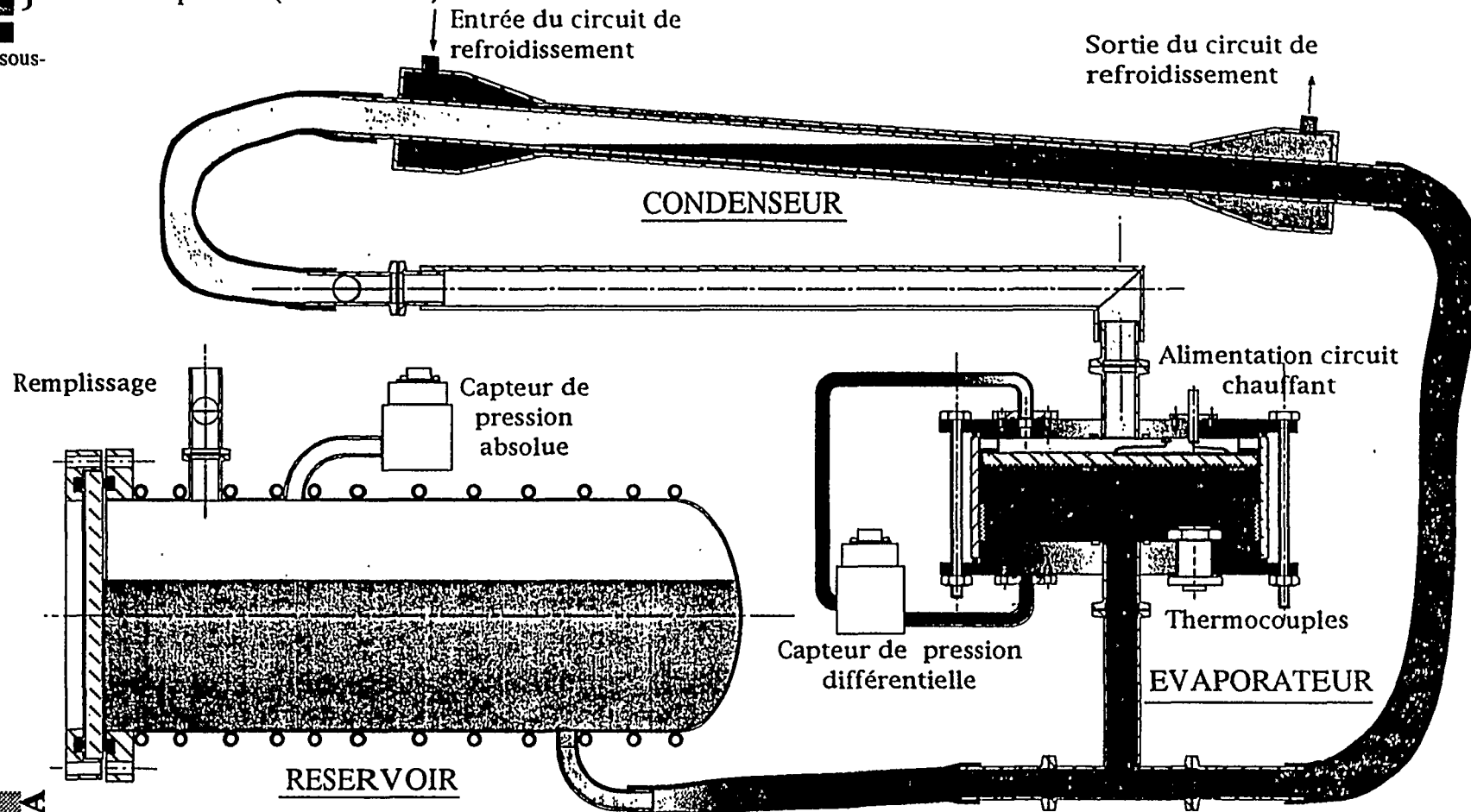
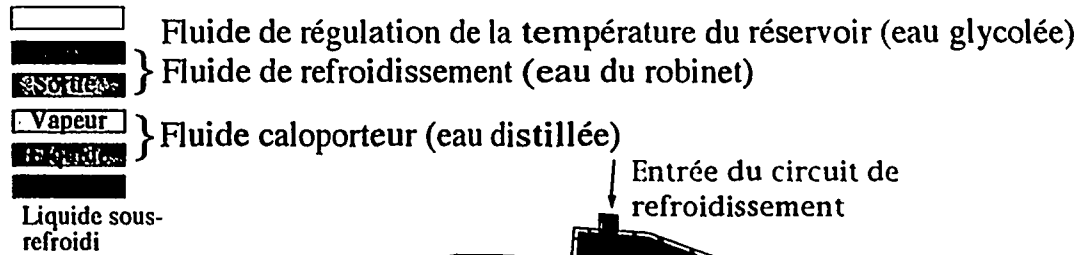


Schéma général de la boucle expérimentale

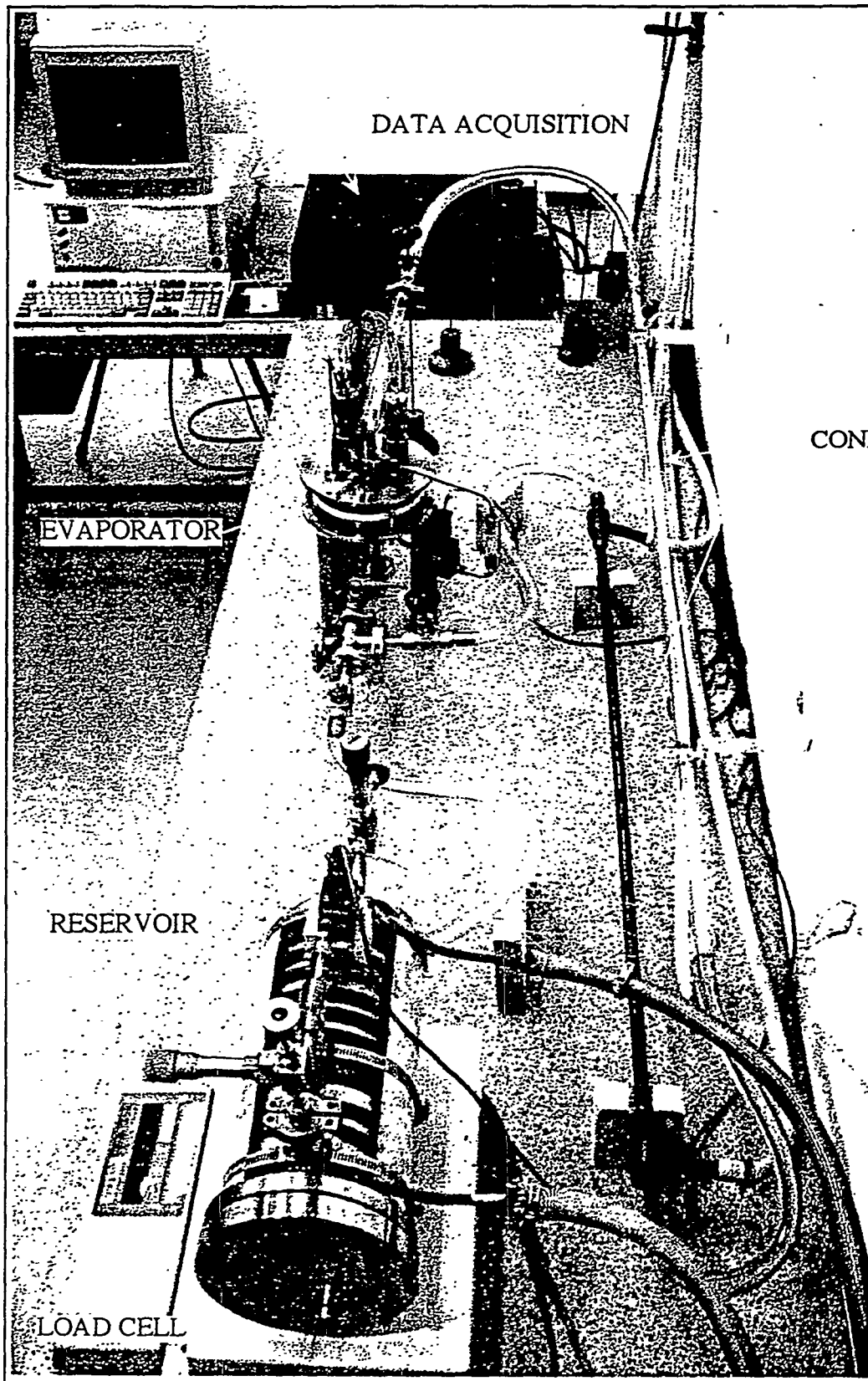
Etat des fluides



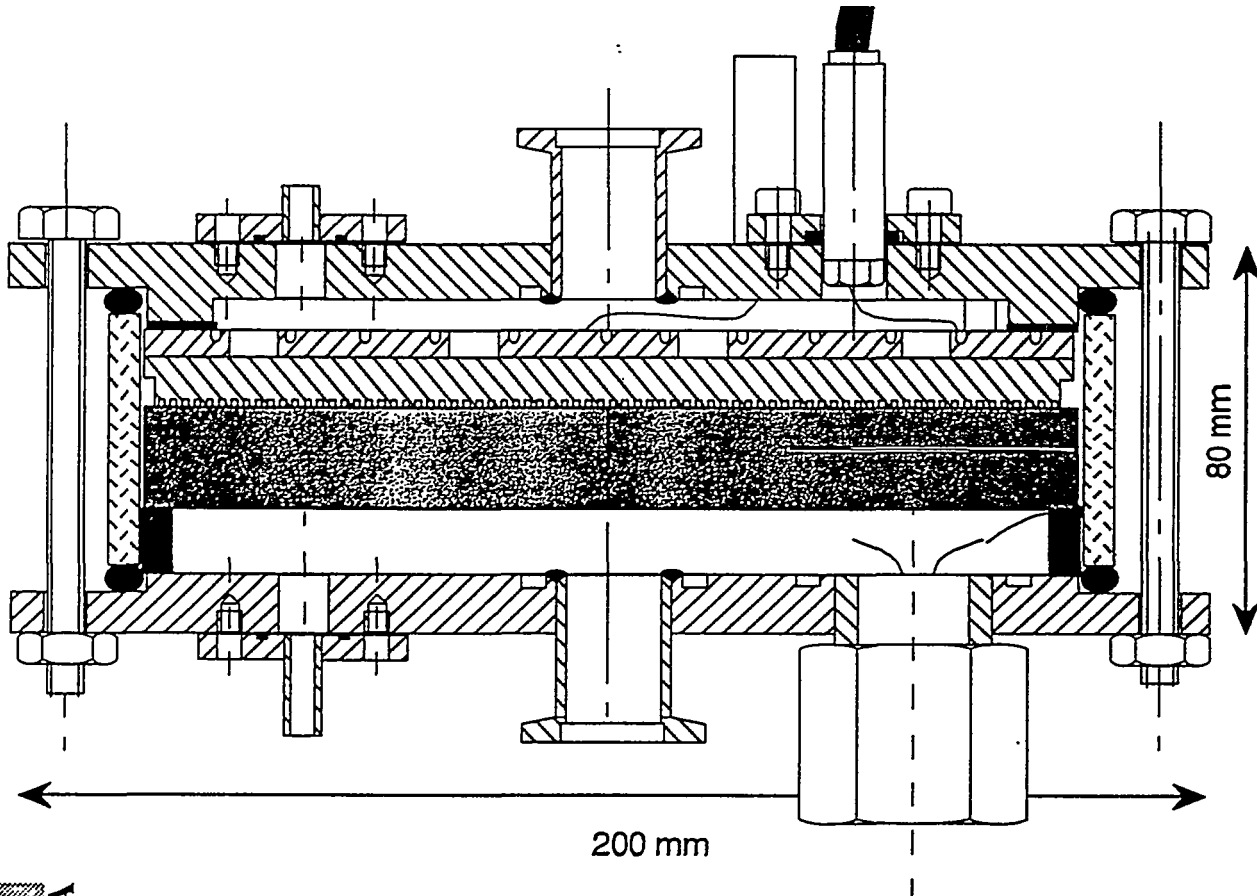
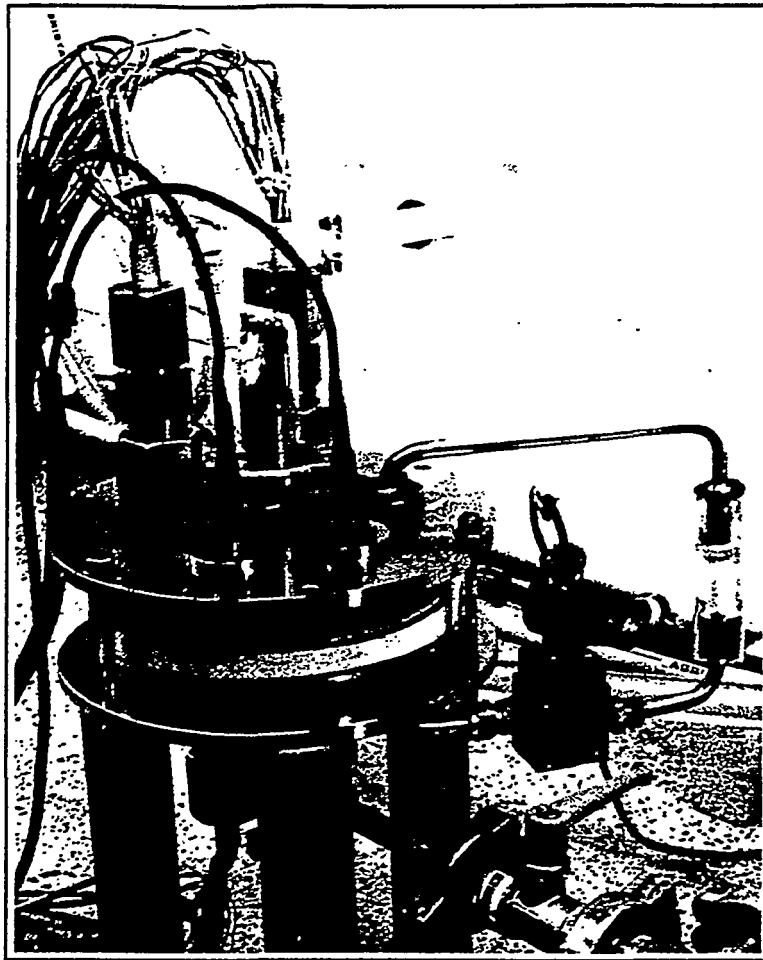
LABORATOIRE D'ETUDES THERMIQUES

URA CNRS N°1403

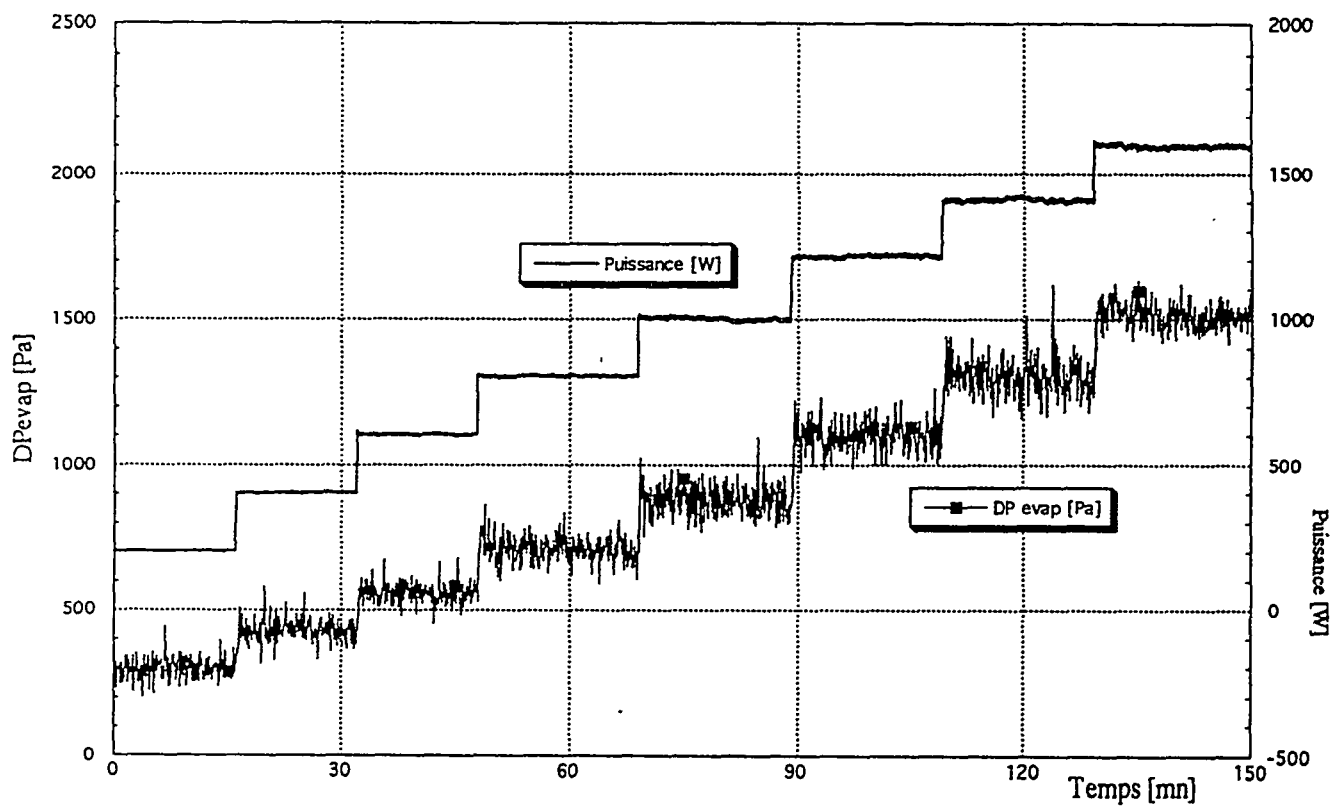
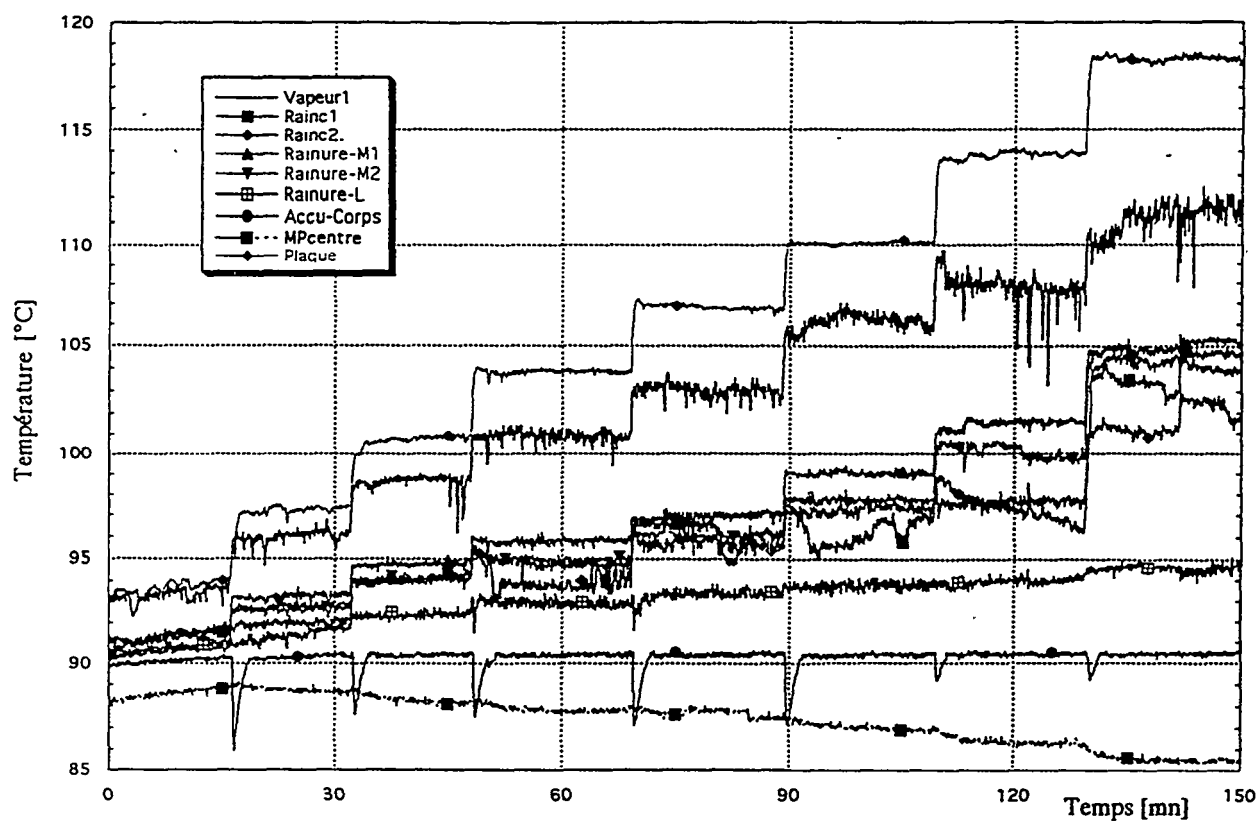
WATER CAPILLARY PUMPED LOOP



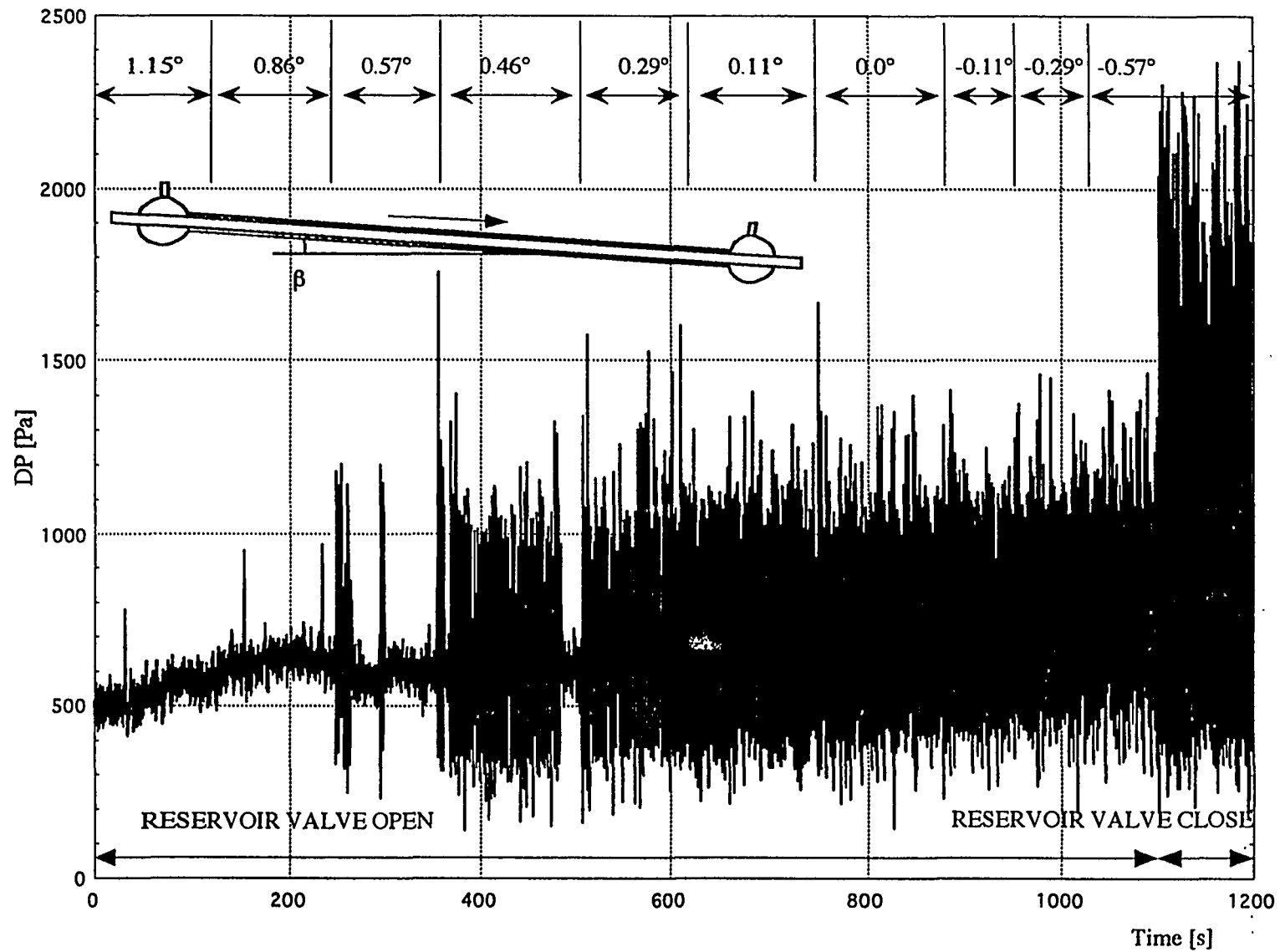
EVAPORATEUR



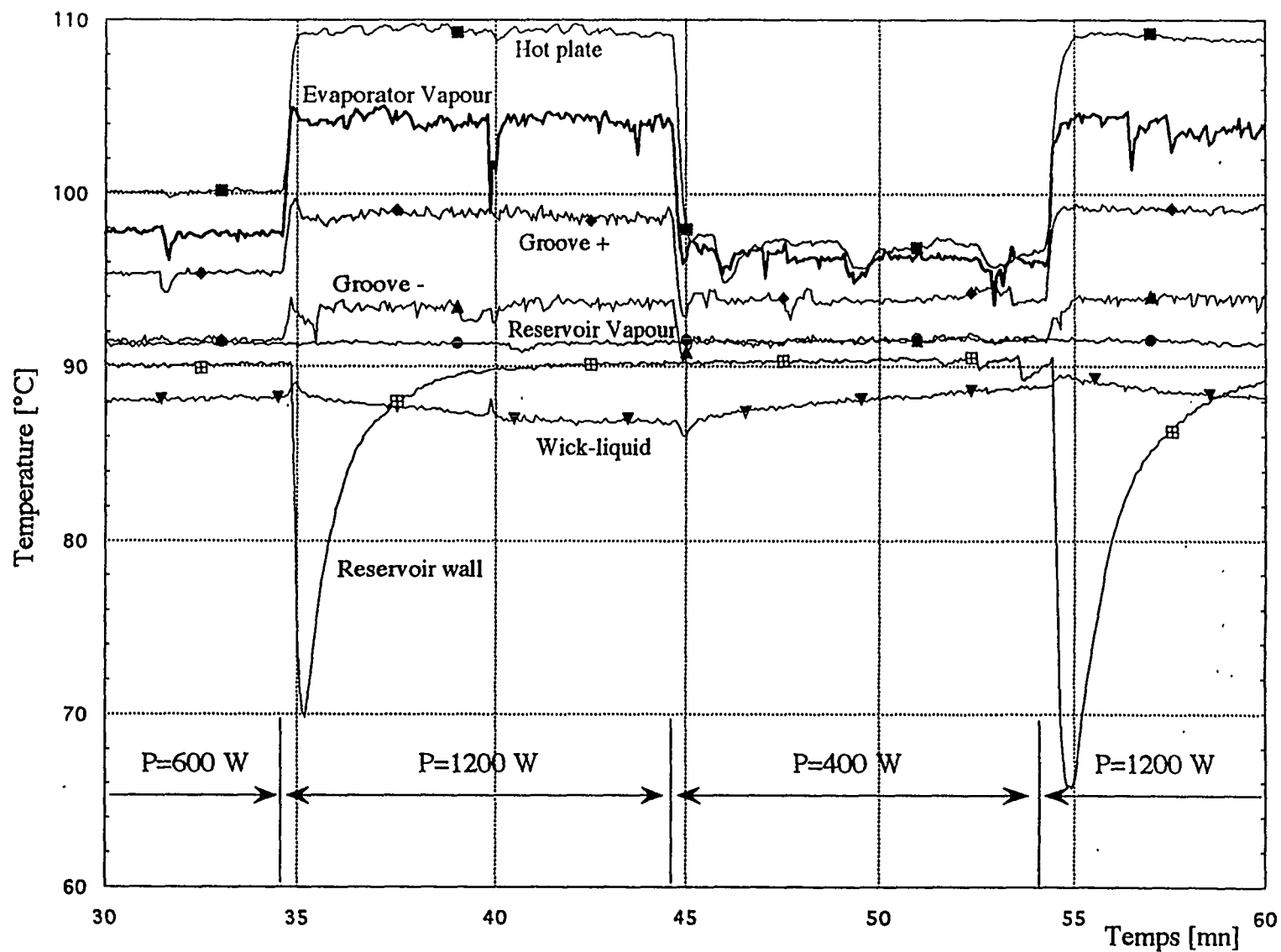
PERFORMANCE TEST



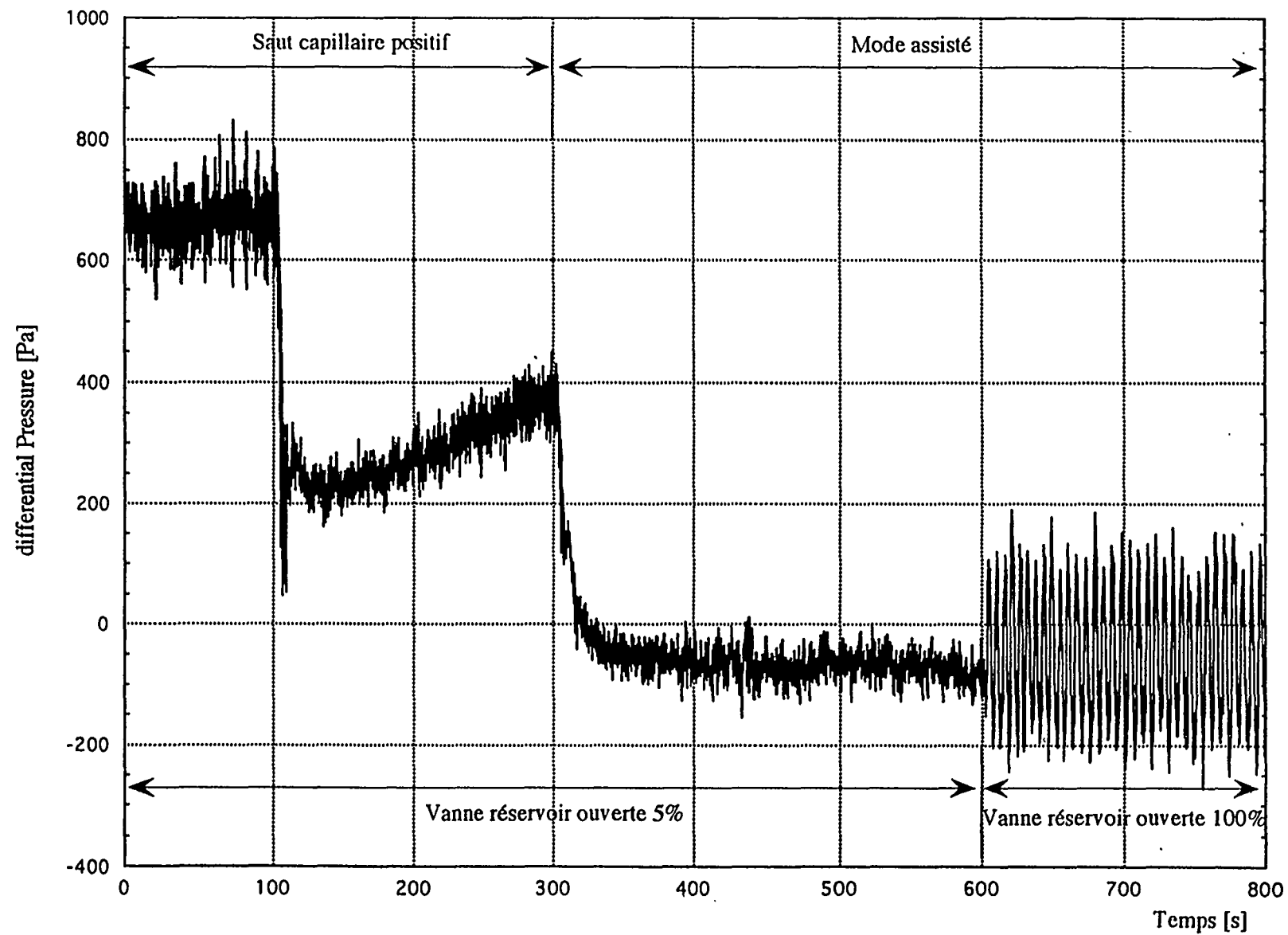
INFLUENCE OF CONDENSER TILT



POWER CHANGE



FLOODED EVAPORATOR

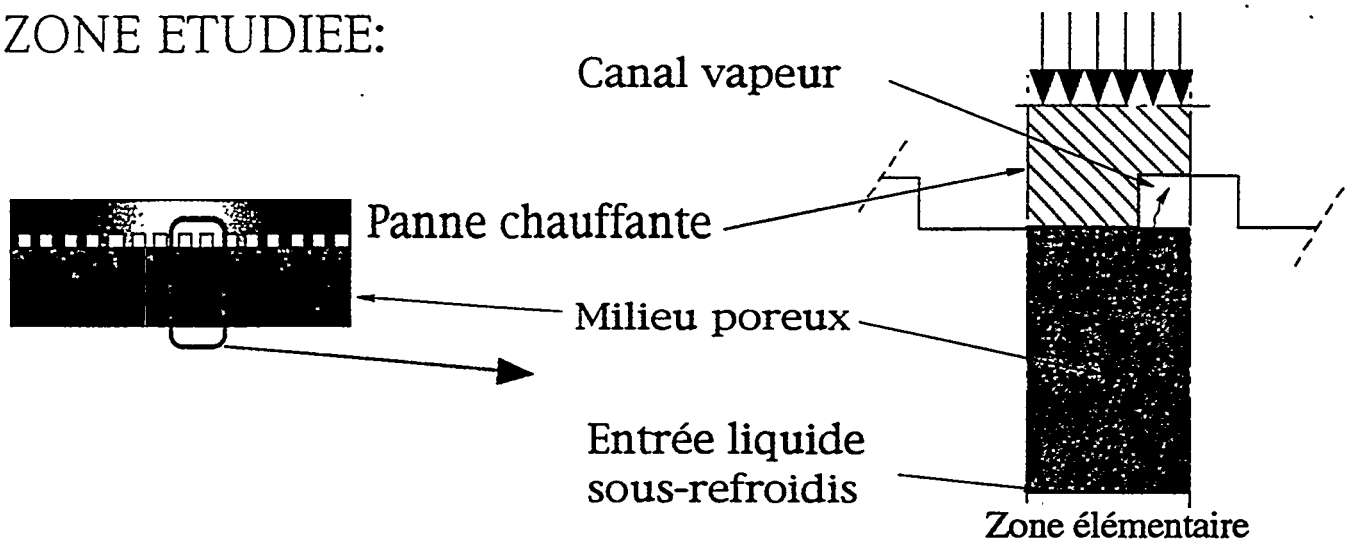


ETUDE DE LA ZONE D'EVAPORATION

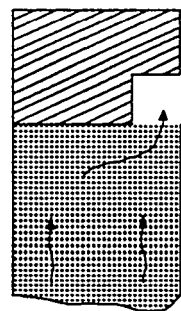
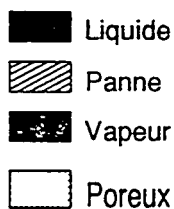
BUT:

Evaluation de la qualité de l'échange entre les dentures et le milieu poreux.

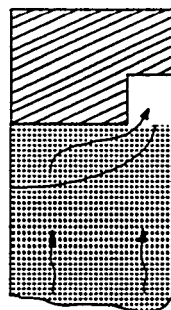
ZONE ETUDIEE:



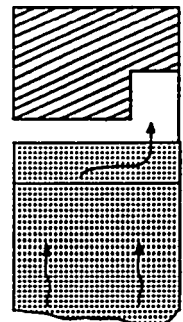
Modes de fonctionnement envisagés:



Sans couche de vapeur



Avec couche de vapeur courbe



Avec couche de vapeur sans contact

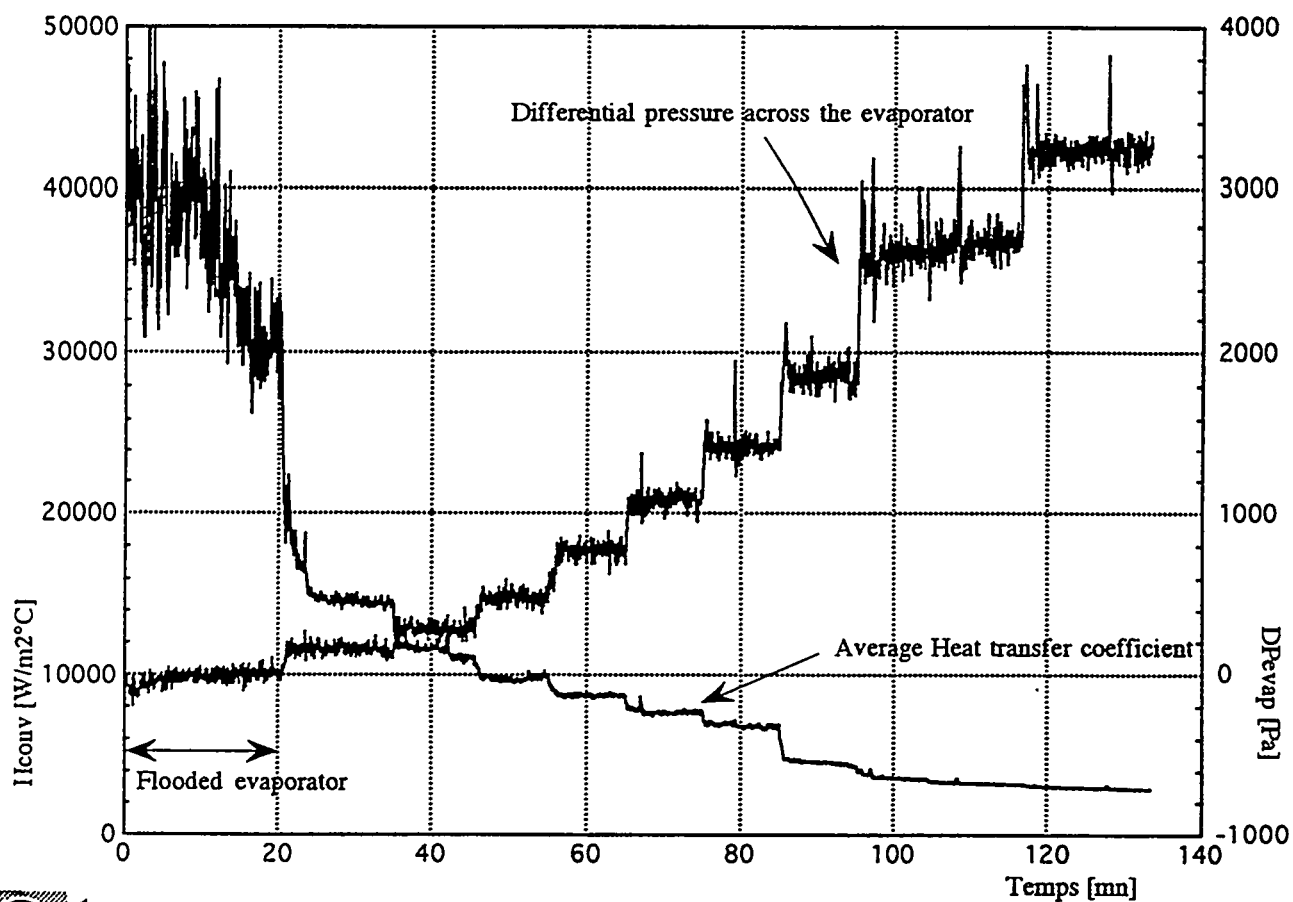
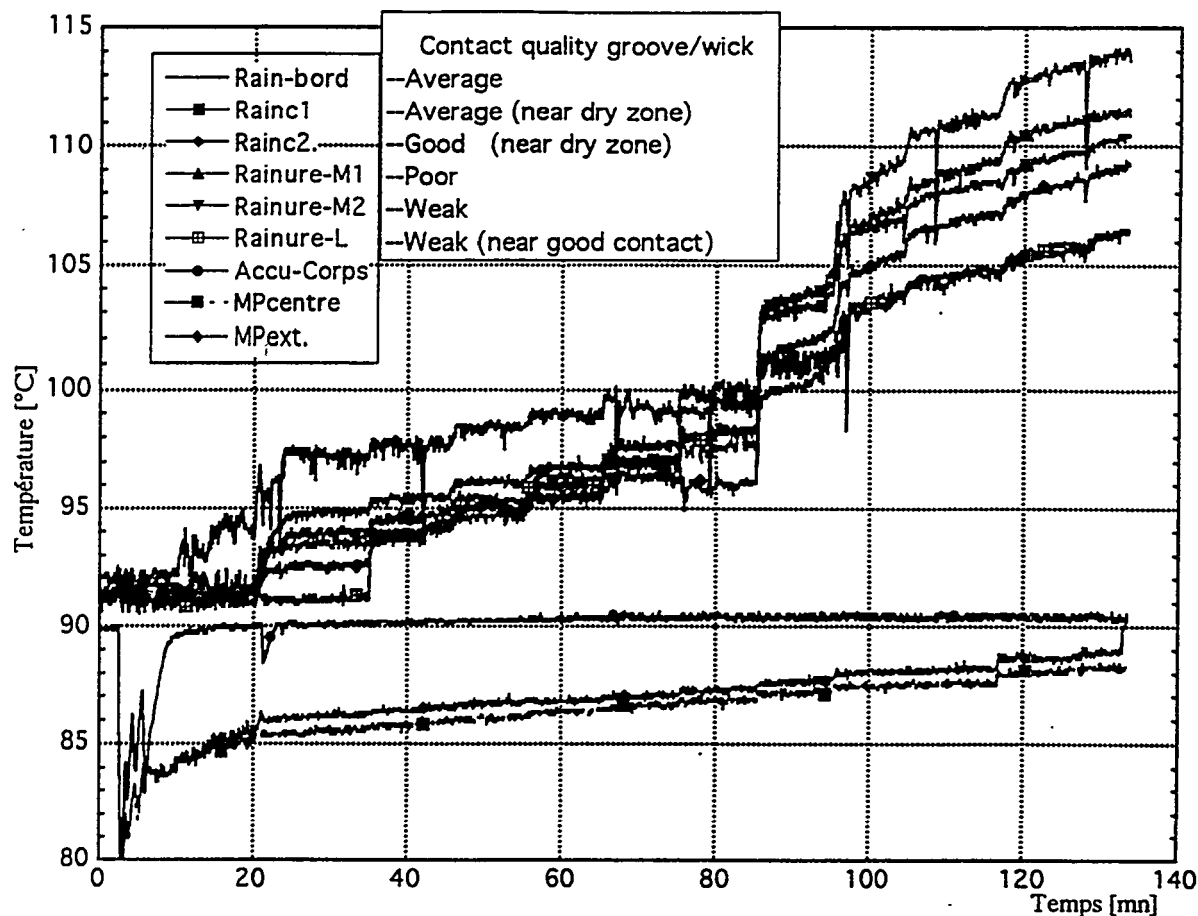
PARAMETRE INFLUANTS:

Densité de flux de chaleur.

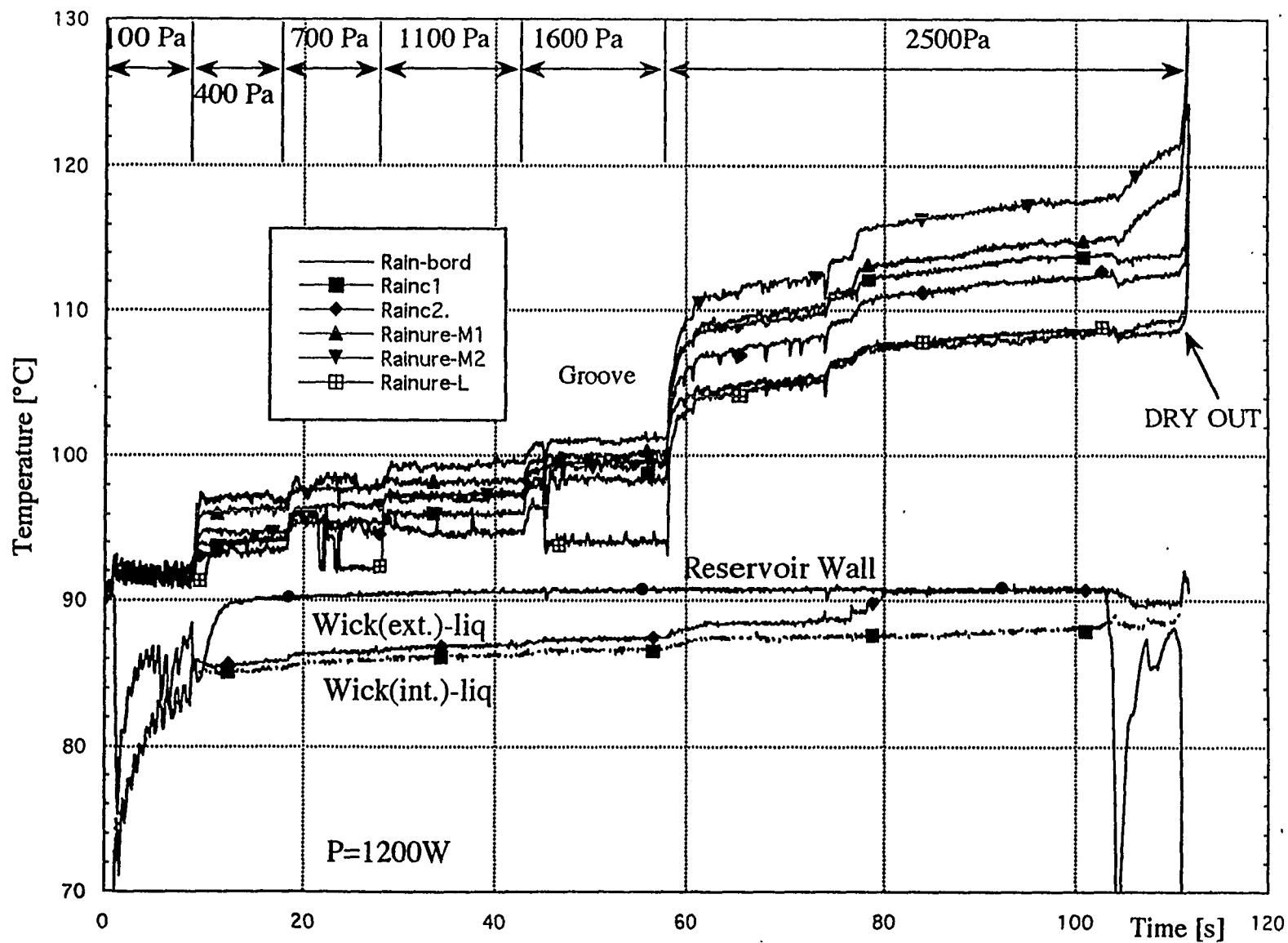
Courbures des rayons de ménisques.

Contact dentures / milieu poreux.

HEAT TRANSFER COEFFICIENT



INFLUENCE OF PRESSURE DROPS ON HEAT TRANSFER



CONCLUSION

- Réalisation d'une boucle thermocapillaire à eau.
- Mise en évidence des différents régimes de fonctionnement à l'aide de sous-ensembles transparents:
 - Condenseur: visualisation du mode d'écoulement
(en particulier pour le cas condenseur horizontal)
 - Evaporateur: - mode assisté
- évaporation au niveau denture / milieu poreux
- bulles en amont du milieu poreux.
- Caractérisation du coefficient d'échange de l'évaporateur.

DIMENSIONNEMENT D'UNE BOUCLE DIPHASIQUE POUR L'ETUDE DU REFROIDISSEMENT DES COMPOSANTS D'ELECTRONIQUE DE PUISSANCE

A. BRICARD*, L. MEYSENC**, C. SCHAEFFER**

* Commissariat à l'Energie Atomique
STI GRETh 17 rue des martyrs 38054 GRENOBLE Cedex - FRANCE

** Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble
BP 46 38402 St Martin d'Hères Cedex - FRANCE

Résumé : Après avoir choisi entre différentes solutions de refroidissement d'un composant d'électronique de puissance, on décrit le dimensionnement d'une boucle de convection forcée diphasique. Le composant d'électronique de puissance est une pastille de silicium de 12 x 12 mm pouvant dissiper des flux de chaleur jusqu'à 400W/cm². Dans un premier temps, la taille minimum des canaux est calculée en fonction des caractéristiques du fluide, de la perte de pression et des flux critiques, puis on aborde le dimensionnement couplé de l'évaporateur et du condenseur pour différentes valeurs du diamètre des tubes et différents débits massiques.

NOMENCLATURE

Bo	Nombre d'ébullition	[-]	ρ	Masse volumique	[kg / m ³]
Cp	Chaleur spécifique	[J / (kg K)]	ψ	Flux surfacique sur le composant	[W / m ²]
D	Diamètre	[m]			
De	Profondeur d'un canal monophasique	[m]		Indices	
E	Efficacité des échangeurs	[-]	ac	Accélération	
e	Espace entre deux canaux	[m]	c	Condenseur, chaud	
g	Accélération verticale	[m / s ²]	crit	Critique	
G	Débit massique surfacique	[kg / (m ² s)]	e	Evaporateur	
h	Coefficient d'échange	[W / (m ² K)]	f	phase liquide, frottement	
H	Coefficient d'échange global	[W / (m ² K)]	g	Gravité	
k	Conductivité thermique	[W / (mK)]	i	Paramètre mesuré en entrée	
L	Longueur	[m]	l	Phase liquide	
Lv	Chaleur latente de vaporisation		m	Monophasique, milieu	
P	Pression	[Pa]	o	Paramètre mesuré en sortie	
Pr	Nombre de Prandtl	[-]	p	Relatif à la paroi	
R	Rapport des débits dans le condenseur	[-]	sat	Saturation	
Re	Nombre de Reynolds	[-]	tp	Relatif au mélange diphasique	
S	Surface d'échange	[m ²]	v	Phase vapeur	
t	Epaisseur du condenseur	[m]			
T	Température	[K]			
W	Entre axe entre deux canaux	[m]			

1) INTRODUCTION

Il s'agit de refroidir directement une pastille de silicium d'un composant d'électronique de puissance (Diodes, IGBT, MOS, Bipolaire...) pouvant dissiper des flux jusqu'à 400 W/cm².

On sait, d'après les travaux de Tuckerman et Pease [1], réaliser de telles densités de flux par convection forcée d'eau en régime laminaire dans des canaux de diamètre hydraulique de l'ordre de 100 μ m. La résistance thermique, mesurée par le

rapport $\Delta T/P$, où ΔT représente l'augmentation de la température du circuit au dessus de la température d'entrée du fluide de refroidissement, peut descendre jusqu'à 0.053°C/W en optimisant la géométrie des rainures. Le principal inconvénient de ce mode de refroidissement est une perte de pression relativement élevée, aussi s'est-on tourné, parallèlement, vers la solution double phase.

En anticipant quelque peu les résultats de l'étude, on compare sur la figure 2 les températures de paroi des écoulements monophasique et diphasique ayant les caractéristiques suivantes:

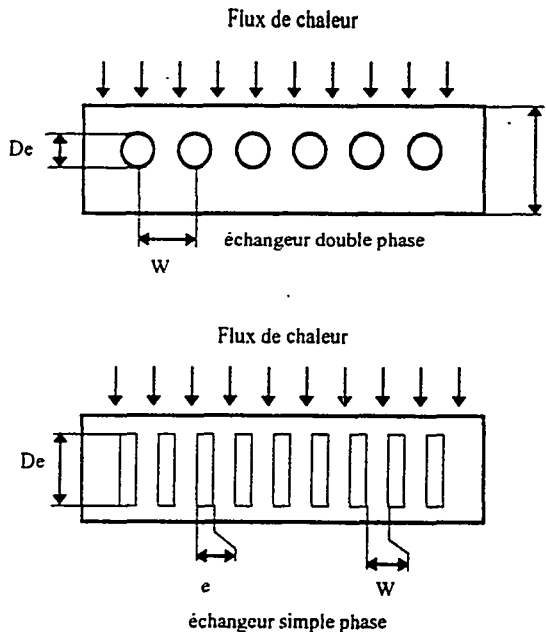


Fig.1 : Description des échangeurs

Diphasique	Monophasique
Eau saturée	Eau
$T_{sat} = 80^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{entrée}} = 60^{\circ}\text{C}$
$De = 1.5 \text{ mm}$	$De = 1 \text{ mm}$
7 canaux	$R_{th} = 0.053^{\circ}\text{C/W}$
$\Delta P = 0.11 \text{ bars}$	$\Delta P = 0.6 \text{ bars}$
20°C de sous refroidissement	40 canaux
$G = 50 \text{ kg/m}^2\text{s}$	$e = W = 205 \mu\text{m}$
	$Q = 2.46 \text{ l/mn}$

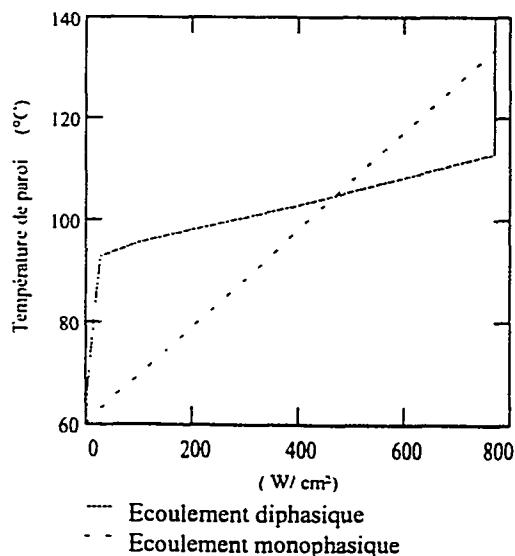


Fig. 2 : Comparaison des températures de paroi

Pour des températures de paroi du même ordre de grandeur, l'écoulement diphasique présente une perte de pression globale environ six fois plus faible que l'écoulement monophasique. De plus, le débit massique étant également plus faible, les puissances motrices nécessaires pour assurer les écoulements sont dans un rapport voisin de dix. Le transfert de chaleur diphasique présente également un autre intérêt pour notre application : pour une même variation de flux, la variation de température de la paroi est 3.5 fois plus faible en milieu diphasique. Cette caractéristique est un facteur très important influençant directement la durée de vie des semi-conducteurs.

En revanche, à partir d'une certaine valeur du flux, l'assèchement des parois entraîne une dégradation du transfert, donc une élévation de la température de paroi causant inévitablement la destruction du silicium.

De plus, si on sait que Bowers et Mudawars [2] ont obtenu avec un CFC des densités de flux de 200 W/cm^2 dans des canaux de 2.54 mm et même 250 W/cm^2 dans des canaux de $250 \mu\text{m}$ - mais aux prix d'une perte de pression plus élevée - il apparaît que l'eau reste le seul candidat possible. Cependant, son utilisation à une pression de saturation inférieure à la pression atmosphérique risque de poser des problèmes à cause de la faible densité de vapeur, et il faudra lever ces incertitudes par une expérimentation.

L'objet de cette étude est de présenter le dimensionnement de l'évaporateur et du condenseur couplé, afin d'obtenir un fonctionnement en boucle fermée ou en thermosiphon diphasique avec une hauteur de charge.

ID ETUDE DU SYSTEME

2.1) Présentation de la boucle

On utilise l'eau industrielle comme puits de chaleur. La régulation de son débit à l'aide d'une vanne agit sur le transfert dans le condenseur, et donc sur la température de saturation du fluide de la boucle.

L'association d'une vanne et d'une pompe permet de réguler le débit du fluide dans la boucle.

Sous certaines conditions que nous détaillerons plus tard, la pompe peut être remplacée par une hauteur de charge compensant la chute de pression totale de la boucle.

Dans le but de diminuer la résistance thermique, on cherchera à positionner le silicium le plus près possible du fluide caloporteur. Pour cela, il convient donc de diminuer autant que possible la taille des canaux.

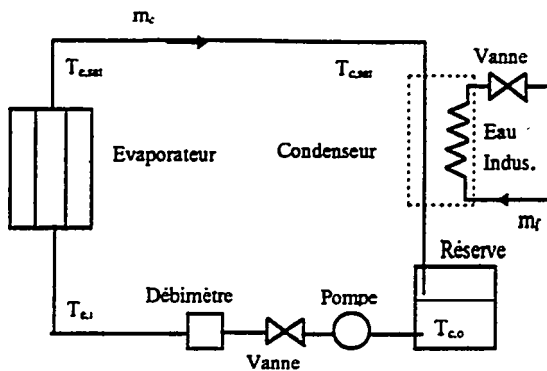


Fig 3 : Description de la boucle

2.2) Méthode de dimensionnement

Le calcul couplé du condenseur et de l'évaporateur ne peut pas être réalisé par un enchaînement successif de calculs. L'interaction des grandeurs entre les deux échangeurs impose d'émettre des hypothèses de départ qui une fois le calcul terminé sont réajustées jusqu'à la convergence des résultats. Après avoir choisi la température de saturation de la boucle ($T_{e,sat}$), le sous refroidissement de l'évaporateur ($T_{e,i}$), on se donne les caractéristiques géométriques de l'évaporateur et du condenseur, le débit massique et la densité de flux. Les calculs sont alors repris jusqu'à la convergence, en respectant le processus suivant.

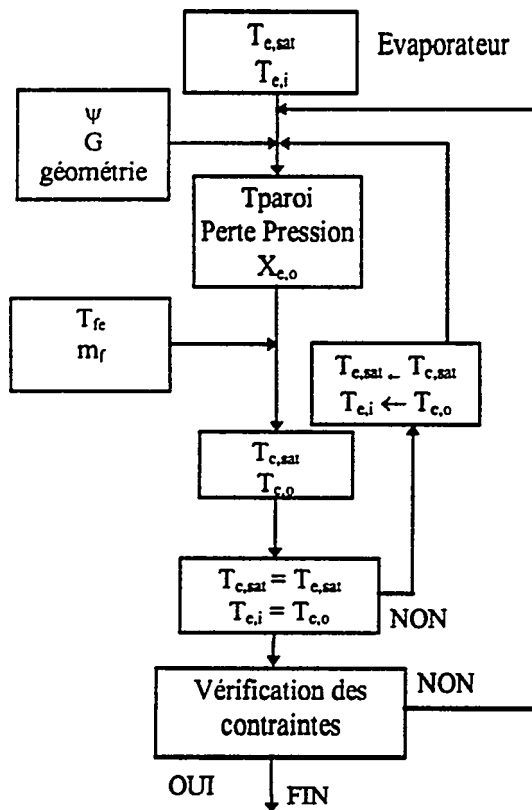


Fig. 4 : Processus de calcul

Il faut ensuite, vérifier que la configuration trouvée respecte certaines contraintes.

Des contraintes thermiques

La température de paroi des tubes de l'évaporateur ne doit pas dépasser 125°C afin de garantir la non destruction du silicium.

Des contraintes thermohydrauliques

La perte de pression ne doit pas être trop importante ($> 30\%$ de P_{sat}) afin que l'écoulement ne deviennent pas critique.

De plus, il faut également vérifier que la densité de flux imposée sur les parois de l'évaporateur soit inférieure au flux critique.

3) GEOMETRIE DE LA BOUCLE

3.1) Géométrie de l'évaporateur

Concernant les valeurs relatives des différentes cotes de l'échangeur, Mudawar et Bowers [2] proposent, pour l'ébullition d'un CFC, de respecter les contraintes géométriques suivantes afin d'assurer une bonne répartition du flux sur toute la circonférence des canaux. (cf. figure 1).

$$W > 1.2 D_e \text{ et } t > 1.1 D_e \quad (1)$$

Le flux pariétal d'un tube est donc divisé de π/W par rapport au flux sur le composant.

La taille d'une pastille de silicium d'un composant de puissance est environ $12 \times 12 \text{ mm}$. Il faut positionner sur cette surface un maximum de canaux dont le diamètre minimum admissible est déterminé par le calcul de la perte de pression, du flux critique, et du titre en sortie.

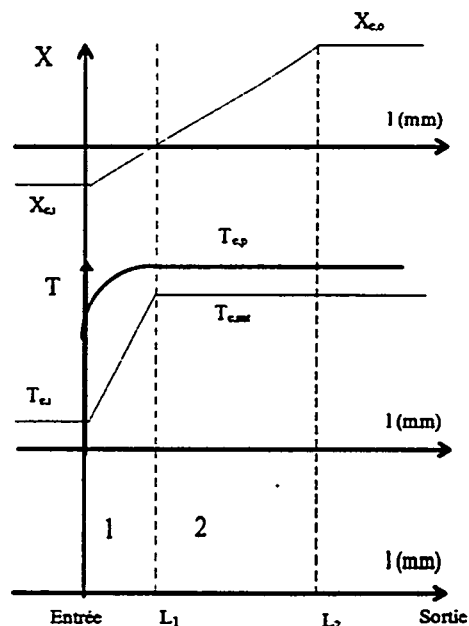


Fig. 5 : Cartographie des grandeurs

Zone 1 : Convection forcée monophasique

Zone 2 : Liquide saturée

La zone comprise entre l'entrée du canal et la longueur L_1 est une zone de convection forcée monophasique. Le fluide entre à une température $T_{e,i}$ inférieure à la température de saturation pour l'atteindre à la distance L_1 . La zone comprise entre L_1 et la sortie est une zone de convection forcée diphasique.

Il est impératif que le titre thermodynamique soit inférieur à 1 en sortie du tube, sinon il existera une zone de convection monophasique gazeuse de faible coefficient de transfert thermique, entraînant donc une surchauffe de la paroi.

L'écriture du bilan thermique sur le fluide donne l'évolution du titre thermodynamique.

$$X_e(l) = \frac{4 \psi}{G D_e L_v} l - \frac{T_{e,sat} - T_{e,i}}{L_v} C p_l \quad (2)$$

On remarque que le titre massique de vapeur en sortie des tubes est inversement proportionnel au diamètre des tubes et au débit massique. Le risque d'assèchement de la paroi est donc plus important pour des faibles diamètres.

Eau saturée à 80°C. sans sous refroidissement, avec un flux sur le composant de 400 W/cm².

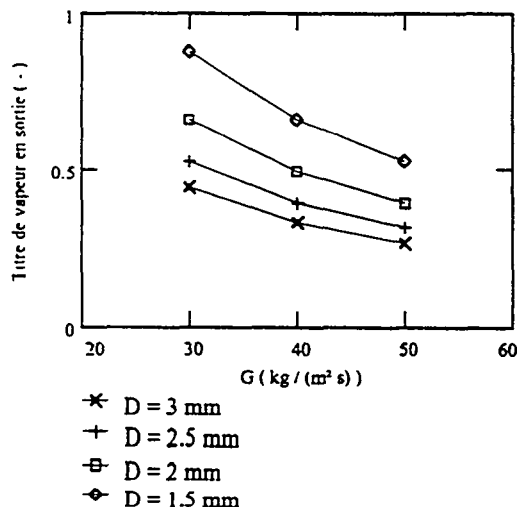


Fig. 6 : Titre en sortie de l'évaporateur

3.2) Géométrie du condenseur

Plusieurs solutions géométriques sont envisageables pour la réalisation du condenseur :

- condensation à l'intérieur d'un tube
- condensation à l'extérieur d'un tube

Pour des raisons de commodités pratiques, on choisit généralement de condenser la vapeur à

l'intérieur de tubes verticaux. Il reste à déterminer la configuration de l'échangeur :

- échangeur co-courant
- échangeur contre courant
- échangeur à courant croisé
- etc..

Compte tenu du changement de phase, la paroi séparant le fluide chaud (vapeur) et le fluide froid (eau industrielle) se trouve à température constante, il n'y a donc pas en théorie de différence entre un échangeur co-courant et un échangeur contre courant. Mais, comme en pratique on désire obtenir un sous refroidissement du liquide, les fluides seront en contre-courant.

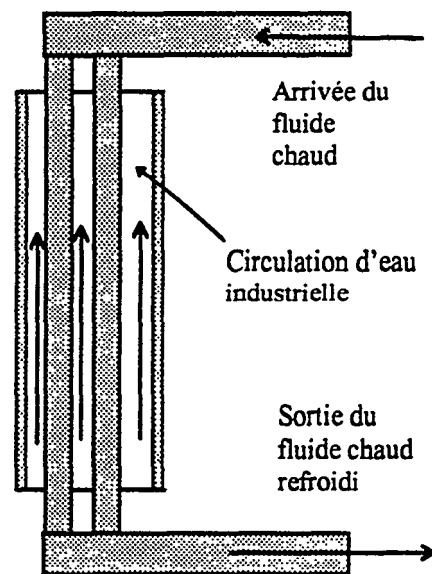


Fig. 7 : Représentation du condenseur

Trois paramètres principaux déterminent l'échange de chaleur par condensation de la vapeur dans un tube vertical :

- le diamètre intérieur des tubes
- la longueur des tubes
- le nombre de tubes

Le diamètre des tubes doit être suffisamment important pour pouvoir assurer une condensation annulaire en film. En contre partie, un diamètre élevé diminuera le débit massique, donc le coefficient d'échange. La longueur des tubes est un paramètre important permettant de d'influencer directement l'efficacité de l'échangeur donc la puissance transférée. Les pertes de pression sont néanmoins proportionnelles à celle-ci.

Enfin, le nombre de tubes diminue directement le débit massique puisque le débit global est imposé par l'évaporateur.

4) CALCUL DES CONTRAINTES

4.1) Calcul du flux critique

Le flux critique d'un écoulement diphasique est le flux pour lequel les échanges entre le fluide et la paroi se dégradent brusquement. En général, pour un fluide faiblement sous refroidi, il s'agit d'un assèchement du film liquide le long de la paroi.

Katto et Ohno [3] présentent une corrélation permettant de calculer le flux critique (CHF) d'un tube vertical chauffé uniformément en tenant compte du sous refroidissement, corrélation vérifiées pour des faibles diamètres, mais pour des pressions plus élevées.

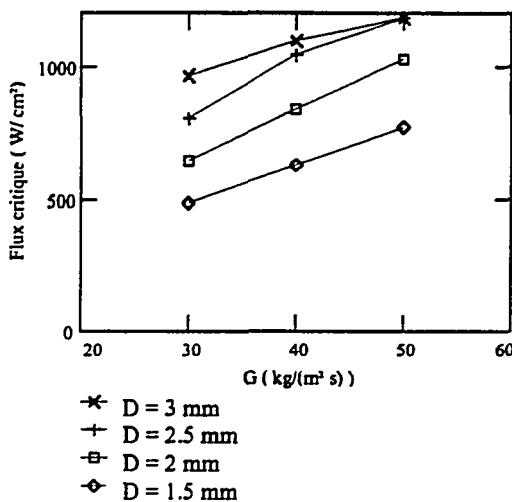


Fig 8 : Flux critique de l'eau saturée à 80°C

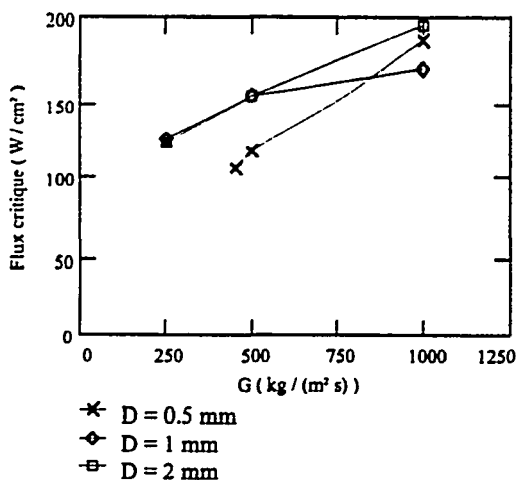


Fig.9 : Flux critique d'un CFC R-113 saturée à 80°C

Lorsque l'on utilise de l'eau en ébullition, le flux critique est toujours supérieur au flux dissipé par le

composant. En revanche, le R-113 ne permet pas de fonctionner avec des flux surfaciques supérieurs à 200 W/cm², ce qui dans bien des cas est insuffisant en électronique de puissance (densité de flux maximum autour de 400 W/cm²).

4.2) Température de paroi de l'évaporateur

Il existe une multitude de corrélations permettant de déterminer le coefficient d'échange d'un écoulement diphasique. La plupart d'entre elles sont basées sur la superposition des transferts par convection et par nucléation.

La corrélation de Chen (1967) [4] a longtemps été reconnue comme étant l'une des meilleures, et reste encore très employée. Récemment, de nouvelles corrélations sont apparues comme celle de Gungor et Winterton (1987) [5] qui présente l'avantage d'être simple.

Corrélations de Gungor et Winterton : (3)

$$h_{e,tp} = h_{e,l} \left(3000 Bo^{0.86} + \left(\frac{X_e}{1 + X_e} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.41} \right)$$

Bo étant de nombre d'ébullition calculé par :

$$Bo = \frac{\psi}{G Lv} \quad (4)$$

$h_{e,l}$ étant le coefficient d'échange de l'écoulement en convection monophasique, obtenu à l'aide de la corrélation de Dittus-Boelter.

$$h_{e,l} = 0.023 Re_{e,l}^{0.8} Pr_{e,l}^{0.33} \frac{k_l}{D_e} \quad (5)$$

Le coefficient d'échange est bien évidemment fonction du titre thermodynamique. Il varie donc avec la position sur le tube. Cependant, compte tenu de la conductivité thermique élevée des tubes (cuivre), on peut considérer que la paroi est à une température uniforme. Le coefficient d'échange est alors calculé pour une valeur moyenne du titre.

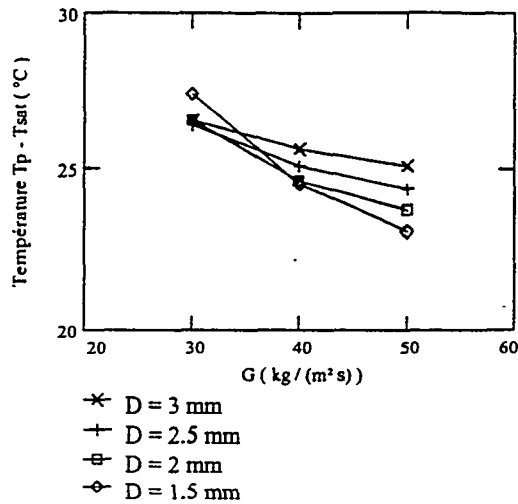


Fig.10 : températures de paroi - Tsat
Eau saturée à 80°C

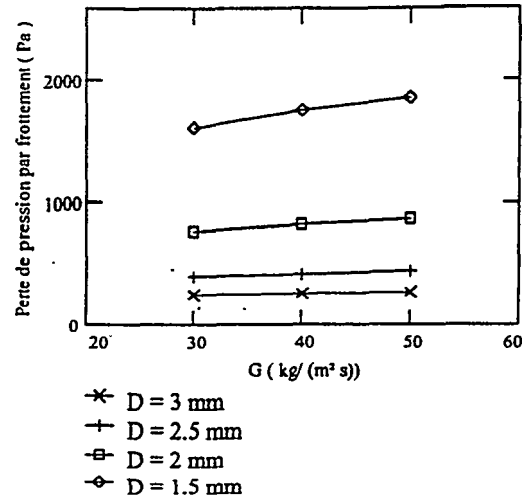


Fig.11 : Perte de pression par frottement

4.3) Pertes de pression

En écoulement diphasique, le gradient de pression global est la somme de trois composantes :

- la perte de pression par frottement
- la perte de pression par accélération
- la perte de pression par gravité

$$\left| \frac{dP}{dz} \right| = \left| \frac{dP}{dz} \right|_f + \left| \frac{dP}{dz} \right|_{ac} + \left| \frac{dP}{dz} \right|_g \quad (6)$$

Selon la configuration de l'échangeur, l'une de ces trois composantes peut devenir prépondérante ou négligeable.

Le gradient de pression dû aux frottements est déterminé à partir de la méthode de Lochkart et Martinelli [6] ou des méthodes dérivées comme celle de Friedel [7] que nous utilisons.

La perte de pression par accélération est obtenue à partir du modèle d'écoulement à phases séparées, quant à la perte de pression par gravité, elle est négligeable.

$$P_{ac} = G^2 \left[\frac{X_{e,o}^2}{\alpha_{e,o} \rho_v} + \frac{(1 - X_{e,o})^2}{\alpha_{e,o} (1 - \rho_l)} - \frac{X_{e,i}^2}{\alpha_{e,i} \rho_v} - \frac{(1 - X_{e,i})^2}{\alpha_{e,i} (1 - \rho_l)} \right] \quad (7)$$

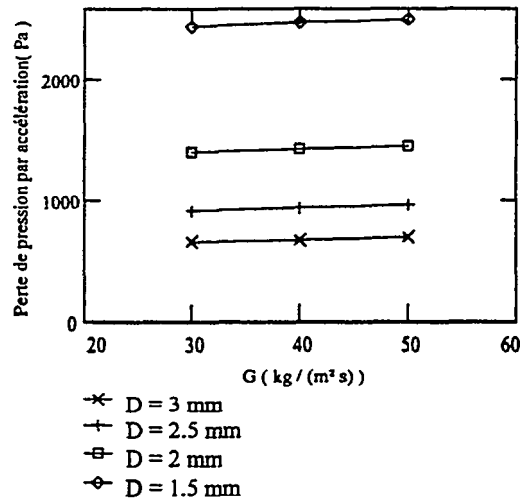


Fig.12 : Perte de pression par accélération

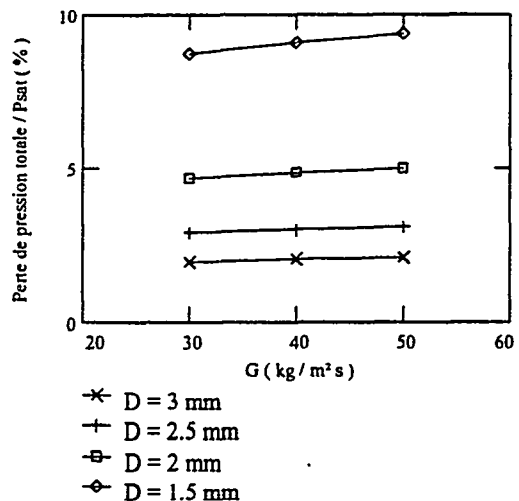


Fig.14 : Perte de pression relative de l'eau

Les figures 11, 12 et 13 sont obtenues pour de l'eau saturée à 80°C, avec un flux de 400 W/cm² sur le composant.

La figure 14 montre la perte de pression relative pour du R113 saturé à 80°C, le composant étant soumis à un flux de 100 W/cm².

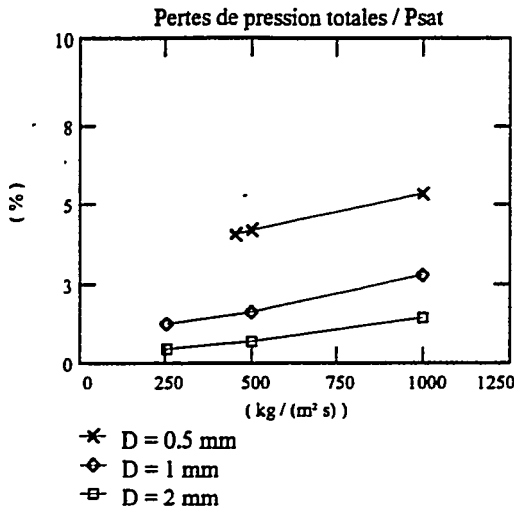


Fig.14 : Perte de pression relative d'un CFC R113 saturé à 80°C

La perte de pression par accélération est toujours supérieure à la perte de pression par frottement. Les deux sont inversement proportionnelles aux diamètres des tubes et aux débits massiques.

Pour une chute de pression relative du même ordre que l'eau saturée à 80°C, le R-113 ne peut évacuer qu'un flux de chaleur quatre fois plus faible.

De plus, la pression de saturation du R-113 étant six fois plus élevée que celle de l'eau, la valeur absolue de la perte de pression combinée à un débit massique plus important imposent une puissance motrice beaucoup plus grande pour le R-113 que pour l'eau.

4.4) Températures sur le condenseur

On a choisi la température de saturation pour dimensionner l'évaporateur. Le calcul du condenseur doit assurer cette condition.

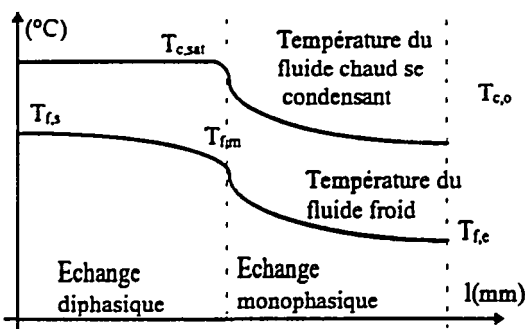


Fig. 15 : Profils des températures des fluides dans le condenseur

En observant les profils des températures dans le condenseur (figure 15), on distingue deux zones caractéristiques d'échange.

Dans la première, le fluide chaud se condense à température constante. Lorsque la condensation est terminée, celui-ci se refroidit, et on assiste alors à un transfert de chaleur entre deux fluides 'simple phase'.

Lors de la condensation, on peut calculer le transfert de chaleur en utilisant la méthode basée sur l'efficacité d'échange. Efficacité l'on exprime en fonction du rapport des débits de chaleur des deux fluides,

$$R = \frac{(m \text{ Cp})_{\min}}{(m \text{ Cp})_{\max}} \quad (8)$$

et le nombre d'unité de transfert NUT.

Pour la zone diphasique :

$$H_{c,tp} = \left\{ \frac{e}{K_p S_m} + \frac{1}{h_{c,tp} S_c} + \frac{1}{h_{c,f} S_f} \right\}$$

$$NUT_{c,tp} = \frac{H_{c,tp}}{m_f \text{ Cp}_f} \quad (9)$$

$$E_{c,tp} = 1 - \exp(-NUT_{c,tp})$$

Pour la zone monophasique :

$$H_{c,m} = \left\{ \frac{e}{K_p S_m} + \frac{1}{h_{c,c} S_c} + \frac{1}{h_{c,f} S_f} \right\}$$

$$NUT_{c,m} = \frac{H_{c,m}}{mc \text{ Cp}_l} \quad (10)$$

$$E_{c,m} = \frac{1 - \exp(-(1 - R) NUT_{c,m})}{1 - R \exp(-(1 - R) NUT_{c,m})}$$

avec :

$$\begin{aligned} S_c &= \Pi D_{c,c,\text{intérieur}} L_c \\ S_f &= \Pi D_{c,c,\text{extérieur}} L_c \\ S_m &= \frac{1}{2} (S_c + S_f) \end{aligned} \quad (11)$$

Les coefficients d'échanges monophasiques des fluides chaud et froid $h_{c,c}$ et $h_{c,f}$ sont calculés à partir de corrélations classiques utilisées en convection forcée monophasique.

Le coefficient en condensation $h_{c,tp}$ est calculé à l'aide de la corrélation de Shah. [8]

$$h_{c,tp} = \left(0.023 Re_{c,l}^{0.8} Pr_{c,l}^{0.4} \frac{kl}{D_c} \right) \cdot \left((1 - X_c)^{0.8} + \frac{3.8 (1 - X_c)^{0.04} X_c^{0.76}}{\left(\frac{P_{sat}}{P_{crit}} \right)^{0.38}} \right) \quad (12)$$

L'écriture du bilan thermique permet alors de déterminer pour une puissance donnée la température de saturation de la boucle et le niveau de sous refroidissement du fluide.

$$\begin{aligned} \text{Côté froid} & \quad (13): \\ P = mf Cp_l (T_{fs} - T_{fm}) & + mf Cp_l (T_{fm} - T_{fe}) \\ \text{Côté chaud :} \\ P = mc hlv X_{e,o} & + mc Cp_l (T_{c,sat} - T_{c,o}) \\ P = E_{c,tp} m_f (T_{c,sat} - T_{fm}) & + E_{c,m} m_c (T_{c,sat} - T_{fe}) \\ \text{Transfert diphasique} & \quad | \text{Transfert monophasique} \end{aligned}$$

A partir du bilan précédent, on déduit la température de saturation par : (14)

$$T_{c,sat} = \frac{P - m_c Lv X_{e,o}}{E_{c,tp} m_f Cp_l} + \frac{P - m_c Lv X_{e,o}}{m_c Cp_l} + T_{f,e}$$

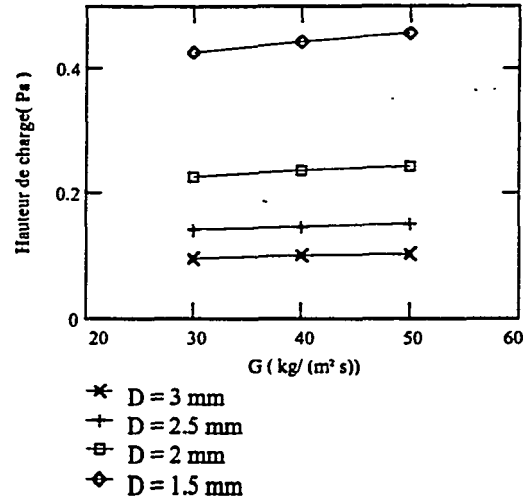
On obtient également le niveau de sous refroidissement par :

$$T_{c,o} = T_{c,sat} - \frac{P - m_c Lv X_{e,o}}{m_c Cp_l} \quad (15)$$

V) FONCTIONNEMENT EN THERMOSIPHON DIPHASIQUE

En compensant la chute de pression concédée sur toute la boucle par une hauteur d'eau, on peut remplacer la pompe de circulation par une colonne de fluide. Pour des faibles valeurs du diamètre des tubes de l'évaporateur, le fonctionnement en thermosiphon diphasique nécessiterait une hauteur de charge proche de 0.5 m pour compenser la perte de pression de l'évaporateur. La hauteur de charge doit également compenser les pertes de charges singulières, la perte de pression par frottement du

mélange diphasique entre l'évaporateur et le condenseur et la perte concédée dans ce dernier.



**Fig.16 : Hauteur de charge pour un fonction en thermosiphon (Eau saturée à 80°C)
Compensation de la perte de pression de l'évaporateur**

VI) CONCLUSION

Les puces de puissances étant susceptibles de dissiper des densité de flux voisines de 400 W/cm², seule l'eau présente des flux critiques théoriques acceptables, mais le diamètre minimum des canaux doit être supérieure à 1.5 mm. Pour une une perte de pression relative similaire, le R-113 dissipe un flux quatre fois plus faible, avec un débit massique surfacique pratiquement dix fois supérieur.

Une boucle diphasique à eau semble donc en mesure de pouvoir refroidir correctement un semi-conducteur de puissance. Cependant, compte tenu de la faible valeur du diamètre, et du fonctionnement en dépression de la boucle de refroidissement, une expérimentation à venir est nécessaire pour valider les calculs.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **D.B. TUCKERMAN, R.F.W. PEASE**
High-Performance Heat Sinking For VLSI
IEEE Electron Devices Letters, Vol. EDL-2, No.5, May 1981
- [2] **M.B. BOWERS, I. MUDAWAR**
Two Phase Electronic Cooling Channel Heat Sinks : Part I - Design Criteria And Heat Diffusion Constraints.
Journal Of Electronic Packaging, December 1994, Vol 116, pp 290-297
- [3] **Y. KATTO**
A Generalised Correlation Of Critical Heat Flux For The Forced Convective Boiling in Vertical Uniformly Heated Round Tubes - A Supplementary Repport
Int. journal Heat And Mass Transf., Vol 22, pp 783-794, 1979
- [4] **J.C. CHEN**
Correlation For Boiling Heat transfer To Saturated Fluids In Convective Flow
Ind. Eng. Chem. Proc. Design and Dev., Vol 5, no 3, pp 322-339, 1967
- [5] **K.E. GUNGOR, R.H.S WINTERTON**
A General Correlation For Flow Boiling In Tubes And Annuli
Int. Journ. Heat Mass Transfer, Vol 29, pp 351-358, 1986
- [6] **R.W. LOCKHART, R.C. MARTINELLI**
Proposed Correlation Of Data For Isothermal Two-Phase, Two Component Flow In Pipes
Chem. Eng. Prog., Vol 45, no 1, pp 39-48, 1949
- [7] **L. FRIEDEL**
Imroved Friction Pressure Drop Correlations For Horizontal And Vertical Two Phase Pipe Flow
Paper E2, European Two Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, 1979
- [8] **M.M. SHAH**
A General Correlation For Heat Transfer During Film Condensation Insides Pipes
Int. Journal Heat Mass Transfer, vol 22, pp 547-556, 1989

Journée d'Etudes **SFT - GUT**

3 MAI 1996

SUR

CALODUCS ET BOUCLES DIPHASIQUES A POMPAGE CAPILLAIRE

**SYNTHESE THEORIQUE ET BIBLIOGRAPHIQUE
SUR LES MICROCALODUCS**

V. SARTRE - M. LALLEMAND
CETHIL, UPRES A 5008, INSA - Villeurbanne - France

RESUME

La technologie, le dimensionnement et les performances des caloducs sont connus depuis de nombreuses années. Avec la miniaturisation des systèmes à refroidir et l'augmentation des flux surfaciques à dissiper, les microcaloducs sont apparus plus récemment. Les publications relatives à ce sujet ne datent pratiquement que des années 90. A partir de ces articles, nous présentons une synthèse bibliographique sur les performances de ces microcaloducs, leur fonctionnement et leur dimensionnement. Les études expérimentales montrent l'efficacité de ces systèmes, mais également leur grande sensibilité à la limite capillaire. Celle-ci se traduit par un assèchement progressif de l'évaporateur, qui conduit à une diminution de sa conductance thermique. Les études théoriques sont basées sur les mêmes équations que celles des caloducs. Des modèles plus ou moins complexes ont été développés dans la littérature. Seul un modèle relativement simple est présenté dans cet article. Ces études ont permis de montrer la grande influence de certains paramètres sur son fonctionnement, comme la géométrie du tube, l'angle de contact du fluide avec la paroi, le taux de remplissage des tubes et le rôle prépondérant de la zone d'accrochage du film liquide sur la paroi.

NOMENCLATURE

A	section de passage	m^2	<i>variables grecques</i>	
d	dimension	m	α	angle de contact °
Eö	nombre d'Eötvös		δ	épaisseur du film liquide m
f	coefficient de frottement		θ	angle d'inclinaison °
g	accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$	λ	libre parcours moyen m
Δh_v	chaleur latente de vaporisation	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	μ	viscosité dynamique $kg.m^{-1}.s^{-1}$
J	fonction de Leverett		ρ	masse volumique $kg.m^{-3}$
k	perméabilité relative		σ	tension superficielle $N.m^{-1}$
K	perméabilité absolue		τ	contrainte $N.m^{-2}$
l	longueur	m	<i>indices</i>	
P	pression	Pa	0	au début de l'évaporateur
Q	puissance thermique	W	c	condenseur
r	rayon	m	cap	capillaire
Re	nombre de Reynolds		e	évaporateur
s	saturation		h	hydraulique
T	température	K	i	interface
u	vitesse axiale	$m.s^{-1}$	l	liquide
v	vitesse radiale d'évaporation	$m.s^{-1}$	max	maximum
x	coordonnée axiale	m	p	paroi
			sat	saturation
			v	vapeur

1. INTRODUCTION

Les progrès récents dans la technologie des semi-conducteurs ont permis le développement de composants de taille très réduite. Ainsi, le nombre de composants par unité de surface augmente et les densités de flux thermiques à dissiper sont de plus en plus importantes, jusqu'à $60 W/cm^2$ et atteindront probablement $100 W/cm^2$ d'ici l'an 2000. Or, l'échauffement du semi-conducteur au-delà d'un certain seuil conduit à une diminution importante de sa durée de vie. Il est donc essentiel de prévoir un moyen de refroidissement efficace de façon à ne pas dépasser cette température limite dans toutes les conditions de fonctionnement.

Une méthode simple consiste à transférer le flux thermique par conduction, au moyen d'une plaque métallique placée sous le support des composants. Mais, même avec des matériaux de conductivité élevée, la puissance dissipée est trop faible. Dès lors, il faut envisager des modes de transferts thermiques plus performants (convection, changement de phase).

En 1981, Tuckerman et Pease [1] ont étudié le refroidissement des composants par convection forcée. Sur l'arrière de la plaque support, ils ont réalisé des microcanaux parallèles, distants de $100 \mu m$, de section rectangulaire $300 \mu m \times 50 \mu m$, dans lesquels circule de l'eau. Ce dispositif permet de transférer de grandes densités de flux, mais les pertes de charge dans les canaux sont importantes. De plus, il nécessite un dispositif de mise en mouvement du liquide et présente des problèmes d'étanchéité. En 1984, Cotter [2] a proposé le refroidissement des composants par microcaloduc. Il s'agit d'un caloduc de très petite dimension transversale (10 à $1000 \mu m$), intégré dans le substrat des semi-conducteurs, dont une extrémité est située sous les composants alors que l'autre est refroidie. Le principal intérêt de ce dispositif est de mieux répartir le flux au sein du substrat, donc d'éliminer les points chauds et de limiter les contraintes. Ce concept a été à la base de recherches théoriques et expérimentales, entreprises principalement aux U.S.A. et au Japon, pour déterminer les performances et les limites de fonctionnement de ces systèmes.

2. PRINCIPE ET LIMITES DE FONCTIONNEMENT

2.1 Description et mode de fonctionnement

Cotter définit le microcaloduc comme un caloduc dont le rayon de courbure moyen de l'interface liquide-vapeur est du même ordre de grandeur que le rayon hydraulique du tube. Il fonctionne selon le même principe qu'un caloduc de grande dimension : à l'intérieur du tube, le fluide se vaporise au niveau de la zone chauffée et se condense dans la zone refroidie.

La différence essentielle provient de l'absence d'une structure capillaire. La section transversale d'un microcaloduc, non circulaire, comporte des coins qui jouent le rôle de la structure capillaire. Le liquide s'accumule dans les angles sous l'effet des forces de tension superficielle, en formant des ménisques (figure 1). Au niveau de l'évaporateur, la quantité de liquide est très faible. La récession des ménisques vers l'apex des coins provoque une diminution de leur rayon de courbure. Une grande partie de la paroi est recouverte d'un film liquide très fin (d'épaisseur égale à quelques angströms) qui est adsorbé et ne participe pas au transfert de masse. Dans la zone d'accrochage du ménisque à la paroi, encore appelée "microrégion", le rayon de courbure varie fortement pour passer d'une valeur finie à une valeur infinie au niveau du film. Cette microrégion est le siège d'une évaporation intense. En progressant selon l'axe du tube de l'évaporateur vers le condenseur, la section de passage du liquide augmente. Les points d'accrochage des ménisques sur la paroi du tube se déplacent et le rayon de courbure de l'interface augmente. Au condenseur, la paroi est entièrement recouverte d'un film de condensat. Le rayon de courbure est alors maximum, égal au rayon du plus grand cercle inscrit dans la section du tube. Dans cette zone, la présence de la paroi à l'extrémité du tube modifie la forme de l'interface, qui est alors décrite par deux rayons de courbure.

La différence de pression liquide-vapeur, inversement proportionnelle au rayon de courbure, est donc plus importante à l'évaporateur qu'au condenseur. Grâce à cette différence de pression, appelée pression motrice capillaire, le retour du liquide vers l'évaporateur est assuré.

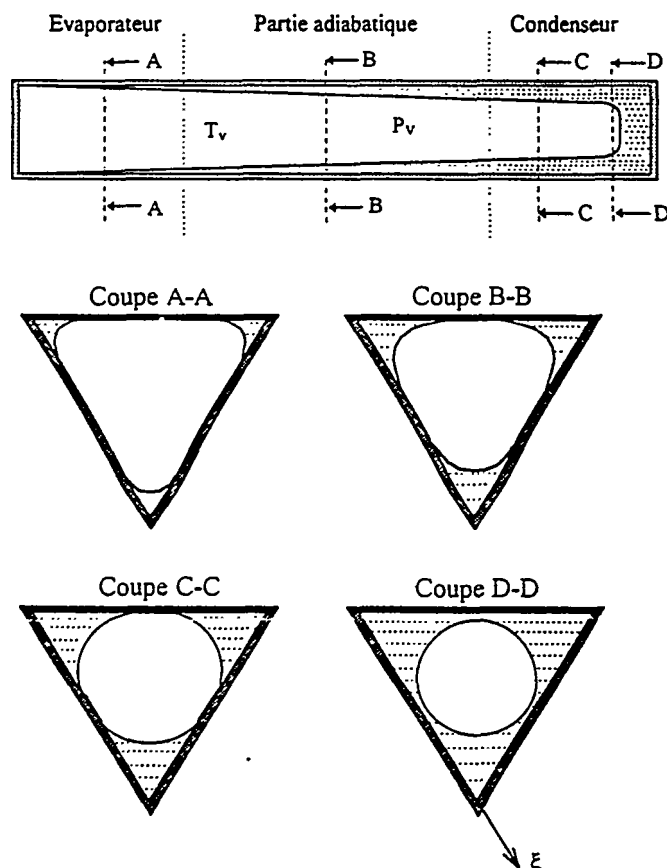


Figure 1 : Schéma d'un microcaloduc à section triangulaire

2. PRINCIPE ET LIMITES DE FONCTIONNEMENT

2.1 Description et mode de fonctionnement

Cotter définit le microcaloduc comme un caloduc dont le rayon de courbure moyen de l'interface liquide-vapeur est du même ordre de grandeur que le rayon hydraulique du tube. Il fonctionne selon le même principe qu'un caloduc de grande dimension : à l'intérieur du tube, le fluide se vaporise au niveau de la zone chauffée et se condense dans la zone refroidie.

La différence essentielle provient de l'absence d'une structure capillaire. La section transversale d'un microcaloduc, non circulaire, comporte des coins qui jouent le rôle de la structure capillaire. Le liquide s'accumule dans les angles sous l'effet des forces de tension superficielle, en formant des ménisques (figure 1). Au niveau de l'évaporateur, la quantité de liquide est très faible. La récession des ménisques vers l'apex des coins provoque une diminution de leur rayon de courbure. Une grande partie de la paroi est recouverte d'un film liquide très fin (d'épaisseur égale à quelques angströms) qui est adsorbé et ne participe pas au transfert de masse. Dans la zone d'accrochage du ménisque à la paroi, encore appelée "microrégion", le rayon de courbure varie fortement pour passer d'une valeur finie à une valeur infinie au niveau du film. Cette microrégion est le siège d'une évaporation intense. En progressant selon l'axe du tube de l'évaporateur vers le condenseur, la section de passage du liquide augmente. Les points d'accrochage des ménisques sur la paroi du tube se déplacent et le rayon de courbure de l'interface augmente. Au condenseur, la paroi est entièrement recouverte d'un film de condensat. Le rayon de courbure est alors maximum, égal au rayon du plus grand cercle inscrit dans la section du tube. Dans cette zone, la présence de la paroi à l'extrémité du tube modifie la forme de l'interface, qui est alors décrite par deux rayons de courbure.

La différence de pression liquide-vapeur, inversement proportionnelle au rayon de courbure, est donc plus importante à l'évaporateur qu'au condenseur. Grâce à cette différence de pression, appelée pression motrice capillaire, le retour du liquide vers l'évaporateur est assuré.

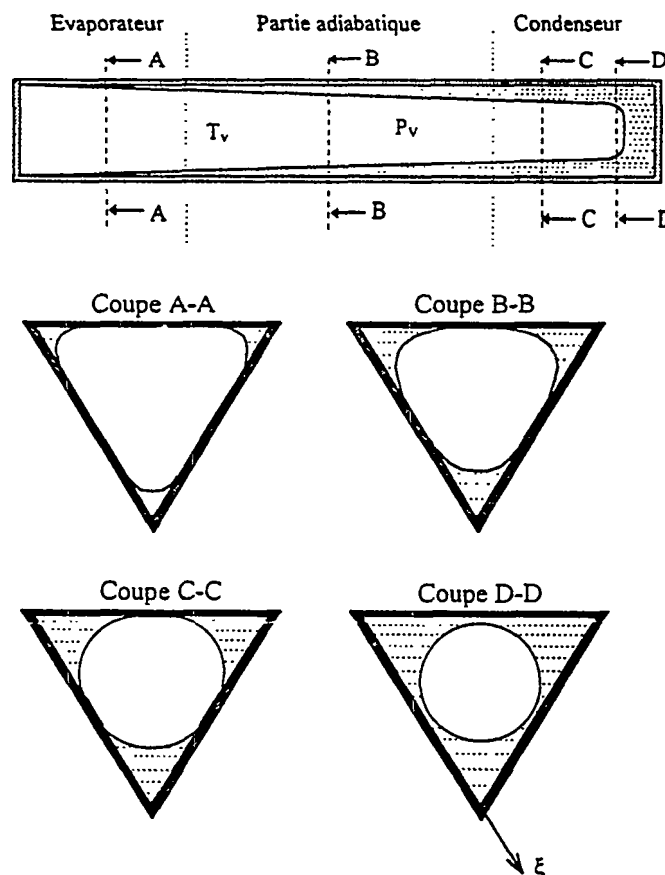


Figure 1 : Schéma d'un microcaloduc à section triangulaire

2.2 Limites de fonctionnement

Dans un microcaloduc, les limites de fonctionnement classiques des caloducs de grande taille peuvent apparaître. Les travaux effectués sur les microcaloducs aboutissent aux mêmes conclusions. La limite capillaire est prépondérante par rapport aux limites d'ébullition [3], aux limites visqueuse, sonique et d'entraînement [4]. Certaines conditions de fonctionnement conduisent à l'engorgement du condenseur. D'autres limites sont spécifiques à ces systèmes, étant donnée leur taille. Ainsi, dans certains cas, l'écoulement de la vapeur peut passer du régime laminaire au régime moléculaire ou de Knudsen.

2.2.1 Limite de l'écoulement de Knudsen

Pour des canaux de très faibles dimensions et à une température donnée, la vapeur se comporte comme un gaz raréfié. Ceci se produit lorsque les chocs intermoléculaires sont négligeables vis-à-vis des chocs molécules-parois. Dans ce cas, le flux thermique transféré est faible et le gradient de température entre l'évaporateur et le condenseur est élevé. La transition entre les écoulements moléculaire et laminaire s'exprime en général par le nombre de Knudsen limite, qui est le rapport entre le libre parcours moyen λ des molécules et la dimension minimale de passage de la vapeur. A partir de la théorie cinétique des gaz, λ peut s'exprimer en fonction de la température et de la pression du milieu. On déduit de cette relation la masse volumique de transition, qui correspond à une température de transition. Cao et Faghri [3] ont calculé cette température en fonction du diamètre du microcaloduc, pour le sodium, l'eau et le méthanol. Les résultats obtenus avec l'eau indiquent des températures égales ou supérieures à 50 °C, pour des diamètres inférieurs à 100 μm . Cette limite peut donc exister dans le domaine de fonctionnement usuel des microcaloducs.

2.2.2 Limite capillaire

Elle se produit lorsque la force capillaire est insuffisante pour compenser les pertes de pression dans le liquide et la vapeur. La relation :

$$\Delta P_c \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g$$

n'est alors plus respectée. Si la puissance thermique est trop élevée, la récession du ménisque dans les coins du tube provoque une diminution de la section de passage du liquide et une augmentation des forces de viscosité dans le liquide, donc du terme ΔP_l . Il s'ensuit un assèchement de l'évaporateur ; une partie de la zone adiabatique joue alors le rôle d'évaporateur. Cette limite dépend de nombreux paramètres. Sa détermination, qui nécessite une modélisation hydrodynamique du système, a fait l'objet de nombreuses études théoriques présentées au paragraphe 4.

2.2.3 Limite due à l'engorgement du condenseur

L'engorgement, qui correspond à une accumulation du liquide à l'extrémité du condenseur, se produit en général lorsque le volume du fluide dans le microcaloduc est trop important. La zone engorgée ne participe pas au transfert de chaleur. Pour une charge donnée, ce phénomène dépend également de la répartition du liquide le long du tube. Celle-ci résulte de l'équilibre entre les différentes forces agissantes. Ainsi, des forces de frottement interfacial élevées favorisent l'engorgement du condenseur [5]. Lorsque le tube est incliné, les forces de pesanteur interviennent et provoquent une accumulation du liquide dans une section du condenseur. Le liquide peut alors obstruer le tube et emprisonner une poche de vapeur à l'extrémité du condenseur [6].

3. SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE DES ÉTUDES EXPÉRIMENTALES

Les études expérimentales réalisées sur les microcaloducs sont encore peu nombreuses. Outre les difficultés liées à la réalisation des microcanaux, dont la forme a une grande influence sur les performances du système, il est nécessaire de développer des méthodes de remplissage très précises, de

façon à bien contrôler la charge en fluide. Etant données les faibles puissances thermiques mises en jeu, de l'ordre de quelques watts, il est nécessaire de tenir compte des pertes par convection et rayonnement avec le milieu extérieur. Jusqu'à présent, les travaux expérimentaux les plus importants ont été menés par G.P. Peterson et son équipe de recherche, aux U.S.A..

En 1989, Babin et Peterson [4] ont testé des microcaloducs fabriqués par la société japonaise ITOH. Les tubes (figure 2), en cuivre et en argent, ont une section carrée de 1 mm^2 , une longueur de 57 mm. La charge en eau distillée et désionisée est de 3,2 mg. Ils peuvent être inclinés de -90° à $+90^\circ$ par rapport à l'horizontale. Le refroidissement du condenseur est assuré par une circulation d'éthylène-glycol provenant d'un bain thermostaté. L'évaporateur est muni d'un manchon de cuivre, qui diffuse la chaleur apportée par une résistance électrique de 5 W. Les températures sont mesurées, d'une part, par trois thermocouples placés sur la paroi externe du tube, d'autre part, par une caméra infra-rouge. Durant les essais, la température de fonctionnement, mesurée au niveau de la zone adiabatique, est maintenue constante par réglage de la température du bain. La conductance thermique équivalente, définie par le rapport de la puissance apportée à l'évaporateur par la différence de température entre l'évaporateur et le condenseur, est comparée avec celle d'un microcaloduc de même géométrie, mais non chargé (figure 3). Les courbes de la figure 3 sont paramétrées en fonction de la température de fonctionnement, comprise entre $30,8^\circ \text{C}$ et $67,6^\circ \text{C}$. Pour une température de fonctionnement donnée, la conductance du microcaloduc décroît lorsque la puissance thermique et la température de l'évaporateur augmentent, puis atteint asymptotiquement une valeur constante, proche de celle du tube non chargé. La pente de la courbe présente une forte variation, qui traduit l'assèchement de l'évaporateur. En effet, l'augmentation de la puissance provoque la récession du ménisque dans les coins du tube, donc la surface de la paroi recouverte par le liquide diminue et sa température augmente sensiblement. Quand la paroi est asséchée, l'évaporation cesse et sa température augmente très rapidement. Une partie de la zone adiabatique joue alors le rôle de l'évaporateur. Ces résultats indiquent que dans un microcaloduc le phénomène d'assèchement se développe de manière progressive. Les auteurs définissent arbitrairement le début de l'assèchement comme le point où la tangente à la courbe est de 60° .

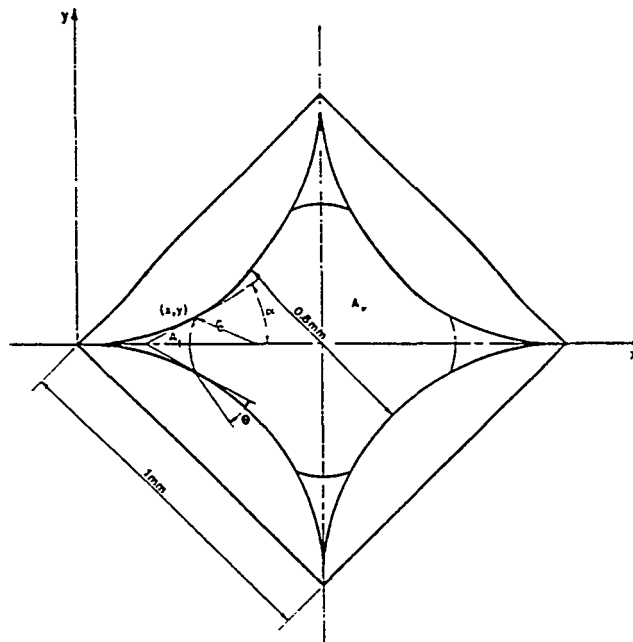


Figure 2 : Section transversale du microcaloduc étudié par Babin [4]

En 1991, Wu, Peterson et Chang [7] ont étudié des microcaloducs en argent de longueur 60 mm, dont la section a une base de 2 mm et une hauteur de 0,6 mm (figure 4). La charge en eau désionisée est de 32 mg. Le dispositif expérimental est celui utilisé par Babin [4]. La paroi externe du microcaloduc est instrumentée de huit thermocouples de type K, dont trois sont situés sur l'évaporateur, quatre sur la zone adiabatique et le dernier (T_8) au début du condenseur. Les résultats (figure 5a) montrent l'évolution des écarts de température ΔT_i entre chaque température T_i et T_8 en fonction de la

façon à bien contrôler la charge en fluide. Etant données les faibles puissances thermiques mises en jeu, de l'ordre de quelques watts, il est nécessaire de tenir compte des pertes par convection et rayonnement avec le milieu extérieur. Jusqu'à présent, les travaux expérimentaux les plus importants ont été menés par G.P. Peterson et son équipe de recherche, aux U.S.A..

En 1989, Babin et Peterson [4] ont testé des microcaloducs fabriqués par la société japonaise ITOH. Les tubes (figure 2), en cuivre et en argent, ont une section carrée de 1 mm^2 , une longueur de 57 mm. La charge en eau distillée et désionisée est de 3,2 mg. Ils peuvent être inclinés de -90° à $+90^\circ$ par rapport à l'horizontale. Le refroidissement du condenseur est assuré par une circulation d'éthylène-glycol provenant d'un bain thermostaté. L'évaporateur est muni d'un manchon de cuivre, qui diffuse la chaleur apportée par une résistance électrique de 5 W. Les températures sont mesurées, d'une part, par trois thermocouples placés sur la paroi externe du tube, d'autre part, par une caméra infra-rouge. Durant les essais, la température de fonctionnement, mesurée au niveau de la zone adiabatique, est maintenue constante par réglage de la température du bain. La conductance thermique équivalente, définie par le rapport de la puissance apportée à l'évaporateur par la différence de température entre l'évaporateur et le condenseur, est comparée avec celle d'un microcaloduc de même géométrie, mais non chargé (figure 3). Les courbes de la figure 3 sont paramétrées en fonction de la température de fonctionnement, comprise entre $30,8^\circ\text{C}$ et $67,6^\circ\text{C}$. Pour une température de fonctionnement donnée, la conductance du microcaloduc décroît lorsque la puissance thermique et la température de l'évaporateur augmentent, puis atteint asymptotiquement une valeur constante, proche de celle du tube non chargé. La pente de la courbe présente une forte variation, qui traduit l'assèchement de l'évaporateur. En effet, l'augmentation de la puissance provoque la récession du ménisque dans les coins du tube, donc la surface de la paroi recouverte par le liquide diminue et sa température augmente sensiblement. Quand la paroi est asséchée, l'évaporation cesse et sa température augmente très rapidement. Une partie de la zone adiabatique joue alors le rôle de l'évaporateur. Ces résultats indiquent que dans un microcaloduc le phénomène d'assèchement se développe de manière progressive. Les auteurs définissent arbitrairement le début de l'assèchement comme le point où la tangente à la courbe est de 60° .

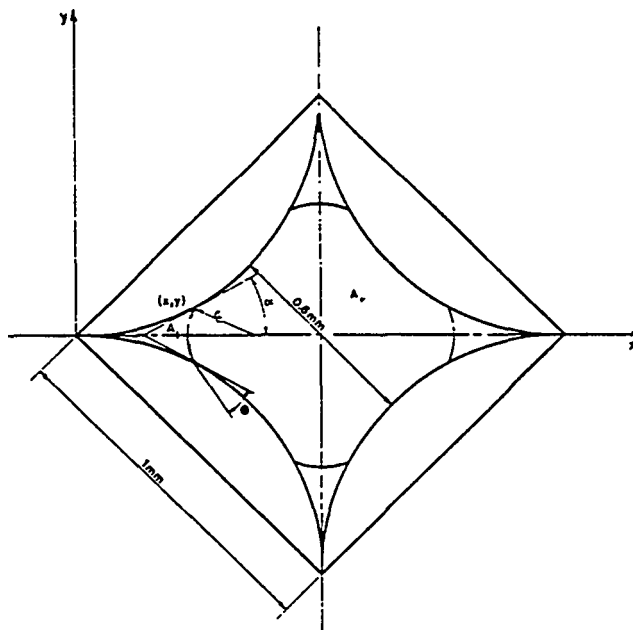


Figure 2 : Section transversale du microcaloduc étudié par Babin [4]

En 1991, Wu, Peterson et Chang [7] ont étudié des microcaloducs en argent de longueur 60 mm, dont la section a une base de 2 mm et une hauteur de 0,6 mm (figure 4). La charge en eau désionisée est de 32 mg. Le dispositif expérimental est celui utilisé par Babin [4]. La paroi externe du microcaloduc est instrumentée de huit thermocouples de type K, dont trois sont situés sur l'évaporateur, quatre sur la zone adiabatique et le dernier (T_8) au début du condenseur. Les résultats (figure 5a) montrent l'évolution des écarts de température ΔT_i entre chaque température T_i et T_8 en fonction de la

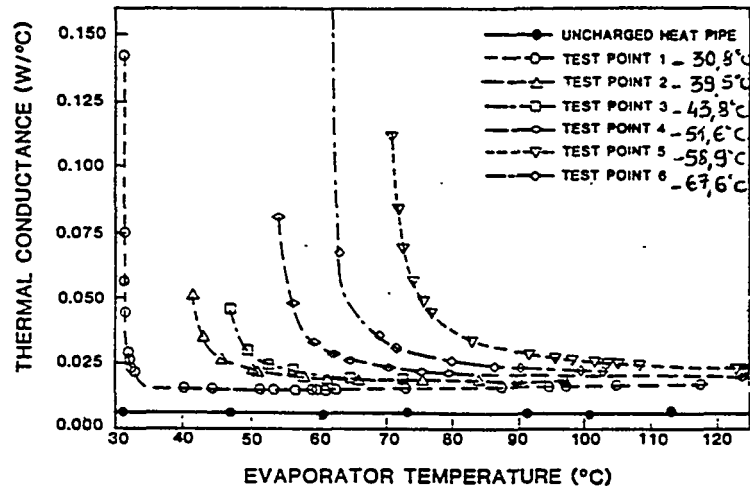


Figure 3 : Evolution de la conductance thermique d'un microcaloduc cuivre / eau en fonction de la température de paroi de l'évaporateur [4]

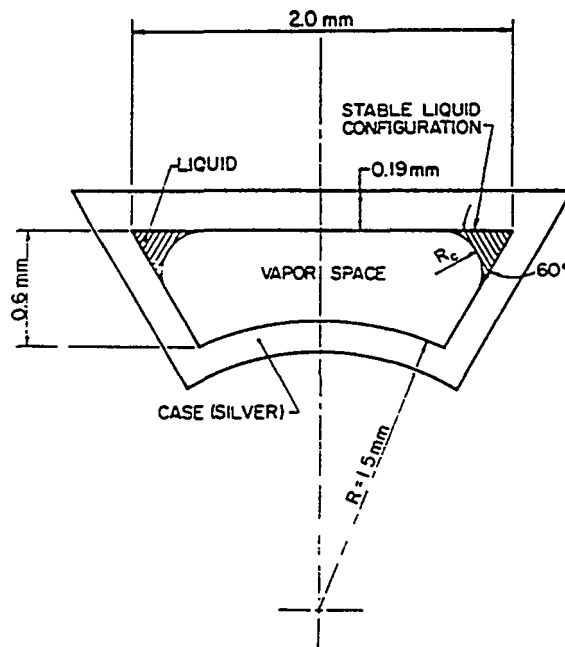


Figure 4 : Section transversale du microcaloduc étudié par Wu [7]

puissance apportée à l'évaporateur. Les courbes sont comparées avec celles d'un microcaloduc non chargé (figure 5b). Jusqu'à environ 0,4 W, les évolutions des températures sur ces deux figures sont semblables, ce qui signifie que les transferts thermiques ont lieu essentiellement par conduction dans la paroi du microcaloduc. De 0,4 W à 1,4 W environ, les ΔT_i du microcaloduc chargé diminuent, donc la conductance thermique du système augmente. Pour une puissance de 1,4 W, l'augmentation rapide de T_1 , puis T_2 et T_3 traduit l'assèchement local de la paroi. Cet assèchement progresse le long du tube au fur et à mesure de l'augmentation de la puissance.

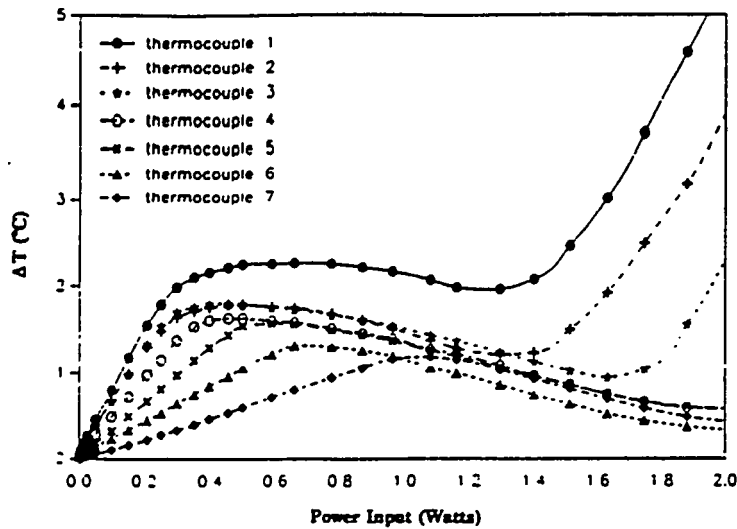
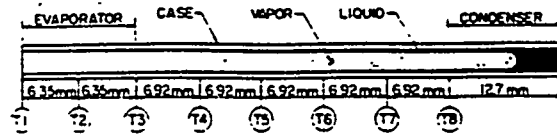


Figure 5a : Evolution des températures de paroi d'un microcaloduc chargé en fonction de la puissance ($T_c = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}$) [7]

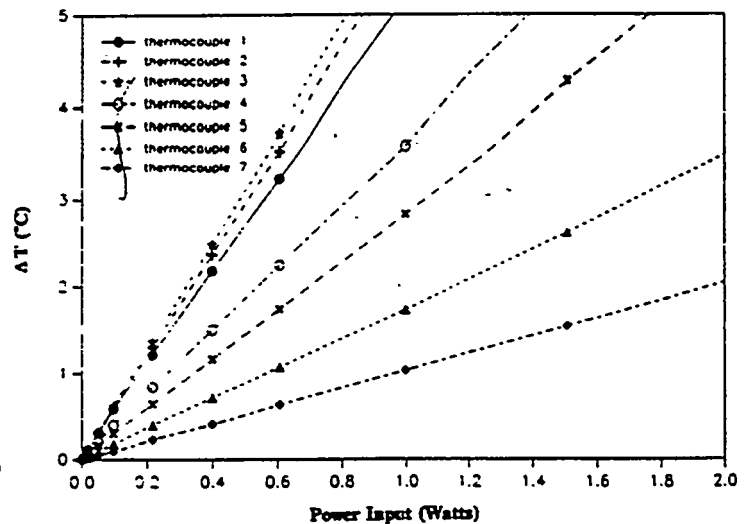


Figure 5b : Evolution des températures de paroi d'un microcaloduc non chargé en fonction de la puissance ($T_c = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}$) [7]

En 1993, Peterson, Duncan et Weichold [8] ont étudié expérimentalement une rangée de microcaloducs parallèles. Le premier système testé est une plaque en silicium qui comporte trente neuf rainures rectangulaires, de largeur $45 \text{ }\mu\text{m}$ et de profondeur $80 \text{ }\mu\text{m}$, gravées par micro-usinage. Le second système comporte des rainures triangulaires de largeur $120 \text{ }\mu\text{m}$ et de profondeur $80 \text{ }\mu\text{m}$, gravées par procédé chimique. Les tubes sont fermés sur la partie supérieure par une plaque de pyrex et chargé avec du méthanol. Une extrémité de la plaque est encastree dans un bloc de cuivre dans lequel circule un fluide qui le maintient à une température constante de $15 \text{ }^\circ\text{C}$. Le chauffage des tubes est assuré par une résistance électrique de 4 W , placée en-dessous de la plaque à l'autre extrémité. La distribution des températures est mesurée au moyen d'une caméra infrarouge, avec une précision de $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Les résultats sont comparés à ceux obtenus avec une plaque de référence en silicium, qui ne comporte pas de canaux. Pour assurer des conditions de fonctionnement parfaitement identiques, les deux plaques sont reliées au même bloc de cuivre et les résistances alimentées en parallèle. La figure 6 donne l'évolution de la conductivité thermique de la plaque en fonction de la puissance, pour les canaux triangulaires, rectangulaires et la plaque de référence. La conductivité de la plaque est déterminée par le rapport entre la densité de flux axiale transférée et le gradient de température. Celui-ci est obtenu à partir d'une moyenne des différences de température mesurées sur la plaque, au niveau de la résistance et du bloc de cuivre. La conductivité thermique est plus élevée pour les canaux triangulaires que pour les canaux rectangulaires. Dans le premier cas, elle augmente avec la puissance alors que dans le second cas, elle reste sensiblement constante. Les performances moins bonnes de la géométrie rectangulaire sont dues au procédé de fabrication. En effet, une observation au microscope d'une coupe transversale du canal montre que les coins sont légèrement arrondis. Pour un angle de contact donné du ménisque, lors de sa récession dans la zone d'évaporation, le rayon de courbure de l'interface liquide-vapeur a tendance à augmenter. Il en résulte une pression capillaire plus faible.

En utilisant le même dispositif expérimental, Duncan et Peterson [9] ont étudié l'influence de la charge en fluide sur la conductivité thermique équivalente d'une rangée de cinquante neuf microcaloducs triangulaires parallèles. Les canaux, fabriqués par procédé chimique, ont les mêmes dimensions que dans l'étude précédente. Pour effectuer le remplissage, la plaque est placée verticalement dans une chambre sous vide. Les canaux ont été fermés au préalable, sauf à leur extrémité inférieure. Le fluide, injecté dans la chambre à l'aide d'une micro-seringue, pénètre dans les tubes par capillarité. La charge en méthanol varie entre 10 et 50 % du volume total des microcaloducs. Les résultats obtenus indiquent que, quelle que soit la charge, la conductivité thermique décroît avec la puissance et elle est plus élevée

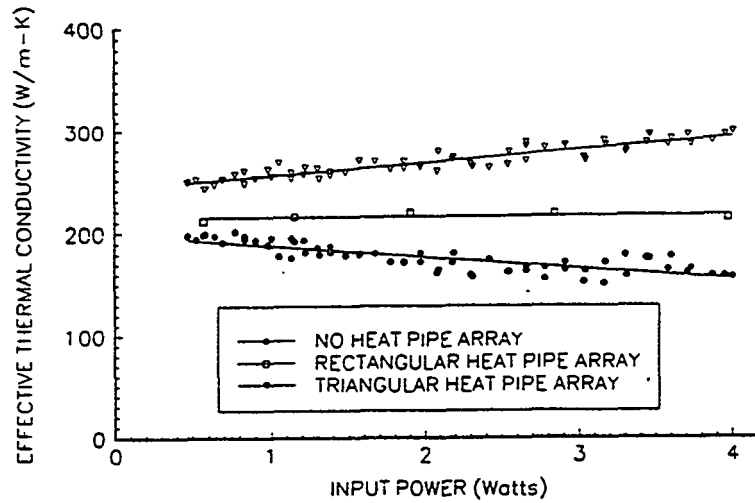


Figure 6 : Evolution de la conductivité thermique de plaques munies ou non de microcaloducs en fonction de la puissance ($T_c = 15^\circ\text{C}$) [9]

pour des charges importantes. Duncan attribue cette évolution à l'assèchement progressif des microcaloducs. En effet, l'assèchement de l'évaporateur conduit à une augmentation de sa température et une diminution de sa longueur effective, donc à une diminution de la conductivité thermique du tube. A puissance identique, la zone asséchée est plus courte si la charge en fluide est importante. Les auteurs n'ont pas observé expérimentalement la progression de cet assèchement car la résolution spatiale et thermique de leur dispositif de mesure (caméra infra-rouge) est insuffisante.

4. SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE DES ETUDES THEORIQUES

Les études théoriques menées sur les microcaloducs ont pour but de prédire leurs performances et leurs limites de fonctionnement en fonction des paramètres géométriques, des propriétés thermophysiques du fluide et de la paroi, de la charge, de l'angle d'inclinaison et des conditions thermiques (flux à dissiper, température du fluide de refroidissement). Ces études sont importantes pour la compréhension du fonctionnement d'un microcaloduc car l'observation de certains phénomènes est parfois délicate par voie expérimentale. C'est le cas, par exemple, du phénomène d'assèchement [10]. La plupart de ces études font appel à la modélisation des différents processus des transferts de masse et de chaleur se produisant dans le système. La résolution des équations de bilan de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, appliquées à chaque phase, fournit la répartition des pressions, des vitesses, des températures et la distribution du liquide le long du tube.

Pour étudier un microcaloduc dont la section transversale est un triangle équilatéral (figure 7), Longtin, Badran et Gerner [11] ont développé un modèle d'écoulement liquide-vapeur à contre-courant, monodimensionnel, permanent, incompressible et isotherme. Les équations de bilan prennent en compte la variation des sections de passage du liquide et de la vapeur et du rayon de courbure dans la direction axiale.

Conservation de la masse

Pour le liquide, la conservation de la masse exprimée pour un volume de contrôle de longueur dx s'écrit :

$$A_l \rho_l \frac{du_l}{dx} dx + u_l \rho_l \frac{dA_l}{dx} dx - v_{i,l} \rho_l A_i = 0 \quad (1)$$

u_l et $v_{i,l}$ sont respectivement la vitesse axiale d'écoulement du liquide et la vitesse radiale d'évaporation à l'interface. A_l est la section de passage du liquide qui s'exprime en fonction du rayon de courbure par la relation :

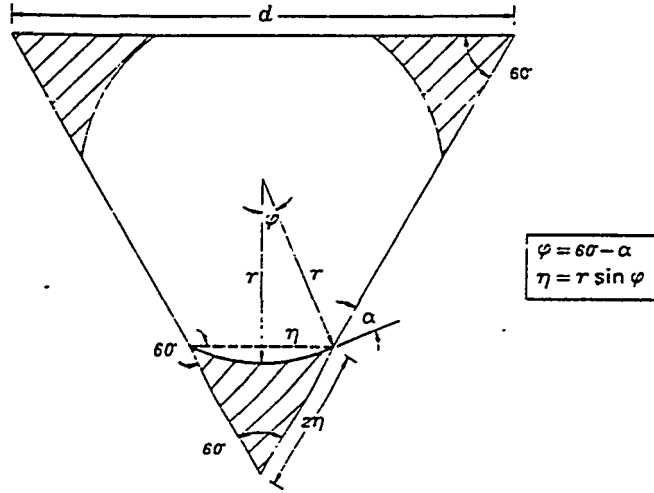


Figure 7 : Section transversale du microcaloduc étudié par Longtin [7]

$$A_1 = \beta_1 r^2$$

$$\text{avec : } \beta_1 = 3 \left[\sqrt{3} \sin^2 \left(\frac{\pi}{3} - \alpha \right) + \frac{1}{2} \sin 2 \left(\frac{\pi}{3} - \alpha \right) - \left(\frac{\pi}{3} - \alpha \right) \right] \quad (2)$$

Dans la relation (2), α désigne l'angle de contact du fluide avec la paroi. Ce paramètre est fonction de la nature du fluide et du matériau de la paroi. A_i est la surface de l'interface liquide-vapeur, qui s'exprime par la relation suivante :

$$A_i = \beta_i r \, dx$$

$$\text{avec : } \beta_i = 6 \left(\frac{\pi}{3} - \alpha \right) \quad (3)$$

En combinant les équations (1), (2) et (3), on obtient :

$$r \frac{du_l}{dx} + 2 u_l \frac{dr}{dx} - \frac{\beta_i}{\beta_l} v_{il} = 0 \quad (4)$$

Pour la vapeur, l'équation de conservation de la masse est similaire. La section de passage de la vapeur est donnée par la relation :

$$A_v = \sqrt{3} \frac{d^2}{4} - \beta_l r^2 \quad (5)$$

où d représente le côté du triangle. Ainsi, on a :

$$\left(\sqrt{3} \frac{d^2}{4} - \beta_l r^2 \right) \frac{du_v}{dx} - 2 \beta_l u_v r \frac{dr}{dx} + \beta_i \frac{\rho_l}{\rho_v} r v_{il} = 0 \quad (6)$$

Conservation de l'énergie

Pour un système isotherme, la puissance thermique est entièrement absorbée par évaporation du liquide à l'interface. Les températures du liquide et de la vapeur sont constantes et égales à la température de saturation. L'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

$$\dot{Q} = \rho_l v_{il} A_i \Delta h_v \quad (7)$$

Une analyse fine des transferts thermiques au sein du microcaloduc a été réalisée par Khrustalev et Faghri [5]. A l'évaporateur et au condenseur, les transferts de chaleur ont lieu par conduction dans le ménisque et transfert de masse à l'interface. Une approche macroscopique est souvent insuffisante pour la détermination des coefficients d'échange thermique. A l'évaporateur, il est nécessaire de considérer plusieurs zones du ménisque. Dans la zone située près du point de contact solide-liquide-vapeur (microrégion), les forces dues à la variation de tension superficielle et les forces

intermoléculaires de Van der Waals deviennent prépondérantes. Elles provoquent un écoulement du liquide en direction de cette zone où l'évaporation est intense. Au condenseur, le calcul de l'épaisseur du film doit prendre en compte la diminution progressive de l'angle de contact, qui s'annule au niveau de la zone d'engorgement.

Conservation de la quantité de mouvement

Dans le liquide, les forces agissant sur le volume de contrôle sont dues à la pesanteur, si le tube est incliné d'un angle θ par rapport à l'horizontale, aux frottements à la paroi et à l'interface liquide-vapeur. En négligeant la variation de quantité de mouvement due au changement de phase, l'équation de bilan pour la phase liquide s'écrit :

$$-\rho_l u_l^2 \frac{dA_l}{dx} dx - \rho_l A_l \frac{du_l^2}{dx} dx - A_l \frac{dP_l}{dx} dx - \rho_l g A_l \sin \theta dx + \tau_{p_l} A_{p_l} + \tau_i A_i = 0 \quad (8)$$

A_{p_l} est la surface du liquide en contact avec la paroi, donnée par la relation :

$$A_{p_l} = \beta_{p_l} r$$

avec : $\beta_{p_l} = 12 \sin \left(\frac{\pi}{3} - \alpha \right)$ (9)

En combinant les expressions (2), (3), (8) et (9), on obtient :

$$-2\rho_l \left[r u_l \frac{du_l}{dx} + u_l^2 \frac{dr}{dx} \right] - \rho_l g r \sin \theta - r \frac{dP_l}{dx} + \frac{\beta_{p_l}}{\beta_l} \tau_{p_l} + \frac{\beta_i}{\beta_l} \tau_i = 0 \quad (10)$$

Pour la vapeur, on a de la même manière :

$$\rho_v u_v^2 \frac{dA_v}{dx} dx + \rho_v A_v \frac{du_v^2}{dx} dx + A_v \frac{dP_v}{dx} dx + \rho_v g A_v \sin \theta dx + \tau_{p_v} A_{p_v} + \tau_i A_i = 0 \quad (11)$$

A_{p_v} est la surface de la vapeur en contact avec la paroi, donnée par la relation :

$$A_{p_v} = 3d - \beta_{p_l} r \quad (12)$$

En combinant les équations (5), (11) et (12), on obtient :

$$\begin{aligned} & \rho_v \left(\frac{\sqrt{3}}{2} d^2 - 2\beta_{p_l} r^2 \right) u_v \frac{du_v}{dx} - 2\rho_v \beta_{p_l} u_v^2 r \frac{dr}{dx} + \left(\frac{\sqrt{3}}{4} d^2 - \beta_{p_l} r^2 \right) \frac{dP_v}{dx} \\ & + \rho_v g \left(\frac{\sqrt{3}}{4} d^2 - \beta_{p_l} r^2 \right) \sin \theta + \tau_{p_v} (3d - \beta_{p_l} r) + \tau_i \beta_i r = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

La contrainte pariétale τ s'exprime en fonction de la vitesse du fluide par la relation :

$$\tau = \frac{1}{2} \rho u^2 f \quad (14)$$

où f est le coefficient de frottement, qui est déterminé par des corrélations en fonction du nombre de Reynolds et de la géométrie du canal. Ma, Peterson et Lu [12], à partir d'un modèle bidimensionnel de l'écoulement dans un microcanal triangulaire, ont établi les courbes de variation du produit $f.Re$ en fonction de l'angle de contact, de l'angle d'ouverture du triangle et d'un paramètre qui caractérise l'interaction liquide-vapeur.

Equation de Laplace-Young

Le rayon de courbure de l'interface est lié à la différence de pression liquide-vapeur de part et d'autre de cette interface (ou pression capillaire) par la relation de Laplace-Young :

$$\frac{dP_{cap}}{dx} = \frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} = - \frac{\sigma}{r^2} \frac{dr}{dx} \quad (15)$$

Certains auteurs, comme Swanson et Peterson [13], utilisent une équation de Laplace modifiée, où intervient un terme supplémentaire dû aux forces de Van der Waals, appelé pression de disjonction. La pression de disjonction est inversement proportionnelle à δ^3 , δ étant l'épaisseur du film liquide. Le modèle de Swanson prend en compte également la variation de la tension superficielle avec la température (effet Marangoni).

Les équations (4), (6), (7), (10), (13) et (15) forment un système dont les inconnues sont r , u_l , u_v , v_{il} , P_l et P_v . Pour résoudre le système, Longtin utilise les conditions aux limites suivantes au début de l'évaporateur :

$$\begin{aligned} u_l &= u_v = 0 \\ r &= r_0 \\ P_v &= P_{sat}(T_v) \\ P_l &= P_v - \frac{\sigma}{r_0} \end{aligned} \quad (16)$$

La valeur initiale du rayon de courbure r_0 a été estimée entre 0 et 12 μm . La puissance maximale transférée est déterminée par itérations successives en considérant qu'à cette puissance, la jonction des trois ménisques a lieu exactement au début du condenseur. L'interface forme alors un cercle et son rayon de courbure est maximum. En effet, si le flux était supérieur à cette valeur, la jonction des ménisques se produirait dans la zone adiabatique. La pression motrice capillaire serait alors plus faible, car P_{cap} passerait par un maximum, donc la puissance transférée aussi.

Les résultats des simulations montrent que la limite capillaire décroît avec la diminution du côté du triangle et de la longueur du tube. Les chutes de pression les plus importantes sont dues aux forces de frottement dans le liquide. D'après les auteurs, la limite capillaire dépend peu de la valeur de l'angle de contact : une variation de α entre 0 et 42° entraîne une variation de $\dot{Q}_{max}$ de 20 %. Ces résultats théoriques ont été comparés aux résultats expérimentaux de Babin et Peterson, pour des diamètres hydrauliques identiques. Le modèle prédit de manière satisfaisante la limite capillaire, dans un certain domaine de températures de fonctionnement.

L'influence de l'angle de contact a également été étudiée par Wu et Peterson [14]. Ces auteurs ont développé un modèle monodimensionnel de microcaloduc en régime transitoire. La géométrie étudiée est celle du microcaloduc testé par Babin. Le modèle utilise les mêmes équations de base que le modèle de Longtin. La conservation de l'énergie exprime que le flux thermique échangé avec le milieu extérieur sert au changement de phase du fluide et à l'échauffement par chaleur sensible du fluide et de la paroi. Le flux de masse à l'interface est déterminé par une relation classique, issue de la théorie cinétique des gaz. Dans les équations de la quantité de mouvement, la perte de pression due au changement de phase est prise en compte, mais l'effet de la pesanteur est négligé.

Les simulations indiquent que l'angle de contact est un paramètre important dans le calcul des pertes de pression. Pour un angle de contact élevé, la section de passage du liquide est plus faible à l'évaporateur et plus grande au condenseur. Globalement, il en résulte des pertes de pression dans le liquide plus importantes (figure 8). Les résultats obtenus en régime transitoire indiquent un écoulement inverse du liquide, durant la phase de démarrage. A l'instant de l'application de la puissance, la pression du liquide et de la vapeur augmentent à l'évaporateur et diminuent en direction du condenseur. La vitesse d'évaporation n'est pas suffisante pour incurver l'interface liquide-vapeur et provoquer une diminution de pression du liquide. L'écoulement du liquide s'établit correctement en régime permanent, qui est plus long à atteindre pour des angles de contact importants. Cependant, les résultats expérimentaux obtenus par les auteurs en régime transitoire ne semblent pas indiquer un tel phénomène.

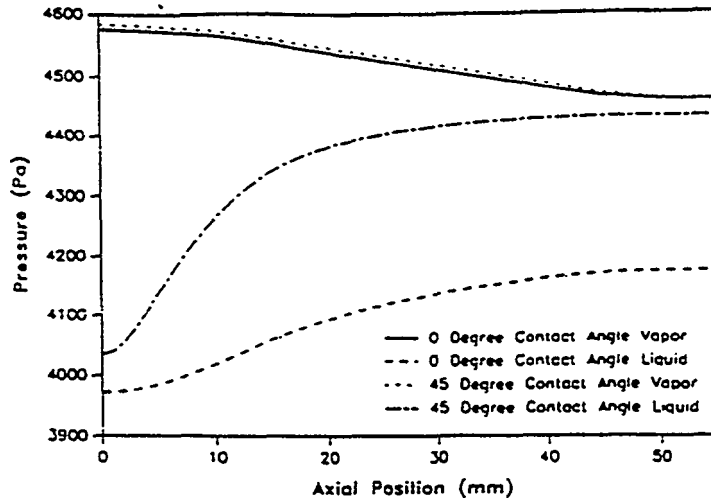


Figure 8 : Evolution axiale des pressions du liquide et de la vapeur dans un microcaloduc, pour $\alpha = 0^\circ$ et $\alpha = 45^\circ$ [14]

Pour déterminer la charge optimale d'un microcaloduc triangulaire silicium / méthanol, Duncan et Peterson [9] ont fait l'hypothèse que l'interface liquide-vapeur forme, à l'extrémité du condenseur, une demi-sphère tangente aux parois. Le tube est divisé en volumes élémentaires, où les pertes de pression dans le liquide et la vapeur sont calculées par les équations classiques de Poiseuille. En supposant une variation linéaire du rayon de courbure le long de l'axe et un angle de contact nul, le rayon de courbure minimal, à l'évaporateur, est déduit de l'équilibre des pressions dans tout le système. Ainsi, la forme de l'interface est complètement définie en chaque section du tube. La quantité totale du fluide est alors déterminée par intégration. Les résultats indiquent un rayon minimal compris entre 13,7 et 22,5 μm , pour une puissance variant de 0,2 à 0,9 mW. La charge optimale correspondante est comprise entre 16 et 25 % du volume total du microcaloduc.

Wang, Groll, Rösler et Tu [6] ont développé un modèle de microcaloduc à partir de la théorie des milieux poreux. Par rapport aux modèles décrits précédemment, celui-ci a l'avantage de ne pas nécessiter la modélisation fine des phénomènes hydrauliques et thermiques au sein du microcaloduc. La théorie est basée sur la loi de Darcy :

$$u_v = -\frac{K k_v}{\mu_v} \left(\frac{\partial P_v}{\partial x} + \rho_v g \right) \quad (17)$$

$$u_l = -\frac{K k_l}{\mu_l} \left(\frac{\partial P_l}{\partial x} + \rho_l g \right) \quad (18)$$

où K est la perméabilité absolue et k la perméabilité relative de chaque phase. Pour les déterminer, on utilise en général les relations suivantes :

$$K = \frac{c d_h^2}{32} \quad (19)$$

$$k_v = (1 - s)^3 \quad (20)$$

$$k_l = \left(\frac{s - sr}{1 - sr} \right)^3 \quad (21)$$

Dans ces relations, c est un paramètre qui dépend de la géométrie du tube et d_h est son diamètre hydraulique. s désigne la saturation, fraction de la section occupée par le liquide. sr représente la fraction de liquide retenue par les forces de tension superficielle, qui peut disparaître uniquement par évaporation (saturation résiduelle). Elle s'exprime en fonction du nombre d'Eötvös, défini par :

$$Eö = \frac{\rho_l g d_h^2}{\sigma} \quad (22)$$

La pression capillaire s'exprime sous la forme suivante :

$$P_{\text{cap}} = \frac{2 \beta \sigma \cos \theta}{r_{\text{cap}}} J(s) \quad (23)$$

où $J(s)$ est la fonction de Leverett, qui dépend de la saturation :

$$J(s) = 1,417 (1-s) - 2,120 (1-s)^2 + 1,263 (1-s)^3 \quad (24)$$

r_{cap} est le rayon capillaire minimal, égal au rayon du plus grand cercle inscrit dans la section du microcaloduc. β est une constante, calculée à partir des conditions aux limites à l'évaporateur. En combinant les équations (17), (18) et (23), on obtient :

$$\frac{3,5714 \sigma \cos \theta}{r_c} \left(-\frac{dJ}{ds} \right) \frac{ds}{dx} + (\rho_l - \rho_v)g = \frac{1}{K} \left(\frac{\mu_v u_v}{k_v} - \frac{\mu_l u_l}{k_l} \right) \quad (25)$$

Dans cette relation, la vitesse de la vapeur est déterminée par les équations de conservation de la masse dans l'évaporateur, la zone adiabatique et le condenseur :

$$u_v = \frac{4 \dot{Q} x}{\rho_v \Delta h_v d_h} \quad 0 \leq x \leq l_e \quad (26)$$

$$u_v = \frac{4 \dot{Q} l_e}{\rho_v \Delta h_v d_h} \quad l_e \leq x \leq l - l_c \quad (27)$$

$$u_v = \frac{4 \dot{Q} l_e (l - x)}{\rho_v \Delta h_v d_h l_c} \quad l - l_c \leq x \leq l \quad (28)$$

Pour la vitesse du liquide, les expressions (26, 27, 28) sont similaires, mais affectées d'un signe négatif. La résolution des équations (25) à (28) pour chaque phase et de l'équation de conservation de la masse totale fournit la répartition de la saturation le long du tube.

Les résultats montrent l'influence de l'inclinaison sur la distribution axiale du liquide. La saturation augmente de l'évaporateur vers le condenseur. Les forces de gravité contribuent au retour du liquide, donc assurent une répartition plus uniforme de celui-ci le long du tube. Lorsque le microcaloduc est placé verticalement (figure 9a), l'évolution de la saturation présente un maximum au condenseur. En effet, les forces de gravité tendent à drainer le film de condensat, donc à diminuer son épaisseur. Il en résulte une diminution de la saturation. A l'endroit où la saturation est maximale, la section de passage de la vapeur est minimale. Dans certaines conditions de fonctionnement, les interfaces peuvent se rejoindre et emprisonner une poche de vapeur à l'extrémité du condenseur. Comme la vapeur continue à se condenser, la pression régnant dans cette poche diminue. Il se crée alors une différence de pression de part et d'autre de la zone obstruée par le liquide, qui s'accumule au condenseur (figure 9b). Les auteurs concluent sur l'intérêt d'une telle approche pour comprendre le fonctionnement d'un microcaloduc.

Enfin, d'autres auteurs comme Mallik, Peterson et Weichold [15] ont étudié l'influence de l'intégration de microcaloducs au sein du substrat des semi-conducteurs, sur la distribution des températures. Dans ce type de modèle, où interviennent des transferts conductifs tridimensionnels, les

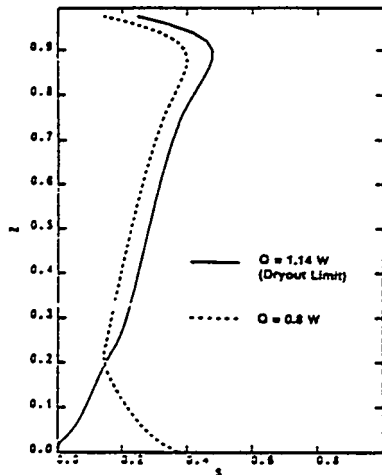


Figure 9a : Evolution axiale de la saturation dans un microcaloduc vertical pour $\dot{Q} = 1,14 \text{ W}$ et $\dot{Q} = 0,8 \text{ W}$

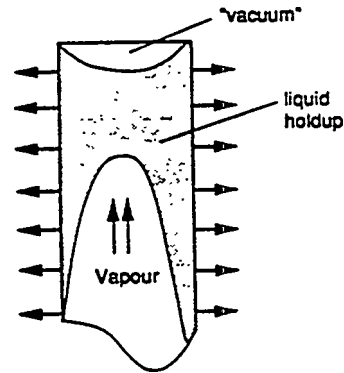


Figure 9b : Accumulation du liquide au condenseur

microcaloducs sont modélisés comme des régions solides de conductivité thermique différant de celle du substrat. Ainsi, il est possible d'étudier la localisation des points chauds en fonction du nombre de microcaloducs, de la répartition des sources, ...

5. CONCLUSION

Cette étude est une synthèse bibliographique sur les microcaloducs. Ces systèmes, dont la taille est comprise entre 10 et 1000 μm environ, ont des applications prometteuses dans le domaine de l'industrie électronique. Par rapport aux systèmes de refroidissement existants, ils peuvent être intégrés directement dans le substrat des semi-conducteurs et ainsi évacuer plus facilement les pertes thermiques et uniformiser la température du substrat. Des travaux de recherche ont été entrepris, principalement aux U.S.A., pour caractériser les performances et les limites de fonctionnement des microcaloducs en fonction de leur géométrie, de la nature du fluide caloporteur et des conditions de fonctionnement. Les études expérimentales montrent l'efficacité de ces systèmes, mais également leur grande sensibilité à la limite capillaire. Dans le cas du microcaloduc, cette limite se traduit par un assèchement progressif de l'évaporateur, qui conduit à une diminution de sa conductance thermique. Les études théoriques ont mis en évidence la grande influence de certains paramètres. Ce sont, en particulier, la géométrie du tube (forme des coins), l'angle de contact du fluide avec la paroi et le taux de remplissage des tubes.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] TUCKERMAN, D.B., PEASE, R.F.W. High performance heat sinking for VSLI. *IEEE Electron. Device Lett.*, 1981, E.D.L.-2, p. 126.
- [2] COTTER, T.P. Principles and prospects for micro heat pipes. *5th Int. Heat Pipe Conf.*, Tsukuba, Japan, 1984, May 14-18, Vol. 4, p. 328-334.
- [3] CAO, Y., FAGHRI, A., MAHEFKEY, E.T. Micro/miniature heat pipes and operating limitations. *ASME. Nat. Heat Transfer Conf.*, Atlanta, HTD, 1993, Vol. 236, p. 55-62.
- [4] BABIN, B.R., PETERSON, G.P., WU, D. Steady-state modeling and testing of a micro heat pipe. *J. Heat Transfer*, Aug. 1990, Vol. 112, p. 595-601.
- [5] KHRUSTALEV, D., FAGHRI, A. Thermal analysis of a micro heat pipe. *J. Heat Transfer*, Feb. 1994, Vol. 116, p. 189-198.
- [6] WANG, C.Y., GROLL, M., RÖSLER, S., TU, C.J. Porous medium model for two-phase flow in minichannels with applications to micro heat pipes. *Heat Recovery Systems & CHP*, 1994, Vol. 14, N° 4, p. 377-389.
- [7] WU, D., PETERSON, G.P., CHANG, W.S. Transient experimental investigation of micro heat pipes. *J. Thermophysics*, Oct.-Dec. 1991, Vol. 5, N° 4, p. 539-544.
- [8] PETERSON, G.P., DUNCAN, A.B., WEICHOLD, M.H. Experimental investigation of micro heat pipes fabricated in silicon wafers. *J. Heat Transfer*, Aug. 1993, Vol. 115, p. 751-756.
- [9] DUNCAN, A.B., PETERSON, G.P. Charge optimization for a triangular-shaped etched micro heat pipe. *J. Thermophysics*, 1994, Vol. 9, N° 2, p. 365-368.
- [10] HA, J.M., PETERSON, G.P. Analytical prediction of the axial dryout point for evaporating liquids in triangular microgrooves. *J. Heat Transfer*, Vol. 116, May 1994, p. 498-503.
- [11] LONGTIN, J.P., BADRAN, B., GERNER, F.M. A one-dimensional model of a micro heat pipe during steady-state operation. *J. Heat Transfer*, Aug. 1994, Vol. 116, p. 709-715.
- [12] MA, H.B., PETERSON, G.P., LU, X.J. The influence of vapor-liquid interactions on the liquid pressure drop in triangular microgrooves. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1994, Vol. 37, N° 15, p. 2211-2219.
- [13] SWANSON, L.W., PETERSON, G.P. The interfacial thermodynamics of micro heat pipes. *J. Heat Transfer*, Feb. 1995, Vol. 117, p. 195-200.
- [14] WU, D., PETERSON, G.P. Investigation of the transient characteristics of a micro heat pipe. *J. Thermophysics*, Apr.-Jun. 1991, Vol. 5, N° 2, p. 129-134.
- [15] MALLIK, A.F., PETERSON, G.P., WEICHOLD, M.H. On the use of micro heat pipes as an integral part of semi-conductor devices. *J. Electronic Packaging*, Dec. 1992, Vol. 114, N° 4, p. 436-442.

3 MAI 1996

SUR

LES CALODUCS ET BOUCLES DIPHASIQUES A POMPAGE CAPILLAIRE

**DEVELOPPEMENT D'UN CALODUC HAUTES PERFORMANCES (HHP)
POUR APPLICATIONS SPATIALES**

par B.MOSCHETTI - E.VOYER

AEROSPATIALE - Cannes

Ce papier présente le programme de développement d'un prototype de caloduc haute performance (HHP), dont la première application sera sur le satellite technologique de télécommunication STENTOR.

Une étude trade-off a été effectuée conduisant à la sélection d'un concept simple et fiable, à rainures axiales, avec ammoniac, capable d'une capacité de transport de chaleur minimale de 500W.m.

Un premier modèle de développement de diamètre 17mm, longueur 2.8m, de masse inférieure à 500 g/m a été fabriqué et testé.

Les premiers résultats ont montré une capacité de transport de 600 W.m à 20°C (position horizontale) et 400 W.m sous une inclinaison de 5mm, permettant de valider le choix de ce concept.

Ce concept va être étendu, dès à présent, à une famille de caloducs:

- de diamètre et nombre de rainures différentes
 - de forme externe différente
- capable de couvrir les besoins de 500 à 1200 W.m

Ce développement va être suivi, dans le cadre du programme STENTOR par:

- une qualification sol
- un vol 0g prévu en l'an 2000

INTRODUCTION

L'objectif de ce projet est de développer un caloduc Haute Performance (HHP) pour satisfaire les besoins en puissance à évacuer des futures générations de satellites de communication (famille SPACEBUS). La première application, à titre expérimentale, est prévue sur le satellite technologique français STENTOR. Son lancement est prévu en 2000.

Le plan de développement du HHP prend en compte les phases suivantes:

- Spécification technique du besoin
- étude bibliographique et sélection d'un concept de caloduc haute performance
- étude et optimisation de la géométrie du caloduc
- fabrication d'un prototype
- tests de développement pour évaluer les performance du prototype
- tests de qualification en 1g puis en 0g planifié dans le cadre de Stentor

La qualification du HHP étant retardée, ce papier est limité à la présentation des résultats des essais de développement.

SPECIFICATION TECHNIQUE

Les principales spécifications techniques sont listées ci-dessous:

- capacité de transport de 500 à 1000 W.m
- densité de flux d'au moins 5W/cm^2
- coefficient de film de transfert
 - > $7000\text{ W/m}^2\text{K}$ à l'évaporateur
 - > $10000\text{ W/m}^2\text{K}$ au condenseur
- fabrication: faisabilité jusqu'à 6m
- facilité de test en 1g
- dégradation des performances < 10% après cintrage
- masse < 600g/m
- haute fiabilité 15 ans de vie

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

La première étape a été de sélectionner un concept de caloduc à haute performance. Outre les critères techniques cités ci-dessus, l'aspect coût de fabrication et d'industrialisation est aussi à prendre en compte.

15 types de caloducs ont été évalués, regroupés en 4 grandes familles: caloducs à mèche poreuse, à rainures, à artère et hybrides. Considérant les critères de sélection, le concept retenu a été le caloduc extrudé à rainures axiales. Le point fort de ce design étant la géométrie des rainures, des efforts ont été faits pour optimiser leur design.

Comparé à des caloducs hautes performances basés sur le même concept (ref[1], ref[2]), ici la section d'entrée des rainures n'est pas rectangulaire mais de forme divergente, avec une ouverture minimisée au maximum.

DEFINITION

Partant d'une hauteur de caloduc de 17mm (critères masse et encombrement) avec ailettes de 32mm de large, la configuration interne (diamètre vapeur, géométrie des rainures) est à optimiser.

Un modèle simplifié du caloduc a été conçu afin de prédire la capacité de transport maximale du caloduc. Afin de faciliter le travail d'optimisation paramétrique, ce modèle est basé sur des équations simplifiées, en supposant:

- écoulement liquide et vapeur laminaire
- un coefficient correctif pour prendre en compte l'effet de récession du ménisque
- une distribution uniforme du liquide

L'optimisation du design doit aussi considérer les 3 paramètres physiques suivants:

- sensibilité aux bulles de gaz ou vapeur
- limitation du bouchon liquide en 0g
- coefficient de transfert

Chaque rainure consiste en une section d'entrée divergente plus un canal circulaire. Pour augmenter la capacité de transport du caloduc, l'ouverture de la rainure doit être la plus faible possible.

$$DP_{cap,max} = 2\sigma/b$$

avec b : largeur de l'ouverture
 σ : tension superficielle

Une faible ouverture réduit aussi la zone de friction vapeur/liquide.

Etant donné les contraintes de faisabilité d'extrusion, l'ouverture a été fixée à 0.4mm. A 20°C, la capacité de pompage capillaire correspondante est de 107 Pa. La figure 1 présente l'influence de la largeur de l'ouverture sur la capacité de transport (tous les autres paramètres étant fixés par ailleurs):

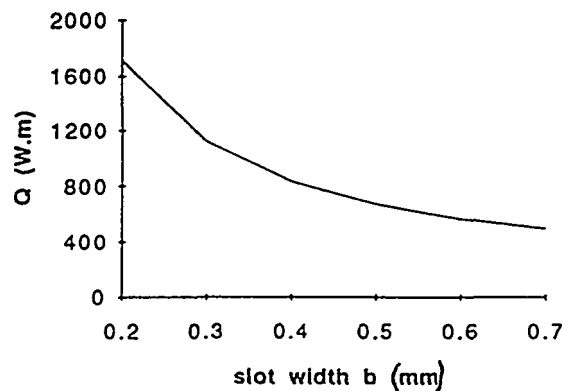


Figure 1: Capacité de transport max. fonction de l'ouverture rainure

La forme de la section d'entrée des rainures est divergente. Ceci permet:

- d'augmenter la section de passage du liquide
- de promouvoir l'évacuation des bulles piégées dans le canal circulaire de la rainure. En effet, la forme divergente de l'entrée favorise la coalescence du ménisque à la bulle piégée, permettant ensuite de l'évacuer.

Les dimensions optimisées issues du modèle sont montrées Figure 2:

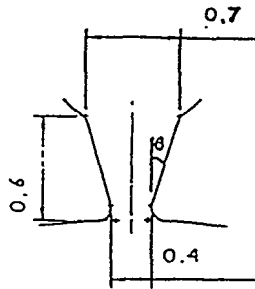


Figure 2: Dimensions de la section d'entrée

L'angle choisi du divergent est $\theta=14^\circ$. Cette valeur a été limitée étant donné son effet négatif sur le coefficient de film de transfert. En effet, le coefficient de film de transfert est directement dépendant de l'épaisseur du film liquide au point d'accrochage du ménisque, supposant que la majorité du transfert de chaleur s'effectue à cet endroit. La section résultante de l'entrée de la rainure est aussi suffisamment importante pour permettre de maintenir le ménisque dans cette zone et non dans le canal circulaire, sur la plage de température opérationnelle ($-60; +80^\circ\text{C}$).

L'optimisation du diamètre du canal circulaire a été guidé par les critères suivants:

- section de passage liquide - perte de charge dans les rainures
- nombre suffisant de rainures
- rapport volume liquide/volume vapeur
- faisabilité extrusion

Concernant la section de passage liquide, la figure 3 montre la capacité de transport maximale Q_{max} en fonction du diamètre du canal Φ (avec la même hauteur de caloduc 17mm, le nombre de rainures et le diamètre du canal vapeur variant avec Φ).

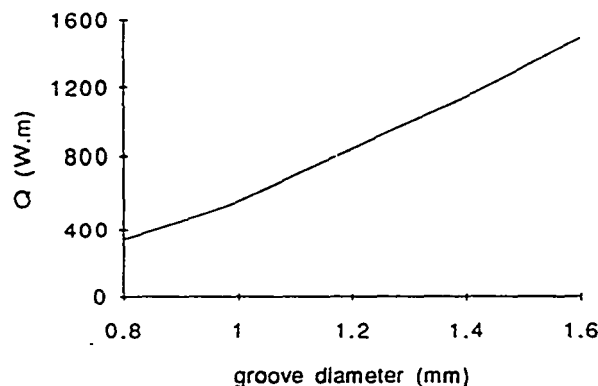


Figure 3: Capacité de transport max fonction du diamètre rainure

Variation du volume ammoniacque en fonction de la température: voir figure 4 ci dessous

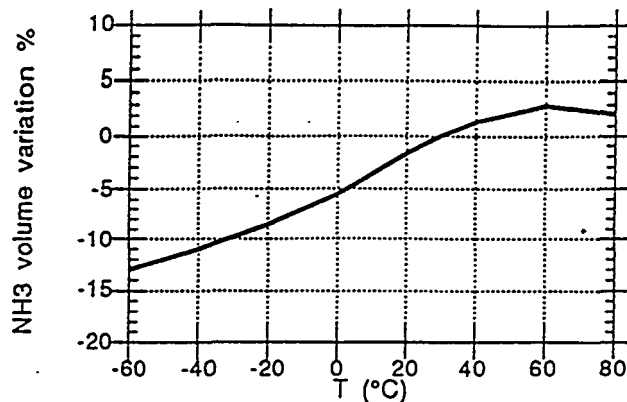


Figure 4: Variation volume NH3 fonction de la température

La variation de volume de l'ammoniacque a deux conséquences sur le design:

- le ménisque doit toujours être localisé dans la première partie de la rainure. S'il est situé dans la partie circulaire de la rainure, l'angle de contact θ sera trop important d'où un coefficient de film de transfert dégradé.

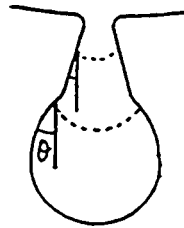


Figure 5: Géométrie rainure

Le rapport (volume section entrée/volume total rainure) est donc calculé de sorte que le ménisque soit toujours situé dans la première partie, ceci sur toute la plage de température de fonctionnement.

- le rapport (volume liquide/volume total du caloduc) doit être minimisé pour limiter l'effet de bouchon liquide en 0g (zone inactive en bout de condenseur).

Avec la configuration choisie, ce rapport est relativement faible (25%), équivalent aux caloducs à rainures classiques fabriqués à l'Aérospatiale, déjà qualifiés sur la plage de température (-60, +80°C).

Critère de faisabilité d'extrusion: avec cette géométrie de rainure, le diamètre du canal circulaire ne doit pas être supérieur à 3 fois la largeur de l'ouverture de la rainure pour éviter tout problème ou casse de la matrice d'extrusion.

Le compromis de tous les critères énumérés précédemment a abouti à la géométrie suivante:

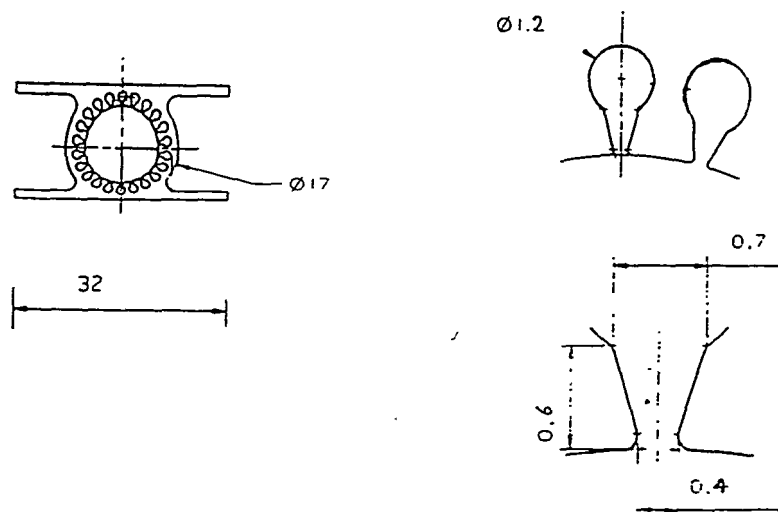


Figure 6: Géométrie globale du HPHP

avec la capacité de transfert théorique suivante:

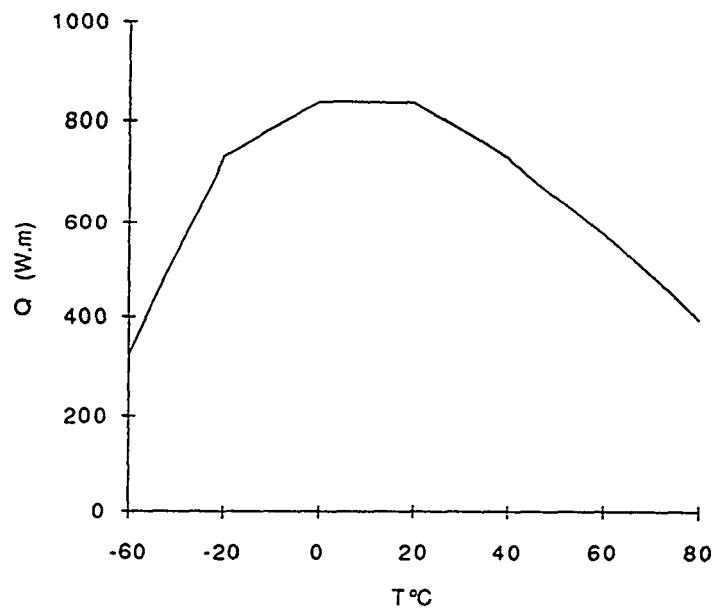


Figure 7: Capacité de transport max (modèle)

PROGRAMME D'ESSAIS DE DEVELOPPEMENT

Le but de ces tests de développement est d'avoir une première évaluation des performances du HPH afin de valider le choix de ce concept. Le diagramme ci-dessous, figure 8, montre les différents tests à réaliser sur 2 échantillons et sur un caloduc de 3m environ.

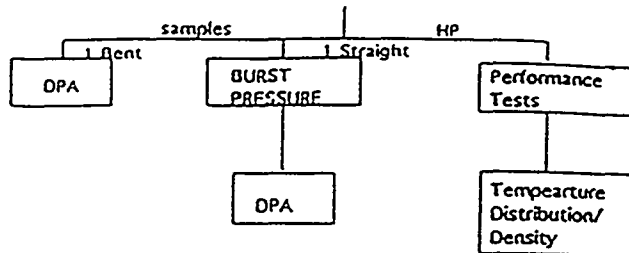


Figure 8: Plan d'essais de développement

- Test d'éclatement: le caloduc doit supporter une pression au moins 4 fois la pression opérationnelle à $T=80^{\circ}\text{C}$ (soit 200bars)
- un test destructif (coupes dans une section) est réalisé sur les échantillons pour détecter toute anomalie de géométrie après extrusion et aussi pour analyser la zone d'éclatement après le test d'éclatement
- tests de performance thermique (mesure capacité maximale en transport de chaleur) et comparaison avec les résultats du modèle
 - à $T = -40, 0, +20, +60^{\circ}\text{C}$
 - inclinaison: $h=0$ et 5mm

Le coefficient de transfert sera approché à partir du relevé de température à $QL = 1/2 QL_{\text{max}}$.

RESULTATS DES ESSAIS DE DEVELOPPEMENT

Les tests présentés ici ont été effectués sur un caloduc de 2.8m de long. Un condenseur et un réchauffeur de 300mm de long ont été installés sur la face supérieure aux extrémités du caloduc. La longueur effective correspondante est de 2.5m.

La figure 9 montre les résultats des tests et ceux issus du modèle.

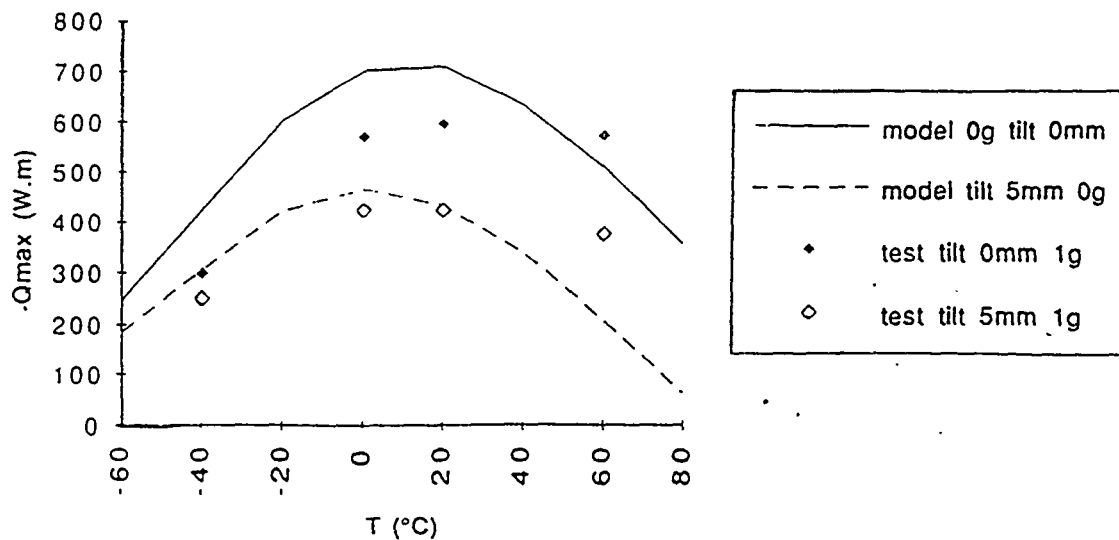


Figure 9: Résultats d'essais - Performance max.

La puissance transportée maximale à 20 $^{\circ}C$ est de 600 W.m, compatible avec l'objectif des 500 W.m.

Un écart de 20% existe entre les résultats théoriques et les essais (à $h=0$) ce qui est acceptable vu la simplicité du modèle utilisé pour mener à bien l'étude paramétrique. L'optimum du remplissage ayant été effectué pour une température de 30 $^{\circ}C$, la partie "palier" de la courbe expérimentale après 30 $^{\circ}C$ s'explique par la formation d'une nappe de liquide (dilatation ammoniacque) qui favorise le transport de chaleur (mais qui formerait un bouchon liquide en bout de condenseur en 0g).

COMPARAISON AVEC UN CALODUC A RAINURE CLASSIQUE

La comparaison est faite avec un caloduc classique, de hauteur 17mm, ayant 40 rainures rectangulaires (1.2 * 0.6 mm) et un diamètre vapeur de 12.6mm.

Comme le montre la figure 10, la capacité de transport a été augmentée de 100% comparée au caloduc classique. Ce résultat montre l'efficacité de la géométrie des nouvelles rainures.

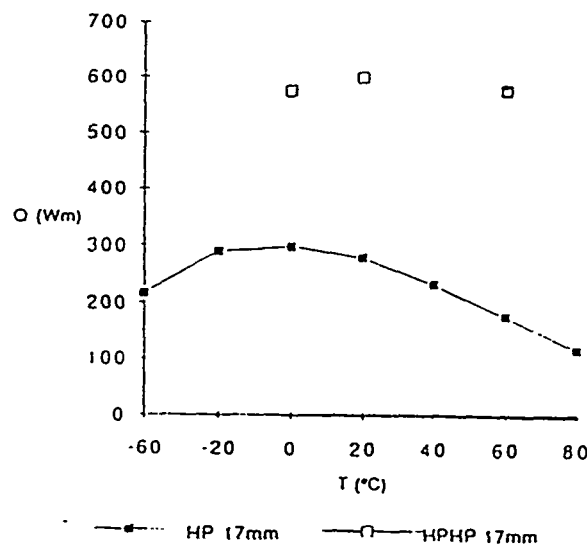


Figure 10: Performance: comparaison HPHP / classique HP 17mm

Ceci pour une masse quasiment identique entre les deux types de caloducs.

masse HPHP = 470 g
masse HP17 = 460g

En terme de rapport puissance transportée/masse, cela se traduit par:

HPHP	1277W/kg	
HP 17mm	652W/kg	pour 1m de caloduc

PROGRAMME DE QUALIFICATION

- 1g

La séquence d'essais suivante est prévue afin de qualifier ce caloduc en 1g. Comme le HPHP utilise les mêmes composants (aluminium, ammoniac), même concept, mêmes procédés de fabrication que les caloducs classiques, seul un programme de qualification complémentaire s'appuyant sur la qualification de base des caloducs classiques (long life test, cyclage ..) est envisagé:

- capacité de transport maximale sous différentes températures dans la plage [-60;+80] et sous différentes inclinaisons
- détermination de la hauteur statique maximale
- relevé de température sous différentes puissances ==>calcul du coefficient de transfert
- densité de flux maximale à différentes températures
- aptitude au démarrage avec 80% de la charge maximale

- 0g

La seconde étape sera la qualification du HPHP en 0g.

2 caloducs HPHP devraient être utilisés sur le satellite STENTOR à titre expérimentale. La configuration exacte de l'essai n'est pas encore figée, à ce jour.

CONCLUSION

Les résultats des tests de développement sont encourageants. Le premier prototype HPHP de 2.8m de long a développé une capacité de transport de chaleur maximale de 600W.m à une température de vapeur de +20°C, position horizontale, et 400W.m sous 5mm d'inclinaison. Le rapport Puissance transportée/masse est de 1277W/kg (pour 1m).

La spécification de puissance transportée de 500W.m minimum est donc remplie, ceci pour une masse de 465 g/m.

Comparé aux caloducs à rainures classiques, la capacité de transport a été augmentée de 100% pour le même encombrement et même masse, ce qui représente une amélioration significative pour les futures applications satellites. Le HPHP conserve par ailleurs les mêmes aptitudes au cintrage, essais au sol, fiabilité que les caloducs classiques et utilise les mêmes procédés de fabrication et de contrôle.

La qualification 1g, ayant pris du retard, devrait démarrer avant la fin de l'année 1996.

Un autre prototype basé sur le même concept mais de taille supérieure sera lancé en parallèle afin d'atteindre une capacité de transport de l'ordre du kW.

Outre sa première utilisation expérimentale sur STENTOR, le HPHP est destiné à répondre aux futurs besoins en puissance à transporter des plates-formes de 15 à 25kW, dont les dimensions seront telles que les caloducs actuels arriveront en limite d'utilisation (longueurs de transport supérieures à 3-4 mètres).

REFERENCES

- 1- M.Dubois, S.Van Oost, B.Mullender, W.Supper - *High Capacity Grooved Heat Pipes* - 23 rd ICES, 1993
- 2- W.Harwell, W.B. Kaufman, L.Tower - *Re-entrant Groove Heat Pipe* - AIAA 12 th Thermophysics Conference, 1977
- 3- G.P. Peterson - *Analytical Comparison of Three External Artery Heat Pipes* - AIAA 22nd Thermophysics Conference, 1987
- 4- C.Pietsch, J.Hauser - *Development and Testing of a High Performance Quadro-Groove Heat Pipe* - 21st ICES, 1991
- 5- P.D. Dun, D.A. Reay - *Heat Pipes* - 3rd edition, 1982
- 6- *Heat Pipe Qualification Requirements* - ESA PSS-49, Issue 2, 1983

Journée d'Etudes SFT - GUT

3 mai 1996

ETUDE FINE DES CALODUCS RAINURES

EN VUE D'UNE ETUDE SYSTEME

A. ALEXANDRE

L.E.T.-URA CNRS 1403

ENSMA BP109 86360 FUTUROSCOPE Cedex

Résumé

Le fonctionnement d'un caloduc est complexe. On développe dans le présent article la méthodologie utilisée pour analyser finement le fonctionnement d'un caloduc rainuré afin d'en tirer l'information nécessaire à la délivrance d'une analyse à l'échelon système.

INTRODUCTION

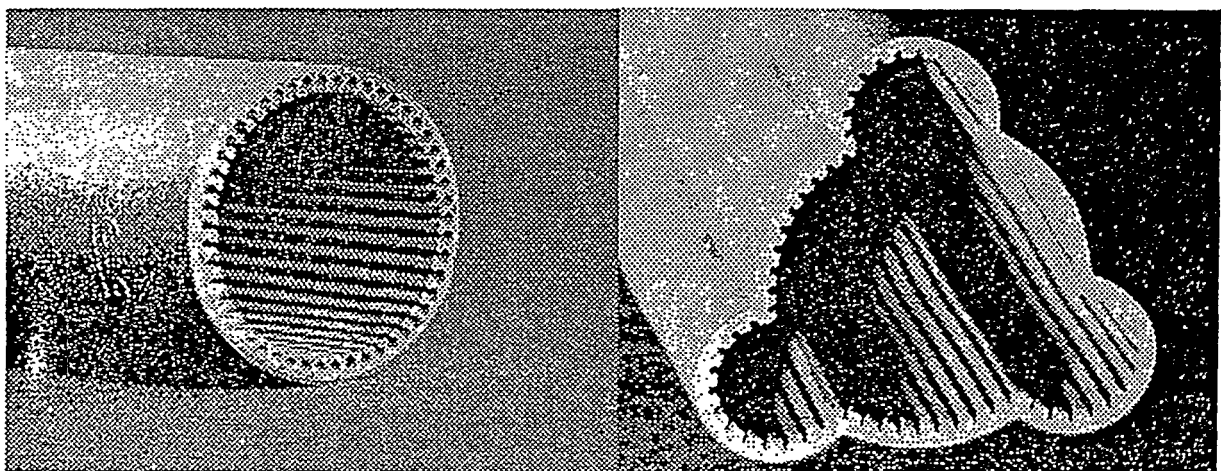
Le caloduc est un dispositif de transport de chaleur à haute performance, dont le fonctionnement repose sur le transfert thermique par changement de phase d'un fluide. Intégré à des systèmes de contrôle thermique, il est utilisé depuis de nombreuses années dans le domaine spatial. Plusieurs satellites en sont équipés : satellite américain GEOS en 1968, TV-SAT/TDF1 en 1984 en europe, et en 1996, un écorché de satellite de télécommunication ressemble à s'y méprendre à une gare de triage constituée par une centaine de caloducs interconnectés. Le champ d'application du caloduc ne se limite toutefois pas au domaine spatial. Il a déjà fait son apparition dans le domaine des échangeurs de chaleur classiques et de plus en plus on le retrouve intégré à des systèmes complexes (refroidissement d'électronique de puissance, aubages de turbines, frein en aéronautique et dans le matériel ferroviaire...). Son implantation au sein de l'électronique classique est un fait courant et ouvre tout naturellement la voie vers les micro-caloducs.

Nous allons dans le présent document expliciter le fonctionnement interne des caloducs rainurés afin d'appréhender sa fonction « transfert de chaleur » qui dépend étroitement de paramètres tels que le rainurage des parois, le liquide utilisé, le niveau de flux et de température atteint.

I FONCTIONNEMENT D'UN CALODUC

I-1) Principe de fonctionnement d'un caloduc

Le caloduc est un échangeur de chaleur passif dans le sens usuel du terme, c'est-à-dire qu'il ne fait pas appel à une régulation externe. On peut également le considérer comme un élément actif puisque son débit de fluide interne s'adapte au flux à transférer et à la température de fonctionnement. Son rôle est d'assurer un transfert de chaleur important entre une source chaude et une source froide pour un faible écart de température entre ces deux zones. Il se présente habituellement sous la forme d'un tube dont la section peut être circulaire, rectangulaire, en étoile - cette dernière configuration a été proposée par notre laboratoire, dans le cas du refroidissement de batteries spatiales - etc ...(Cf.Fig I.1)



Caloduc cylindrique à rainures circulaires

Caloduc en étoile à rainures rectangulaires

Fig I.1 : Deux configurations différentes de caloducs

La paroi interne présente une structure capillaire dont la nature peut également être très variée (toiles métalliques, structures poreuses, rainures usinées dans la paroi interne du tube, etc ..). Après avoir réalisé un vide secondaire dans le caloduc, on y introduit une quantité adéquate de fluide caloporteur, de telle sorte que ce fluide se trouve immédiatement à l'état de saturation. En fonctionnement normal, le fluide caloporteur effectue un cycle thermodynamique permanent, avec évaporation au niveau de la zone en contact avec la source de chaleur (évaporateur), condensation au niveau de la zone en contact avec le puits de chaleur (condenseur). Dans un même temps, le transfert axial d'énergie calorifique entre l'évaporateur et le condenseur est assuré par l'écoulement de la vapeur sans apport mécanique extérieur.

A l'évaporateur, le fluide s'évapore en absorbant l'équivalent de la quantité de chaleur latente de changement d'état. La vapeur ainsi formée est aspirée à l'autre extrémité dans la zone froide (condenseur) où elle va se condenser, libérant la totalité de l'énergie calorifique absorbée lors de la vaporisation. Cette aspiration de la vapeur est due au faible gradient de pression de vapeur occasionné par la chute de température entre l'évaporateur et le condenseur. Le condensat retourne vers l'évaporateur grâce à un phénomène de pompage créé dans la structure capillaire par la pression motrice capillaire P_{MC} égale à la somme $\Delta P_l + \Delta P_v$ définie figure I.2.

Le caloduc possède ainsi la faculté de transférer de grandes quantités de chaleur sous une faible différence de température. Cette caractéristique lui confère un fonctionnement quasi isotherme avec une conductance thermique globale effective très élevée.

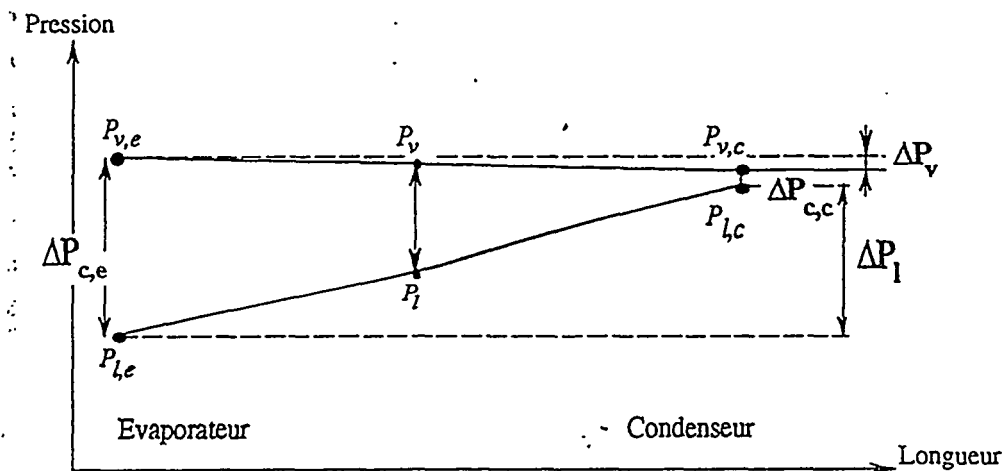


Fig I.2: Pression motrice capillaire

On entend par structure capillaire, la structure métallique usinée au sein de la paroi interne du tube, mais par abus de langage cette définition s'étendra à la partie liquide remplissant les rainures (Cf. Fig I.3.a).

Notons dès à présent que la perte de charge dans la vapeur est quasiment négligeable lors d'un fonctionnement normal d'un caloduc.. La pression motrice capillaire a donc pour rôle de s'opposer aux pertes de charge liées à l'écoulement du liquide dans les rainures en l'absence de forces externes.

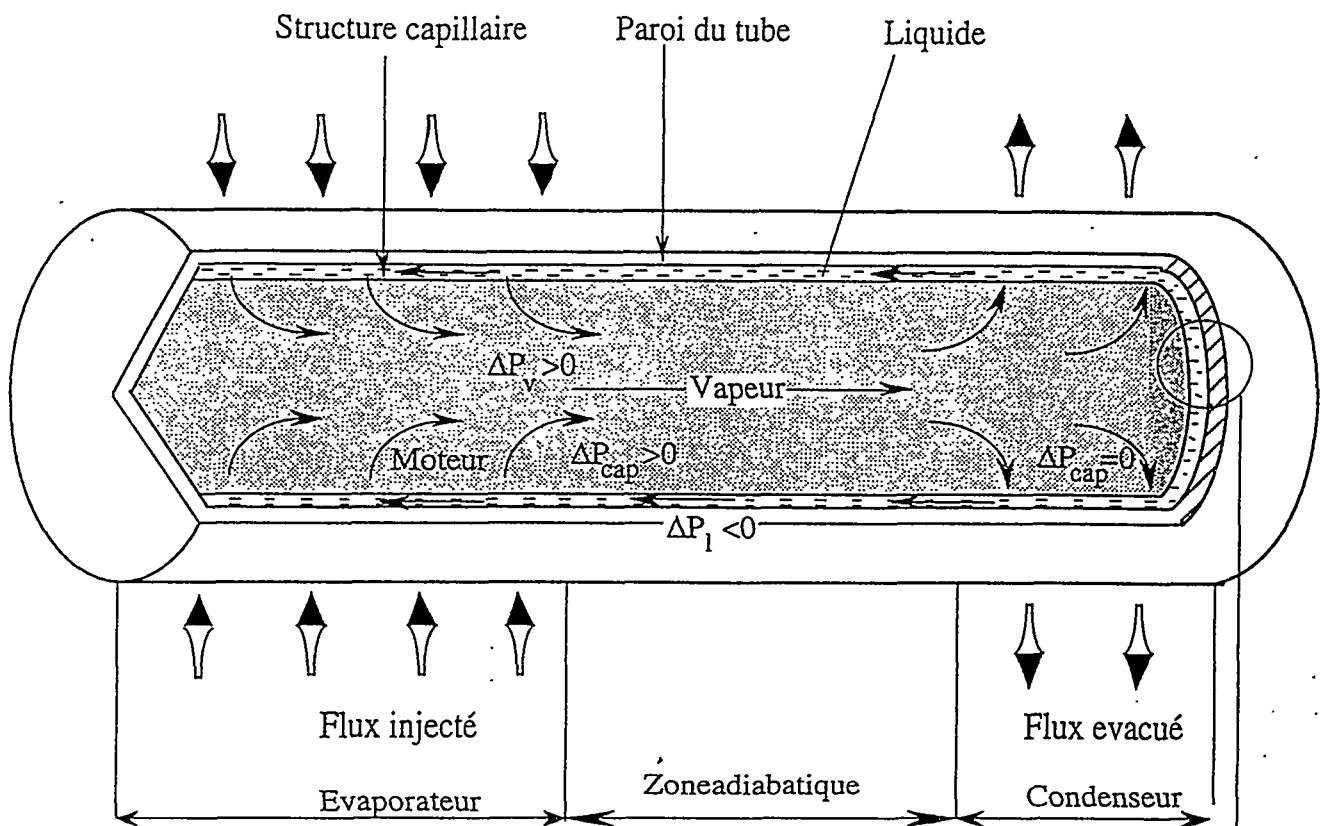


Fig .I.3 : Schéma descriptif d'un caloduc

P_v : Pression dans la phase vapeur
 P_l : Pression dans la phase liquide
 $P_{v,e}$: Pression de la vapeur à l'évaporateur
 $P_{v,c}$: Pression de la vapeur au condenseur
 $P_{l,e}$: Pression du liquide à l'évaporateur
 $P_{l,c}$: Pression du liquide au condenseur

$$\Delta P_c = P_v - P_l$$

$$\Delta P_v = P_{v,e} - P_{v,c}$$

$$\Delta P_l = P_{l,c} - P_{l,e}$$

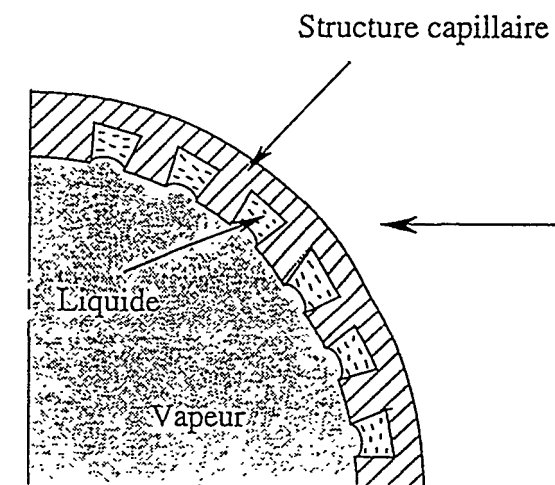


Fig.I.3.a : Détail de la structure capillaire

I-2) Fonctionnement à l'intérieur du domaine de validité

Le domaine de fonctionnement du caloduc, illustré en figure I.4, est délimité par l'enveloppe des différentes courbes représentatives des limites de fonctionnement. Cette enveloppe, appelée "courbe limite de fonctionnement du caloduc", représente le flux thermique maximum transférable en fonction de la température de vapeur saturante (à l'évaporateur $T_{v,e}$ ou au condenseur $T_{v,c}$, valeurs qui sont très proches du fait de la faible valeur des pertes de charge en phase vapeur).

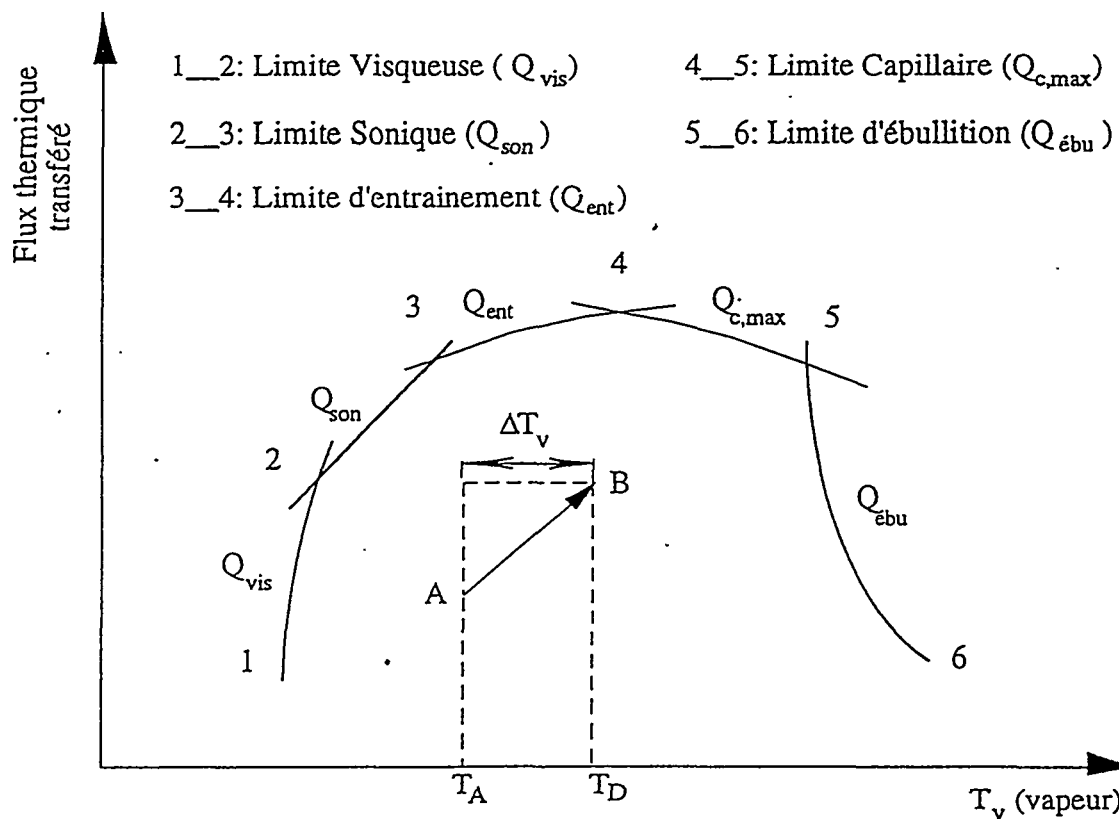


Fig I.4 : Courbes limites de fonctionnement du caloduc

Nous nous intéresserons dans un premier temps au fonctionnement normal du caloduc. Les transferts thermiques dans un caloduc peuvent être schématisés d'une façon simple par un réseau électrique équivalent (figure I.5) :

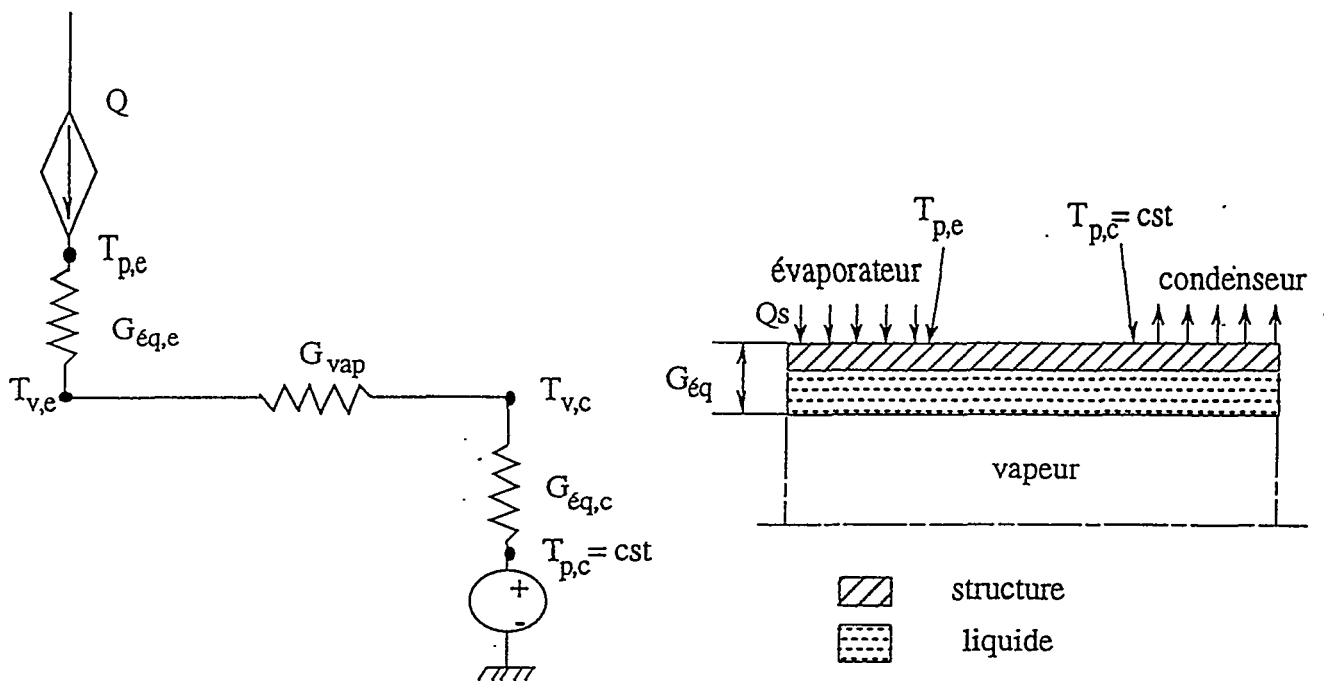


Fig I.5 : Réseau équivalent aux transferts thermiques dans un caloduc

Nous pouvons distinguer :

- la conductance thermique globale radiale entre la paroi externe du tube et la vapeur à l'évaporateur $G_{\acute{e}q,e}$,
- la conductance thermique axiale dans la phase vapeur, entre l'évaporateur et le condenseur, G_{vap} ,
- la conductance thermique globale radiale entre la vapeur et la paroi externe du tube au condenseur $G_{\acute{e}q,c}$.

Une première remarque peut être formulée en examinant le réseau de la figure I.5 : augmenter Q à $T_{p,c}$ constante ($T_{p,c}$: température de la paroi froide coté condenseur) provoque une augmentation des températures nodales, particulièrement de la température de la vapeur à l'évaporateur ($T_{v,e}$) et au condenseur ($T_{v,c}$). Cette évolution est représentée sur la figure I.4 : à $T_{p,c}$ constante, le passage du point de fonctionnement A à point de fonctionnement B correspondant à un flux transféré plus important s'effectue globalement avec une pente positive.

Pour tenter de mieux quantifier l'évolution, précisons les lois qui régissent le fonctionnement du caloduc.

- Au condenseur, on suppose que la conductance équivalente de la structure capillaire $G_{\text{eq},c} = \frac{1}{R_{\text{eq},c}}$ est constante. Ceci reste vrai tant que les rainures sont saturées en liquide.

$$Q = G_{\text{eq},c} (T_{v,c} - T_{p,c}) \quad (1)$$

d'où,

$$T_{v,c} = \frac{Q}{G_{\text{eq},c}} + T_{p,c} \quad (2)$$

Après différenciation de l'équation (2) par rapport à la variable Q , on obtient:

$$\frac{dT_{v,c}}{dQ} = \frac{dT_{p,c}}{dQ} + \frac{1}{G_{\text{eq},c}} = \frac{dT_{p,c}}{dQ} + R_{\text{eq},c} \quad (3)$$

Comme $T_{p,c}$ est constante et indépendante de Q et qu'il en est de même de $R_{\text{eq},c}$ et $G_{\text{eq},c}$, il en découle que :

$$\frac{dT_{v,c}}{dQ} = C_{tc} \quad (4)$$

On déduit de l'équation (4), que l'état du caloduc évolue de A à B (Cf. fig I.4) selon une droite dont la pente dépend de la valeur de la conductance coté condenseur.

- A l'évaporateur, on assiste à une augmentation de la conductance équivalente radiale en fonction de la puissance injectée à l'évaporateur. En effet lorsque la puissance injectée croît, il s'ensuit une augmentation du débit de fluide, et donc une augmentation des pertes de charges dans le caloduc. Pour compenser ces pertes de pression, le ménisque liquide voit son rayon de courbure diminuer d'où l'augmentation de la conductance radiale globale. Ces phénomènes seront traités en détail dans *les paragraphes suivants*.

Partons de façon analogue de:

$$Q = G_{\text{eq},c} (T_{p,c} - T_{v,c}) \quad (5)$$

Après différenciation de l'équation (5) on obtient:

$$\frac{dT_{v,e}}{dQ} = \frac{dT_{p,e}}{dQ} - R_{\dot{e}q,e} + \frac{Q}{G_{\dot{e}q,e}^2} \frac{dG_{\dot{e}q,e}}{dQ} \quad (6)$$

Or G_{vap} est très grand car il correspond au transport de chaleur par l'écoulement de vapeur. On a donc $T_{v,c} \cong T_{v,e}$, d'où, en utilisant l'équation (4), l'expression de la variation de la température de paroi côté évaporateur en fonction du flux injecté est donnée par:

$$\frac{dT_{p,e}}{dQ} = R_{\dot{e}q,c} + R_{\dot{e}q,e} - \frac{Q}{G_{\dot{e}q,e}^2} \frac{dG_{\dot{e}q,e}}{dQ} \quad (7)$$

La variation de la température de paroi du coté de l'évaporateur dépend des résistances thermiques, côté évaporateur et coté condenseur, ainsi que du terme $\frac{Q}{G_{\dot{e}q,e}^2} \frac{dG_{\dot{e}q,e}}{dQ}$. A ce stade de l'étude, nous ne pouvons trancher sur la nature de l'évolution de la température de paroi qui peut être soit positive soit négative.

Les considérations précédentes concernent des situations où aucune limite de fonctionnement ne se manifeste. Il est cependant inévitable que l'augmentation du flux à transférer provoque l'apparition de phénomènes limitatifs. Ces phénomènes sont représentés sur la figure I.4 par cinq courbes dont l'enveloppe délimite le domaine de fonctionnement du caloduc. Ces courbes représentent les cinq limites de fonctionnement classiques du caloduc : les limites visqueuse, sonique, d'entraînement, capillaire et d'ébullition. Comme on peut le voir sur cette figure, la prépondérance d'une limite par rapport à une autre dépend du niveau de température de fonctionnement du caloduc.

On peut remarquer que les limites sonique et visqueuse apparaissent lorsque le niveau de température est relativement bas. Comme nous le verrons, ces deux limites sont relatives à l'écoulement de vapeur dans le caloduc. En revanche les trois autres limites se manifestent pour des températures relativement élevées et concernent l'écoulement du liquide dans les capillaires.

I - 3 Les limitations

Parmi les courbes de la fig I-4, deux limitations sont particulièrement significatives en utilisation normale :

- la limite capillaire,
- la limite d'ébullition

Les fig I-6 et I-7 en montrent l'illustration pour des caloducs au fréon R11 dont les caractéristiques sont données tableau I-1

N°	Type rainure	Nombre de rainures	ϕ_{ext} (mm)	$\phi_v=2R_v$ (mm)	Largeur de rainure (mm)	Profondeur de rainure (mm)	Rayon de la rainure (mm)
CR1	rectangulaire	100	21.3	17.08	0.5	0.5	
CC1	circulaire	50	21.1	17.5	0.41	1.2	0.5
CC2	circulaire	40	20.3	16.7	0.41	1.2	0.5
CR2	rectangulaire	100	22.5	20.0	0.6	1.0	
CR3	rectangulaire	200	20.5	20.0	0.3	0.6	
CR4	rectangulaire	100	22.5	20.0	0.5	0.5	
CC3	circulaire	42	23.0	20.0	0.4	1.2	0.5

Tableau I.1 : Configuration géométrique de quatres types de caloducs au Fréon R11 fabriqués au laboratoire .

Longueur totale $L=15$ cm

Longueur de l'évaporateur $L_E=8.0$ cm

Longueur de la zone adiabatique $L_A=3.0$ cm

Longueur du condenseur $L_C=4.0$ cm

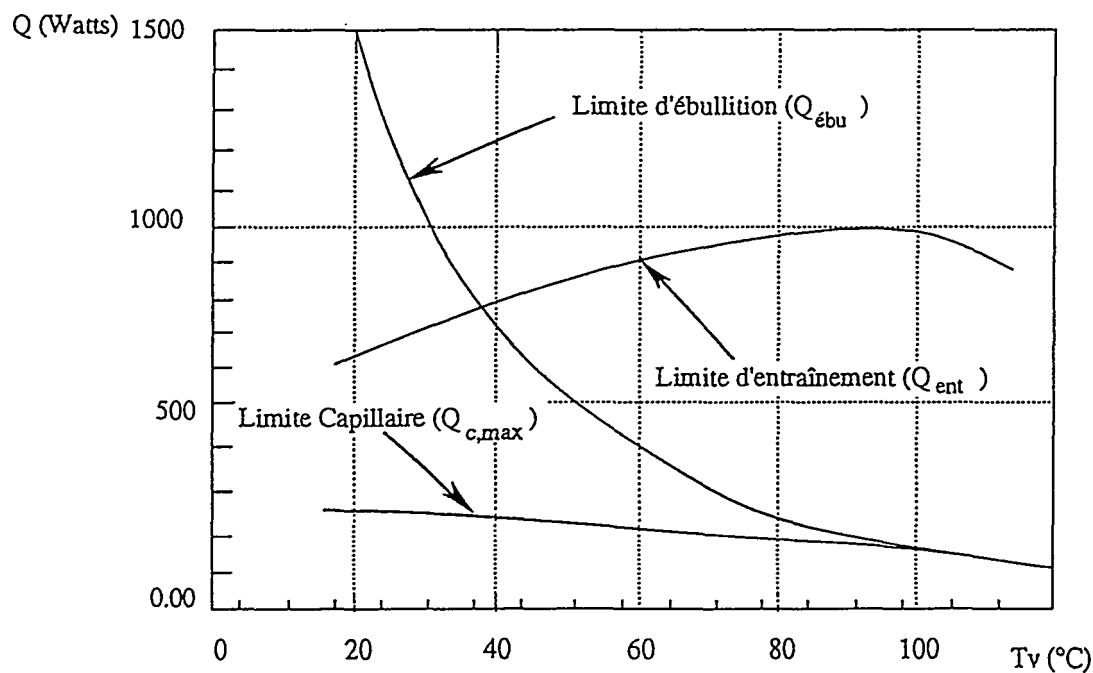


Fig I.6: Positions relatives des différentes limites de fonctionnement d'un caloduc à rainures rectangulaires type CR1.

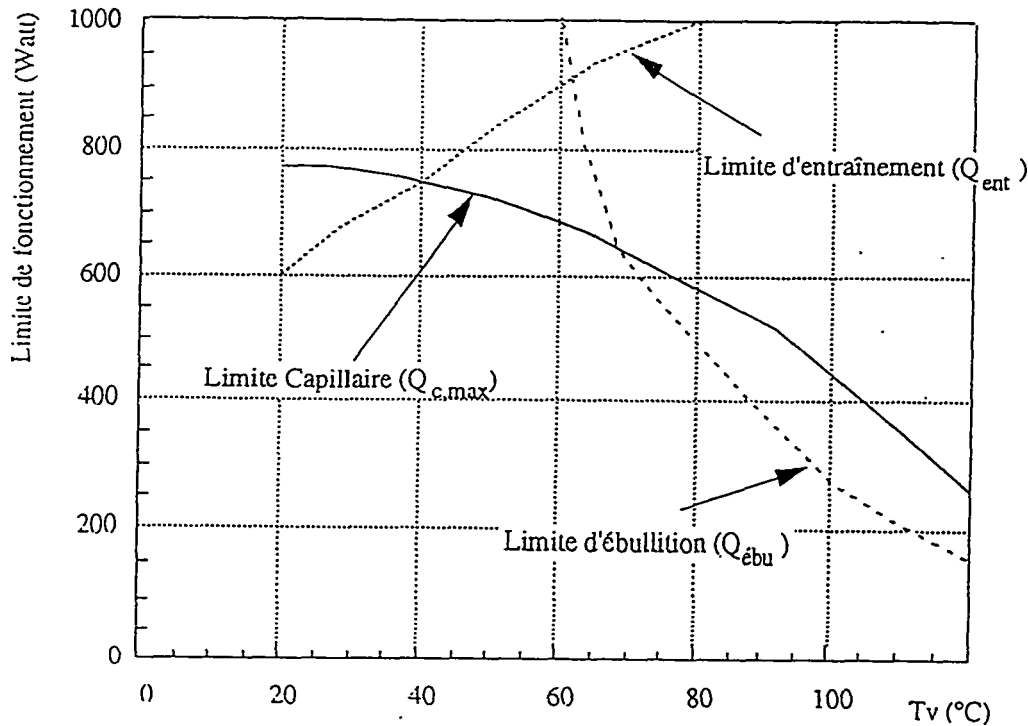


Fig 17: Positions relatives des différentes limites de fonctionnement d'un caloduc à rainures circulaires type CC2.

II LA LIMITE D'EBULLITION

Le phénomène d'ébullition nucléée prend naissance dès que la différence entre la température de paroi et celle de saturation du liquide atteint une valeur critique ΔT_{eb} . Dans ce cas il y a augmentation de la puissance transférée tant que l'ébullition reste modérée et que les bulles ne perturbent pas le ménisque, pompe du système. On a alors un fonctionnement difficile à maîtriser pouvant entraîner un blocage brutal.

Les équations régissant le système sont alors les suivantes :

La relation de YOUNG-LAPLACE qui donne la différence de pression ΔP entre les deux phases

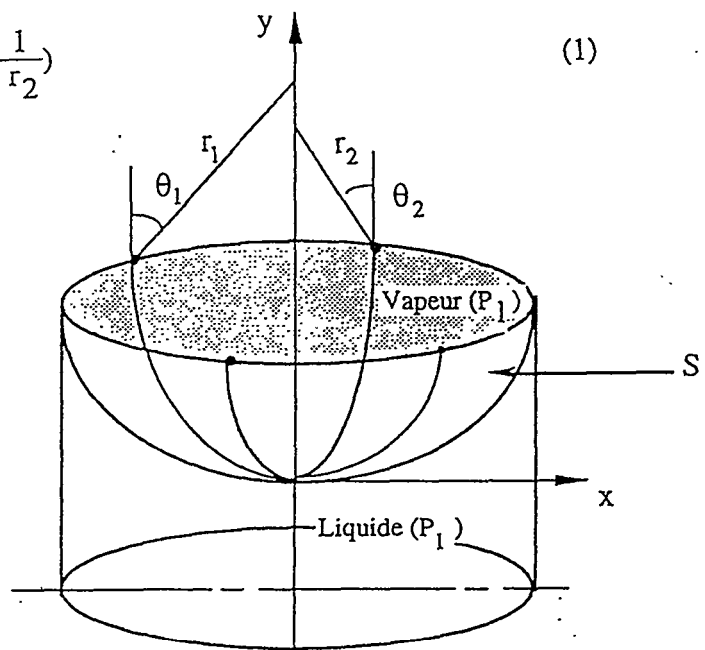
$$P_{vi} - P_{li} = \sigma(T_i) \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (1)$$

où

r_1 et r_2 désignent les rayons

de courbure de la surface

(T_i) la tension superficielle



L'équation (2) nous permet également d'exprimer la différence entre la pression de la bulle de vapeur qui se forme à l'état de nucléation sur la paroi chauffée et le liquide environnant en équilibre stable avec la vapeur (Cf Fig II.2).

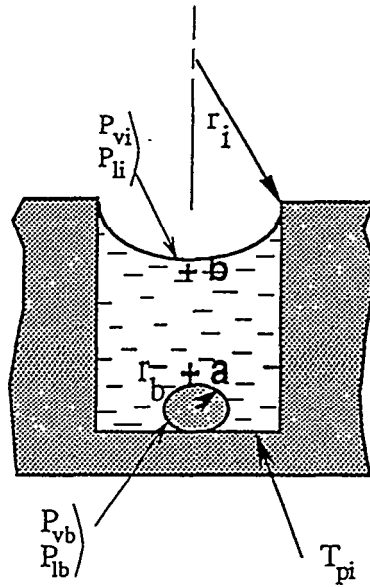


Fig II.2: Début de formation des bulles.

Cette différence est traduite par la relation de Young-Laplace appliquée à une surface sphérique de rayon r_b :

$$(P_{vb} - P_{lb})_{EB} = \frac{2\sigma(T_p)}{r_b} \quad (2)$$

où,

- r_b désigne le rayon de bulle de nucléation,
- $\sigma(T_p)$ la tension superficielle déterminée à la température de la paroi chauffée,
- P_{vb} la pression à l'intérieur de la bulle vapeur,
- P_{lb} la pression liquide au voisinage de la bulle vapeur.

Si la pression du liquide (point a) est supposée égale à la pression de saturation à l'interface liquide-vapeur (point b), et en combinant les deux équations (1) et (2), on obtient la différence entre la pression de la bulle de vapeur P_{vb} et la pression de la vapeur P_{vi} à l'interface.

D'autre part, en considérant l'équation de Clausius-Clapeyron,

où

V_v désigne le volume massique de la vapeur,

V_l le volume massique du liquide,

Lat la chaleur latente de changement d'état,

$$\frac{dP}{dT} = \frac{Lat}{T(V_v - V_l)} \quad (3)$$

nous pouvons, compte-tenu du fait que $V_v \ll V_l$ et des écarts modérés de pression et de température, exprimer la différence entre la pression de vapeur saturante et celle de la bulle vapeur par :

$$(P_{vb} - P_{vi})_{EB} = \frac{\rho_v Lat}{T_s} (T_{pi} - T_i) \quad (4)$$

Ces équations conduisent à la formulation finale de ΔT_{EB} entre la température à la paroi et la température à l'interface au delà de laquelle il y a risque de perturbation de l'écoulement liquide.

$$\Delta T_{EB} = (T_{pi} - T_i)_{EB} = \frac{T_s}{\rho_v Lat} \left[\sigma \left(\frac{2}{r_b} - \frac{1}{r_i} \right) \right] \quad (5)$$

Le flux transféré radialement à travers le fluide se déduit alors de façon classique grâce à :

$$q = h_{ebu} \Delta T_{EB} \quad (6)$$

h_{ebu} désignant le coefficient de transfert par ébullition nucléée.

On remarque que la différence de température ΔT_{EB} dépend des propriétés thermophysiques du fluide, mais aussi du rayon de courbure capillaire r_i . Cette dépendance est spécifique aux structures capillaires. Elle permet d'expliquer que l'ébullition nucléée apparaît plus tôt dans une structure capillaire rainurée que sur une surface plane. Ce mécanisme est illustré figure II.3 : on constate en effet que pour un même rayon de la bulle de vapeur, la différence de température ΔT_{EB} de début de nucléation diminue lorsque le rayon capillaire diminue. Ceci implique que pour une même densité de flux injecté, le coefficient de transfert par h_{ebu} à l'évaporateur augmente (Fig II.4).

On peut constater sur la figure II.5 que pour les faibles rayons de bulle r_b (inférieurs à $5.0 \mu m$), une diminution de la valeur de r_b entraîne une croissance exponentielle de la valeur de ΔT_{EB} , qui ne dépend alors plus de la valeur du rayon capillaire r_i . En revanche, lorsque le rayon des bulles augmente, on assiste à une diminution sensible de la valeur de ΔT_{EB} , ce qui correspond à une apparition plus précoce de l'ébullition.

Il faut également souligner que c'est l'état de surface qui conditionne le rayon des premières bulles de vapeur qui se forment. Celui-ci est de l'ordre de grandeur des micro-cavités créées par la méthode choisie pour l'usinage.

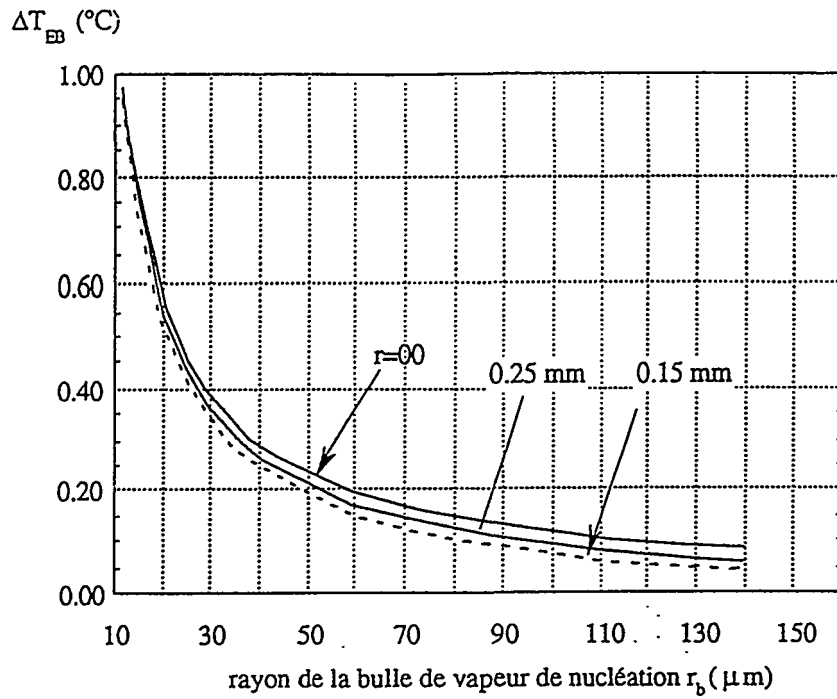


Fig II.3: Variation de ΔT_{EB} en fonction du rayon de la bulle vapeur (état de surface dégradé).

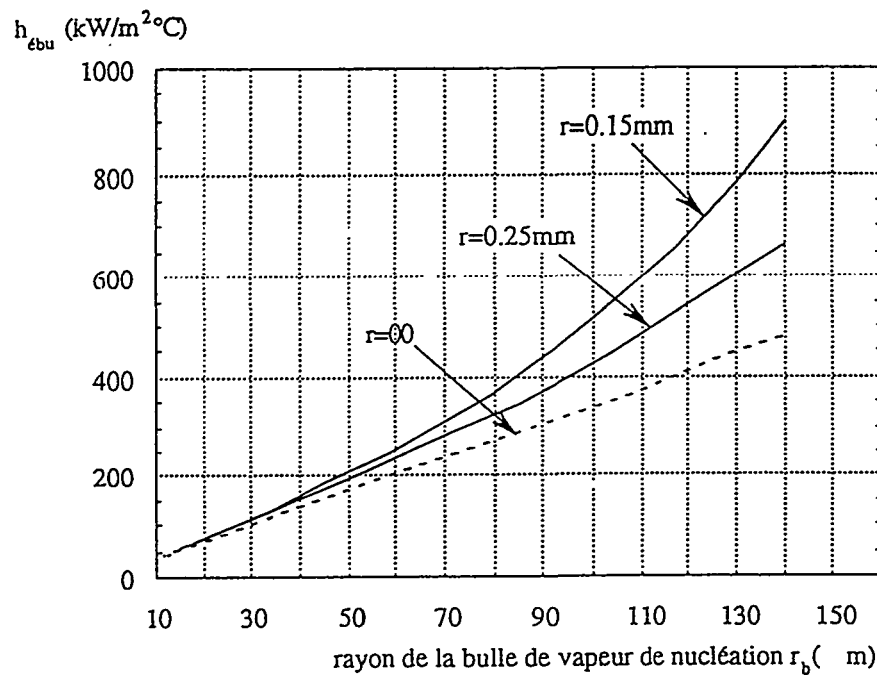


Fig II.4 : Variation du coefficient radial équivalent d'ébullition en fonction du rayon de la bulle vapeur pour une densité de flux injectée de 20 kW/m².

III LA LIMITE CAPILLAIRE

En fonctionnement normal, les capacités de transfert thermique d'un caloduc sont importantes. Cependant pour assurer le bon fonctionnement du caloduc, il faut que la somme des chutes de pression en phase liquide et en phase vapeur soit inférieure à la pression motrice capillaire maximale. En outre, lorsque ce caloduc subit l'action des forces de volume, un gradient de pression supplémentaire ΔP_{Γ} est introduit.

La condition générale de fonctionnement d'un caloduc s'exprime en régime permanent par la relation suivante :

$$\Delta P_{c,max} \geq \Delta P_v + \Delta P_l \pm \Delta P_{\Gamma} \quad (1)$$

où
 ΔP_l désigne la perte de pression liquide,
 ΔP_v la perte de pression vapeur,
 ΔP_{Γ} la pression hydrostatique due aux forces de volume,
 $\Delta P_{c,max}$ la pression motrice capillaire maximale, atteinte pour un rayon de courbure minimal à l'évaporateur.

Lorsque la somme des pertes de pression liquide et vapeur dans le caloduc devient égale à la pression motrice capillaire maximale, la limite capillaire est atteinte. En effet le caloduc se bloque alors par assèchement des rainures à l'évaporateur, l'alimentation en liquide étant insuffisante pour évacuer le flux injecté.

III-1) Pression motrice capillaire

La pression motrice capillaire développée par la structure capillaire s'exprime par:

$$\Delta P_c = \Delta P_{c,e} - \Delta P_{c,c} \quad (2)$$

où

$\Delta P_{c,e}$ représente la différence de pression à l'interface liquide-vapeur à l'évaporateur,
 $\Delta P_{c,c}$ la différence de pression à l'interface liquide-vapeur au condenseur.

Dans le cas précis d'une rainure à section rectangulaire de largeur b et de profondeur a , l'équation (2) nous permet d'exprimer la valeur de la pression motrice capillaire maximale comme suit :

$$\Delta P_{c,max} = \frac{2\sigma}{b} \quad (3)$$

Dans les paragraphes suivants, nous allons chercher à mettre en évidence les pertes de pression s'opposant à cette pression capillaire. Nous étudierons l'influence des pertes de pression d'abord au niveau de la vapeur puis au niveau du liquide.

III-2) Analyse de l'écoulement vapeur

Pour ne pas alourdir l'exposé nous ne détaillerons pas ici leur formulation. Ce terme est de toute façon négligeable devant les pertes de charge de la phase liquide. On pourra se reporter en [1] pour plus de détails.

III -3) Perte de pression au sein de l'écoulement liquide

Pour des caloducs rainurés, plusieurs expressions de la perte de pression dans l'écoulement liquide sont formulées dans la littérature. Notons en particulier celle de HUFSCHMIDT [24] utilisée au laboratoire dans des travaux antérieurs [7]. Néanmoins la plus couramment utilisée et la plus simple à manipuler s'exprime par la relation suivante (DUNN et REAY [25]) :

$$\Delta P_l = \frac{8 \mu_l Q L_{eff}}{\pi r_h^4 N \rho_l L a t} \quad (4')$$

Cette corrélation donne des valeurs numériques comparables à celles de HUFSCHMIDT. Elle sera conservée par la suite pour traduire les pertes de pression au sein du liquide. Elle sera cependant utilisée localement et non plus globalement pour tout le caloduc.

La pression hydrostatique due à la gravité est donnée par la relation suivante :

$$\Delta P_{r2} = \rho_l g L \sin(\beta) \quad (5)$$

où,

L est la longueur totale du caloduc.

III-6) Simplification de l'équation de fonctionnement du caloduc

Après substitution dans la relation générale de fonctionnement capillaire (1) de chaque terme de perte de pression -

On obtient l'inéquation de fonctionnement du caloduc. Elle est du premier degré en Q (en ayant fait les hypothèses simplificatrices du type: flux de chaleur uniforme au condenseur et à l'évaporateur, pertes de pression inertielle négligeable,...).

on obtient donc:

$$\frac{2\sigma}{r_i} \geq \frac{8 \mu_l Q L_{eff}}{\pi r_h^4 N \rho_l Lat} + \frac{8 \mu_v L_{eff} Q}{\rho_v \pi R_v^4 Lat} - \omega \rho_l \cos(\beta) \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \right) + \rho_l g L \sin(\beta). \quad (6)$$

On peut écrire la dernière relation sous la forme :

$$f(Q) = A Q + B \leq 0, \quad (7)$$

avec

$$A = \frac{8 \mu_l Q L_{eff}}{\pi r_h^4 N \rho_l Lat} + \frac{8 \mu_v L_{eff}}{\rho_v \pi R_v^4 Lat}, \quad (8)$$

$$B = - \omega \rho_l \cos(\beta) \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \right) + \rho_l g L \sin(\beta) - \frac{2\sigma}{b}. \quad (9)$$

Si dans l'équation (6), le terme de droite représentant la somme des pertes de pression liquide et vapeur, reste inférieur au terme de gauche représentant la pression motrice capillaire

maximale, le caloduc fonctionne normalement. La zone hachurée sur la courbe III.1 · représente la zone de fonctionnement du caloduc.

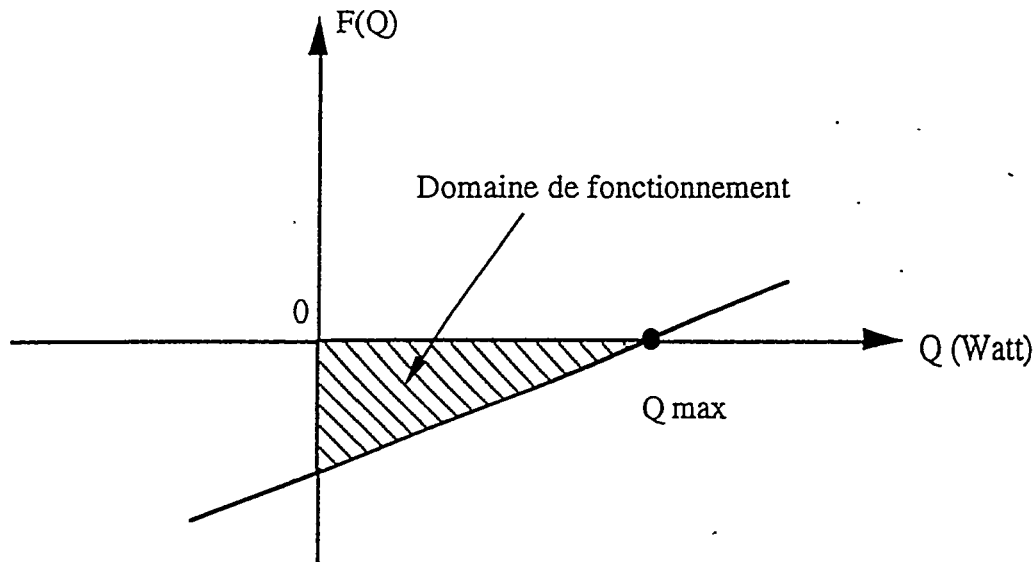


Fig III.1 : représentation graphique de l'équation de fonctionnement.

Si la valeur du terme de droite dépasse celle du terme de gauche, la pression capillaire ne peut plus vaincre la somme totale des pertes de pression produites au sein du caloduc. On assiste alors à un assèchement progressif à partir de l'extrémité la plus éloignée de l'évaporateur. L'assèchement est d'autant plus important que l'écart entre les deux termes de l'équation (6) croît.

La relation (9) nous permet de déterminer la valeur de la limite capillaire en fonction de l'accélération du système, des paramètres thermophysiques du fluide et des paramètres géométriques du caloduc. L'expression de cette limite est donnée (pour un rayon r_i minimal du ménisque liquide de $b/2$) par:

$$Q_{c,max} = \frac{2\sigma/b + \rho_l \omega^2 \cos(\beta) (R_2^2 - R_1^2)/2 - \rho_l g L \sin(\beta)}{\frac{8 \mu_l m_l L_{eff}}{\pi r_h^4 N \rho_l Lat} + \frac{8 \mu_v L_{eff}}{\pi \rho_v R_v^4 Lat}} \quad (10)$$

III - 5) Equation de fonctionnement avec prise en compte de la variation axiale du ménisque

Nous avons traité dans le paragraphe précédent les différentes expressions des pertes de pression au niveau de l'écoulement liquide et vapeur en nous basant sur les études classiques rencontrées dans la littérature.

Or la pression au niveau liquide n'est pas constante mais varie le long du caloduc à cause des pertes de pression dans l'écoulement liquide. Par conséquent, on assiste à un ajustement du rayon du ménisque pour compenser ces pertes.

Cet ajustement va modifier la section de passage du fluide, tout comme l'évaporation qui va contribuer elle aussi à réduire la quantité de fluide présent dans une section. Ces deux phénomènes - non pris en compte dans la limitation capillaire discutée dans le *paragraphe* précédent ont un rôle non négligeable. Nous allons le découvrir dans cette approche prenant en compte la forme réelle du ménisque qui évolue en se creusant toujours davantage quand on avance vers l'extrémité de l'évaporateur.

L'écoulement du liquide dans la rainure étant supposé stationnaire, on peut écrire l'équation de bilan des forces agissant sur un volume élémentaire de liquide :

$$P_v - P_l(x) \pm P_r(x) = \frac{\sigma}{r_l(x)} \quad (11)$$

où $r_l(x)$ désigne le rayon de courbure du ménisque

Après différentiation de l'équation (11) par rapport à x , on obtient l'équation différentielle ordinaire suivante :

$$\frac{dP_v(x)}{dx} - \frac{dP_l(x)}{dx} \pm \frac{dP_r(x)}{dx} = \frac{-\sigma}{r_l^2(x)} \frac{dr_l}{dx} \quad (12)$$

Intéressons-nous à l'expression de chacun de ces termes

Or nous avons vu que le rayon du ménisque à l'interface liquide-vapeur doit s'ajuster le long du caloduc afin de compenser les variations de pression qui se produisent principalement dans la phase liquide (nous avons montré que les variations de pression dans la phase vapeur sont négligeables). Ceci entraîne de toute évidence une réduction du diamètre hydraulique de l'écoulement et donc une augmentation des pertes de pression. Or nous avons au chapitre précédent établi les expressions des pertes de pression en utilisant la valeur maximale du diamètre hydraulique tout le long du caloduc. Les pertes ainsi calculées sont donc sous-estimées, ce qui entraîne une surestimation de la valeur de la limite capillaire. Nous allons donc déterminer analytiquement la limite capillaire en tenant compte de la variation du rayon du ménisque (ce qui équivaut à une variation du diamètre hydraulique).

Nous nous intéresserons ici particulièrement à la forme du ménisque liquide dans le

On utilise l'expression de la perte de pression liquide donnée par l'équation (4) du III mais maintenant sous forme locale :

$$\frac{dP_l}{dx} = - \frac{8 \mu_l Q(x)}{\pi r_h^4(x) N \rho_l \text{Lat}} \quad (13)$$

avec,

$$r_h(x) = 2 \frac{\text{section}}{\text{périmètre mouillé}} = 2 \frac{A_l(x)}{2a+b} \quad (14)$$

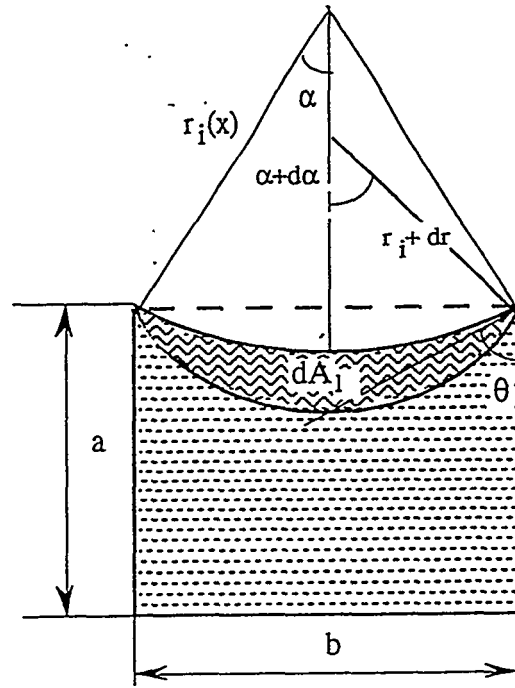


Fig III. 2 : section de passage du liquide

Nous admettons l'hypothèse simplificatrice d'un flux injecté uniformément à l'évaporateur et récupéré uniformément au condenseur. Cette hypothèse conduit à l'expression du flux thermique axial dans les trois régions du caloduc, où Q est le flux thermique axial emporté dans la zone adiabatique par l'écoulement vapeur :

$$Q(x) = \frac{x Q}{L_E} \quad \text{à l'évaporateur} \quad 0 \leq x \leq L_E. \quad (15-a)$$

$$Q(x) = Q \quad \text{région adiabatique} \quad L_E \leq x \leq L_E + L_A. \quad (15-b)$$

$$Q(x) = \frac{(L-x)Q}{L_C} \quad \text{au condenseur} \quad L_E + L_A \leq x \leq L_T = L_E + L_A + L_C. \quad (15-c)$$

Le débit massique est lié au flux thermique transféré par la relation suivante :

$$m(x) = \frac{Q(x)}{h_{fg}} \quad (15-d)$$

Après substitution de chaque terme dans l'équation (12), on obtient l'équation différentielle qui traduit la variation du rayon du ménisque $r_i(x)$ en fonction des paramètres thermophysiques du fluide et géométriques du caloduc. Rappelons que l'angle d'accrochage θ est fonction du rayon du ménisque r_i , et que le débit massique $m_l(x)$ peut être calculé grâce à la relation (15-d).

On a en définitive :

$$\left\{ \frac{\sigma}{r_i^2(x)} + \rho_l \Gamma \sin(\beta) \right\} \frac{dr_i(x)}{dx} = -\rho_l \Gamma \cos(\beta) - \frac{8 \mu_v Q(x)}{\pi \rho_v R_v^4 \text{Lat}} - \frac{8 \mu_l Q(x)}{\pi r_h(x)^4 N \rho_l \text{Lat}} \quad (16)$$

Il s'agit de l'équation de fonctionnement recherché qui reste valable tant qu'elle n'interfère pas avec une limite de fonctionnement quelconque (risque possible: interface rompue par de l'ébullition, débit liquide limité par une recirculation du liquide dans la vapeur $\frac{k}{k}$).

Au condenseur, on considère que le liquide sature la rainure, ce qui permet de prendre comme condition initiale $r_i(x=0)=R_v$.

Pour des caloducs à rainures circulaires ou triangulaires, cette équation s'applique en modifiant l'expression de $r_h(x)$

Cette équation est alors résolue par la méthode de Runge Kutta. Elle nous permet de tracer l'évolution axiale du rayon de courbure du ménisque en fonction - par exemple - du flux thermique transféré Q . (Fig III-3)

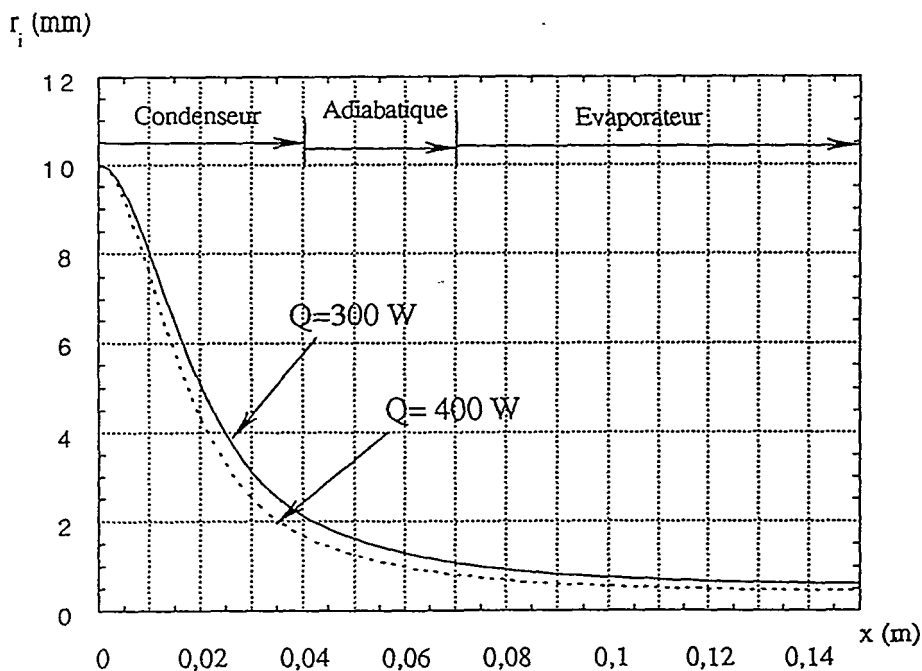


Fig III.3 : évolution du rayon du ménisque en fonction de la puissance transférée pour un caloduc de type CR2 : $T_v=17^\circ\text{C}$.

La variation du rayon de courbure est grande car celui-ci passe de l'ordre de grandeur du canal vapeur à l'ordre de grandeur de la rainure.

L'influence du flux sur l'évolution du ménisque se visualise très bien sur la figure III.4. On voit clairement l'adaptation du ménisque - par variation de son angle d'accrochage - aux pertes de charge provoquées par l'écoulement pour les deux cas de flux injectés.

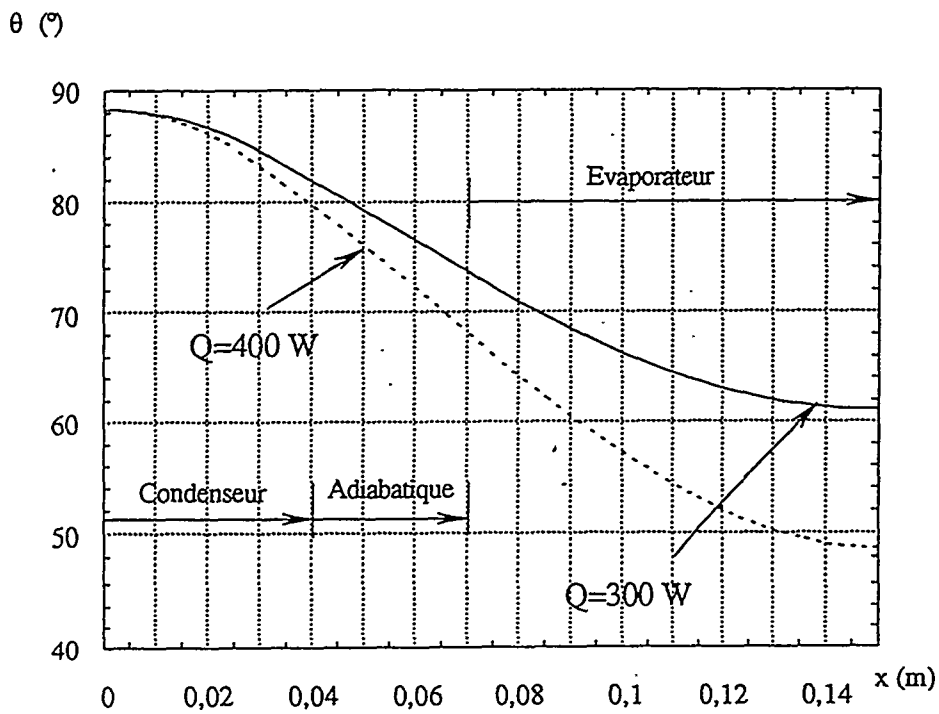


Fig III.4 : évolution de l'angle d'accrochage du ménisque liquide en fonction de la puissance transférée : caloduc de type CR2 à $T_v=17^\circ\text{C}$

La Fig III-5 permet de visualiser en trois dimensions l'évolution du ménisque sur toute la longueur de la rainure lorsque le caloduc n'est soumis à aucune force externe.

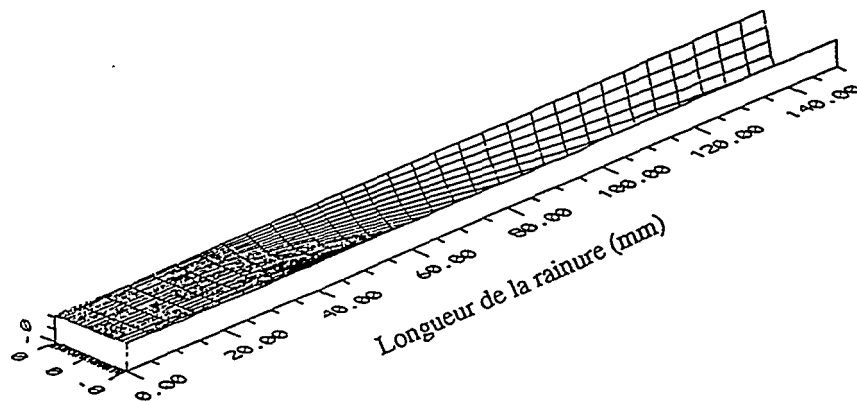


Fig III.5 : Evolution du rayon du ménisque à 0 g (apesanteur).

Influence de cette approche sur les performances du caloduc CR2

La figure III.6 montre l'évolution de perte de pression liquide le long du caloduc. Nous avons utilisé deux approches différentes, l'une consistant à fixer un rayon de ménisque r_i constant le long du caloduc (Cf. éqt (6)), l'autre en considérant un rayon de ménisque variable le long du caloduc (Cf. éqt (14)). La différence des résultats provient du fait que dans le deuxième cas, la décroissance du rayon du ménisque provoque la diminution du rayon hydraulique et donc l'augmentation des pertes de pression dans le caloduc.

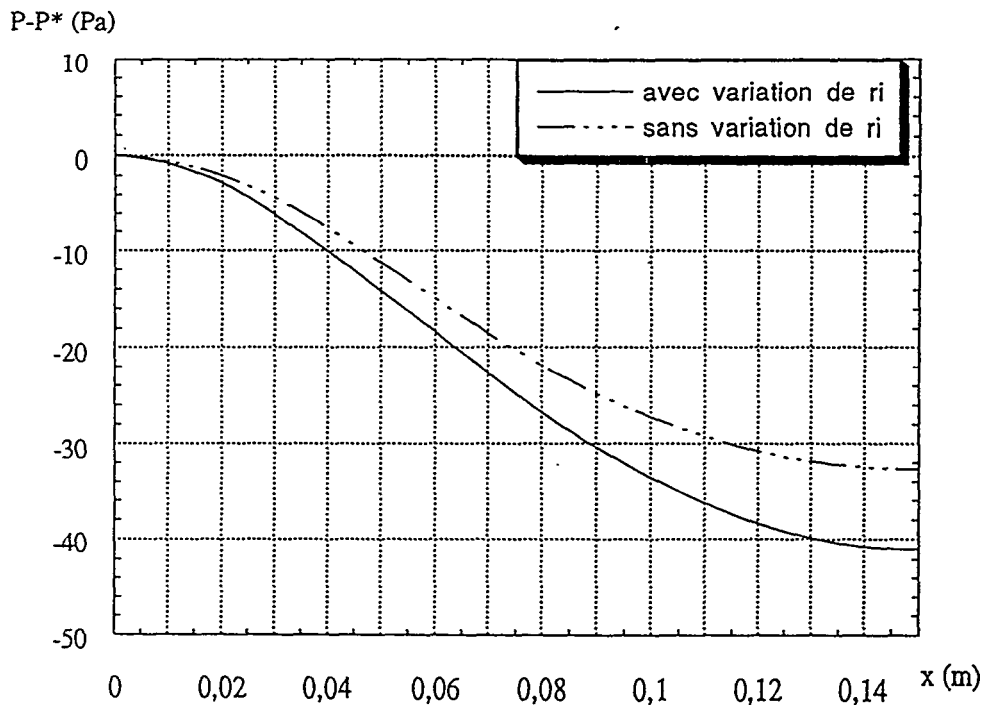


Fig III.6 : profil de pression liquide dans un caloduc de type CR2 : $Q=400$ W

Ceci a une conséquence directe sur la limite capillaire qui voit sa valeur diminuer (Cf Fig III.7). On remarque que la puissance calculée avec r_i constant est plus importante de 28 % que celle calculée avec r_i variable le long du caloduc.

Cette différence montre l'importance de l'approche locale sur la détermination des performances d'un caloduc.

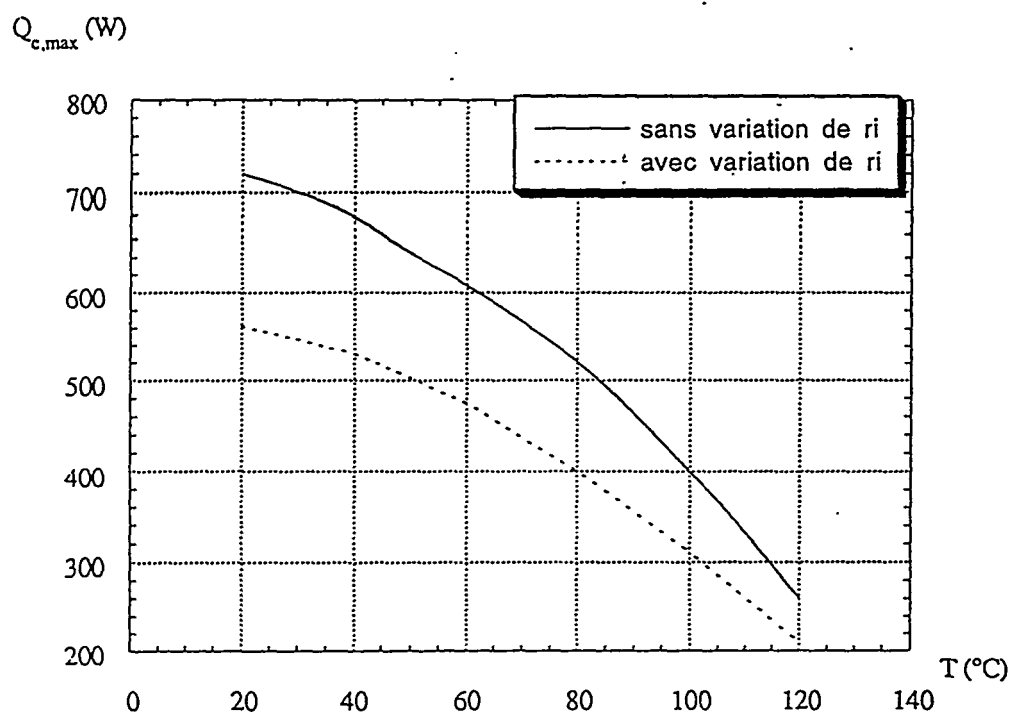


Fig III.7.: variation de la puissance maximale transférable en fonction de la température, caloduc de type CR2.

IV - ANALYSE SYSTEME DU CALODUC

Nous nous proposons ici de bâtir un modèle thermique global du caloduc. Ce modèle pourra être intégré dans un modèle plus général d'échangeur de chaleur ou décrivant un système.

Après l'analyse des transferts dans les fluides menée dans les paragraphes précédents, il reste une étape cruciale pour aller vers l'analyse système du caloduc : il s'agit de décrire les transferts dans la rainure, transferts de toute évidence à caractère conjugué puisque sollicitant à la fois les structures solides et le liquide. En effet la rainure doit :

- d'une part assurer le transfert axial de chaleur par circulation de fluide sous l'effet des forces capillaires. Dans ce contexte, nous avons montré dans le paragraphe précédent que nous sommes en mesure de suivre l'évolution axiale de l'écoulement liquide, grâce à la détermination du rayon du ménisque capillaire le long des rainures, pour une puissance transférée donnée.
- D'autre part assurer le transfert de chaleur dans le sens radial dans les zones d'évaporation et de condensation. A ce niveau les résultats de l'analyse axiale de l'écoulement liquide (évolution du rayon du ménisque et de l'angle d'accrochage) vont nous permettre de remonter au calcul de la variation du coefficient de transfert thermique global le long du caloduc, paramètre essentiel pour la modélisation-système. Ce coefficient sera déterminé à partir d'une analyse bidimensionnelle de la rainure en impliquant les phénomènes conductifs. Pour un caloduc donné, ce coefficient est essentiellement fonction de l'angle d'accrochage du ménisque sur les bords de la rainure, calculé grâce à la valeur du rayon du ménisque.

La bibliographie nous livre plusieurs exemples d'analyse thermique fine de la rainure. Citons les études menées par KAMATONI [2], sur des rainures rectangulaires et celles de BUSSE [3], sur des rainures triangulaires. Les résultats publiés par les deux auteurs montrent l'existence d'une zone de transfert à forte densité thermique : cette zone est située autour du point d'accrochage du ménisque liquide avec les bords de la rainure. L'écoulement liquide dans cette micro-région est rendu complexe par la présence des forces d'adhésion résultant de l'interaction entre les molécules du liquide et les atomes de la paroi solide. On pourra imaginer un drainage continu du liquide vers cette zone, mais le phénomène d'évaporation autour de ce point reste encore obscur.

Du point de vue thermique, au fur et à mesure de l'écoulement liquide radial vers cette zone à fort gradient de température, le liquide voit son épaisseur diminuer et par conséquent la conductance thermique locale à travers ce liquide augmenter. Au point d'accrochage du

ménisque liquide avec les bords de la rainure, la densité de flux en ce point est très grande : on est en présence d'un point singulier (tout au moins d'un point de vue théorique).

Nous avons étudié deux configurations différentes de rainures, l'une de forme rectangulaire et l'autre de forme circulaire. Pour résoudre le problème du transfert radial, nous avons mené une modélisation de la rainure en nous appuyant sur la méthode nodale. Le logiciel analyseur de réseau thermique retenu est ESACAP [34]. Cette méthode permet de représenter le couplage entre des mailles successives, supposés isothermes, en introduisant la notion de conductance thermique.

Dans la zone d'accrochage et autour du point singulier nous avons maillé finement la région. Cette zone d'accrochage s'étend sur une longueur de l'ordre de quelques microns.

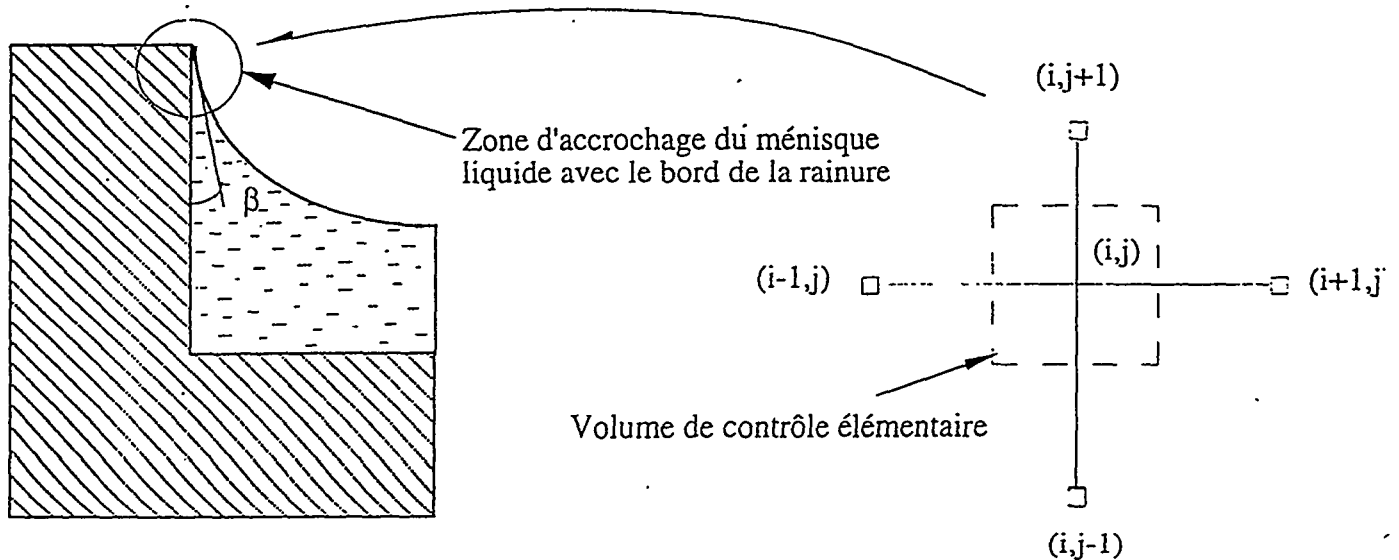


Fig V.1: construction du réseau nodal.

[V-1) Modélisation thermique de la rainure

Nous nous proposons ici de construire un modèle nodal bidimensionnel, qui tienne compte de la forme circulaire du rayon du ménisque avec un traitement fin au niveau de la zone d'accrochage de celui-ci. Un maillage cartésien de l'ordre de 800 mailles a été mis en place. Notons ici que la taille des mailles est hétérogène, avec des mailles de plus en plus petites, en s'approchant de la zone d'accrochage. Dans le cas d'un angle d'accrochage faible de 2° , la plus petite maille utilisée autour du point singulier mesure 2×4 micromètres.

Nous supposons les hypothèses simplificatrices suivantes :

- chauffage uniforme à l'extérieur de la paroi de l'évaporateur et comportement analogue d'une rainure à l'autre, ce qui implique une symétrie à l'échelon de chaque canal,
- convection radiale du liquide dans les rainures négligée,
- écoulement de fluide en l'absence de bulles de vapeur,
- conditions de régime permanent.

Sous ces conditions, l'analyse thermique de la rainure devient un problème purement conductif, à travers la paroi du tube et à travers le liquide de la structure capillaire.

Deux modèles séparés sont construits, l'un pour une rainure rectangulaire, l'autre pour une rainure circulaire. Le principe de modélisation est le même pour chaque cas, une différence est à noter dans la phase de maillage où il faut tenir compte de la différence de forme dans l'interface liquide-solide entre les formes circulaire et rectangulaire de la rainure.

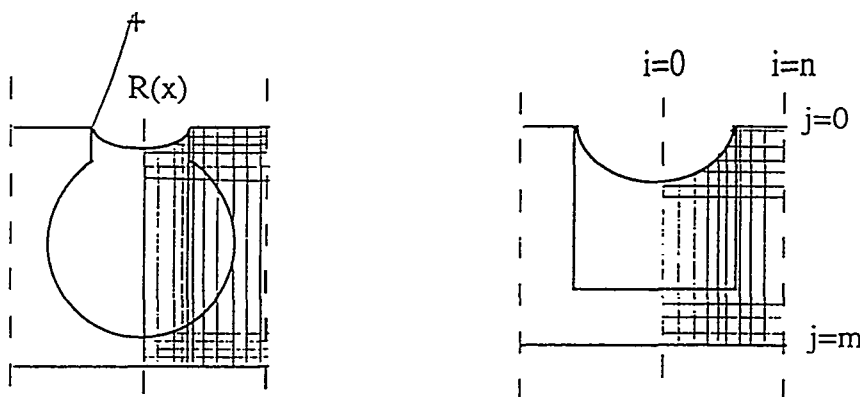


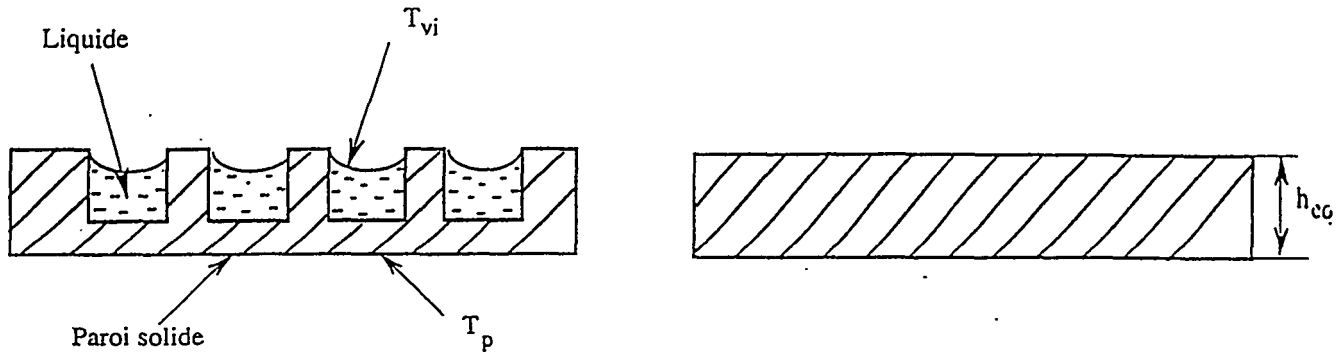
Fig V.2: maillage du réseau nodal

V.2) Coefficient équivalent de transfert thermique

La connaissance du flux transféré et de la différence de température entre la paroi externe du caloduc T_p et l'interface liquide-vapeur T_i , nous permet d'attribuer à toutes abscisses des coefficients globaux équivalents de transfert thermique au sein de la structure capillaire (Fig V.3). Il sont définis comme suit :

$$h_{eq} = \frac{Q}{S (T_p - T_i)} \quad (1)$$

Q figurant le flux transitant à travers la surface externe S de la zone de rainure.

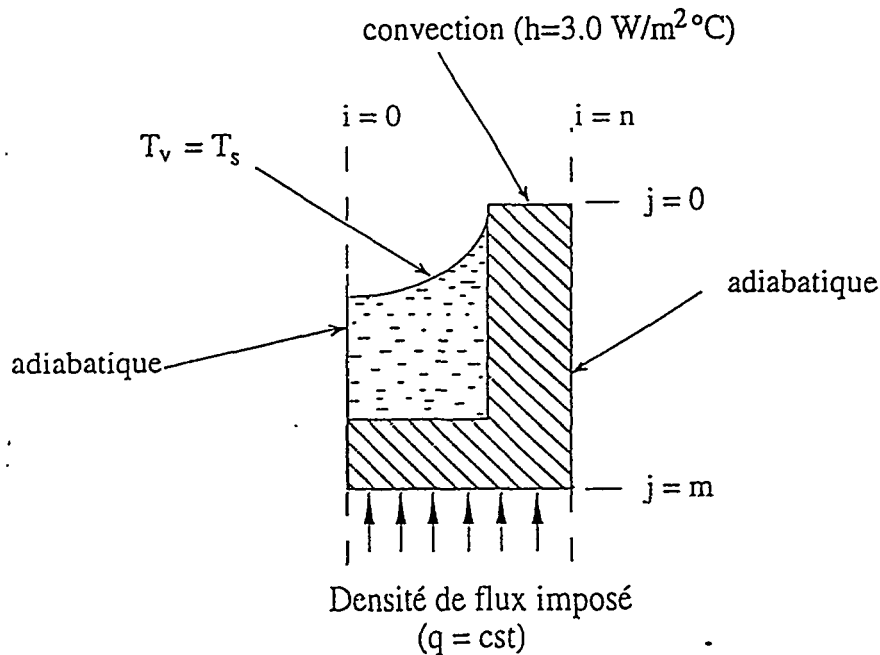


FigIV.3: paroi équivalente conductrice

IV-3) Conditions aux limites

En raison de la symétrie du problème, seule la moitié de la rainure est prise en considération. Les conditions aux limites sur chaque face sont récapitulées dans la figureIV.4.

L'hypothèse formulée précédemment (symétrie radiale concernant le remplissage des rainures en liquide), nous permet de considérer que l'interface séparant deux rainures adjacentes est adiabatique.



FigIV.4: conditions aux limites

Notons en particulier la condition aux limites en température imposée appliquée sur l'interface liquide-vapeur, où la différence entre la température de la vapeur et celle du liquide à l'interface est donnée par la relation de CLAPEYRON :

$$\Delta T_i = (T_s - T_{li}) = \frac{q}{Lat^2} \frac{R_0 T_s^2}{P_s} \sqrt{2\pi R_0 T_s} \quad (2)$$

En utilisant l'équation (2), on obtient l'expression du coefficient d'échange de chaleur à l'interface liquide vapeur :

$$h_{vi} = \frac{P_s Lat^2}{R_0 T_s^2} \frac{1}{\sqrt{2\pi R_0 T_s}} \quad (3)$$

Application :

Dans le cas du fluide R11 et pour une température de saturation de 17°C ($Lat=180.0E+03$ kJ/kg, $R_0=80$), on trouve un coefficient de transfert de 121 kW/m²°C.

Cette valeur extrêmement élevée du coefficient de transfert est synonyme d'un ΔT_i nul entre la vapeur et le liquide à l'interface.

La deuxième condition est celle de convection sur la face de l'ailette non mouillée, en contact avec la vapeur, où h représente le coefficient de transfert thermique par convection entre la face de l'ailette et la vapeur (Fig.V.4). Ce coefficient de convection est calculé grâce à une corrélation tirée de la littérature (écoulement laminaire $NU=3.65$). Dans le cas d'un flux injecté au niveau de l'évaporateur de 50W, on obtient un coefficient de convection de l'ordre de 3 W/m²°C. On constate que cette valeur, même calculée approximativement, ne peut en aucun cas introduire de variations dans notre modèle de calcul du coefficient global - 3 W/m²°C comparé à 121 kW/m² est en effet négligeable - . L'exploitation par le modèle du coefficient global h_{eq} conduit en effet à une variation des résultats de h_{eq} ne dépassant pas 0.08 % dans le pire des cas (angle d'accrochage de 80°).

IV-4 Résultats de la modélisation

IV-4.1) Etude comparative du coefficient global de transfert pour deux types de rainures

Nous avons considéré deux types de rainures, l'une à section carrée et l'autre à section circulaire, dont les caractéristiques géométriques sont données par le tableau I.1 (ces dimensions sont proches de celles de caloducs existant au laboratoire et sur lesquels nous avons conduit nos calculs).

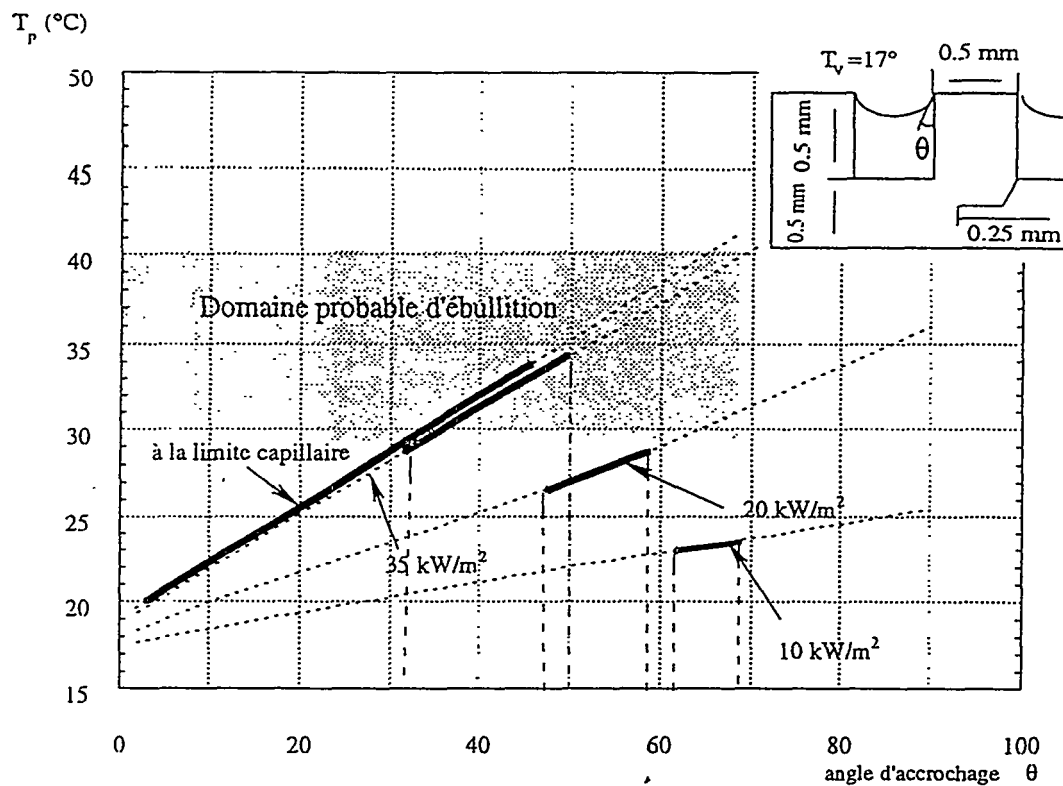
Les figures IV.5 et IV.6 représentent l'évolution de la température de paroi en fonction de l'angle d'accrochage " θ " du ménisque liquide avec les bords de la rainure pour différentes puissances injectées à l'évaporateur. On peut remarquer que les rainures carrées offrent des performances thermiques meilleures que les rainures circulaires. En effet pour un angle d'accrochage de 40° et une densité de flux de 10 kW/m^2 , la température de paroi passe de 21.1°C pour une rainure carrée à 26.1°C pour une rainure circulaire.

On peut observer sur les figures IV.7 et IV.8 que les rainures carrées ont un coefficient de transfert deux à trois fois plus important que les rainures circulaires.

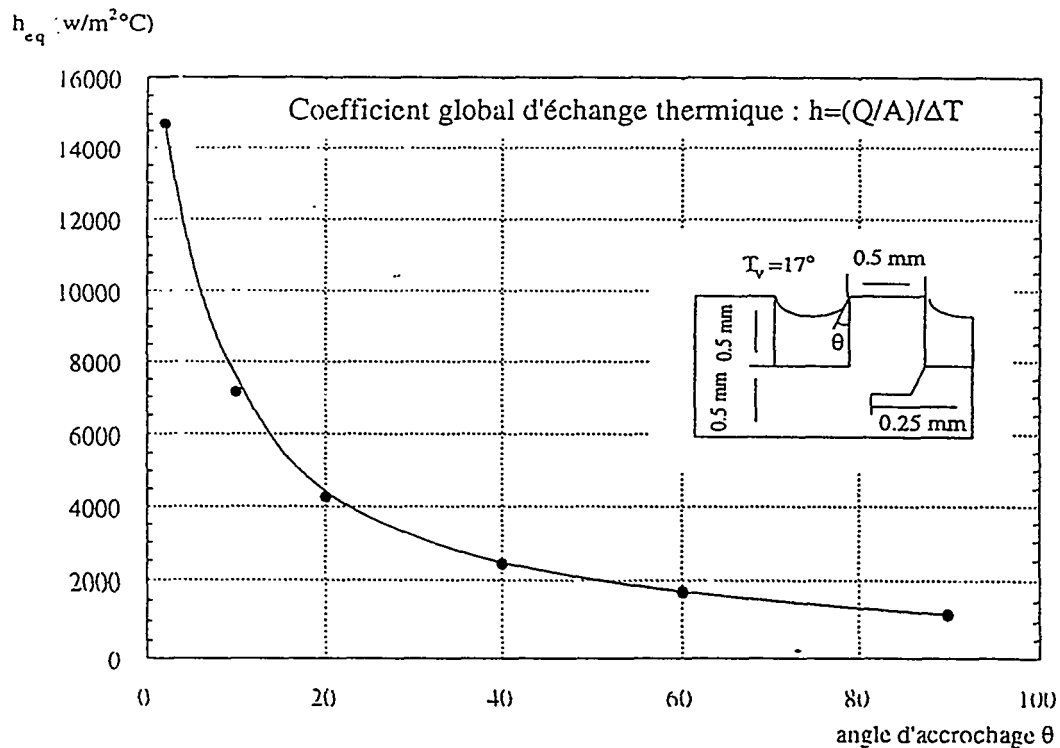
IV-4.2) Etude de l'influence du fluide caloporteur

Monons maintenant une étude comparative à l'égard des fluides susceptibles d'être retenus pour un même matériau solide : le Nickel. Les figures IV.9 et IV.10 montrent l'évolution de la température de paroi et du coefficient de transfert thermique global pour différentes valeurs du paramètre ζ , qui chiffre le rapport de conductivité entre le Nickel et le fluide caloporteur utilisé. Afin de garder une compatibilité entre le fluide et le matériau choisi, on a sélectionné trois fluides différents : l'eau, l'ammoniac et le R11. Les conductivités thermiques respectives à 20° sont : $\lambda_{\text{eau}}=0.6 \text{ W/mK}$, $\lambda_{\text{ammo}}=0.28 \text{ W/mK}$, et $\lambda_{\text{R11}}=0.1 \text{ W/mK}$.

On remarque que le couple Eau/Nickel donne le coefficient de transfert le plus important (ce qui est normal puisque l'eau a une conductivité thermique beaucoup plus grande que l'ammoniac ou le fréon R11).



Fig|V.5 : Température de paroi en fonction de l'angle d'accrochage et de la densité de flux thermique injectée à l'évaporateur : caloduc de type CR4.



Fig|V.6 : Coefficient global d'échange thermique en fonction de l'angle d'accrochage : caloduc de type CR4.

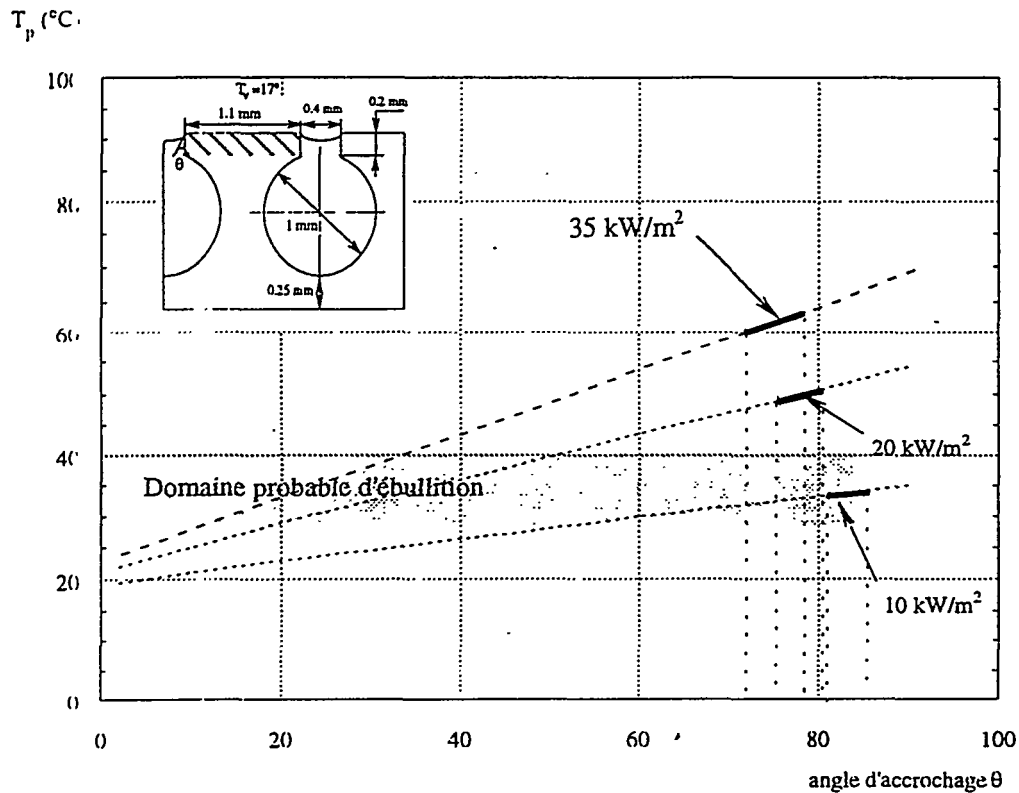


Fig IV.7 : Température de paroi en fonction de l'angle d'accrochage et de la densité de flux injectée à l'évaporateur: rainure circulaire.

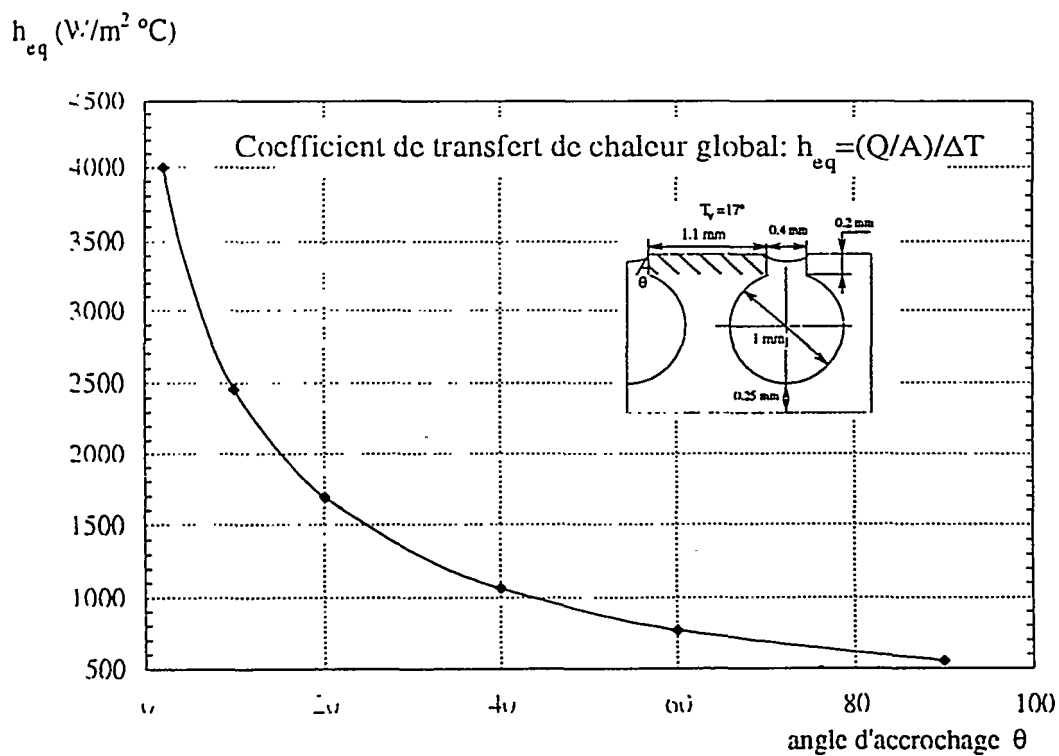


Fig IV.8 : Coefficient global d'échange thermique en fonction de l'angle d'accrochage : caloduc de type CC3

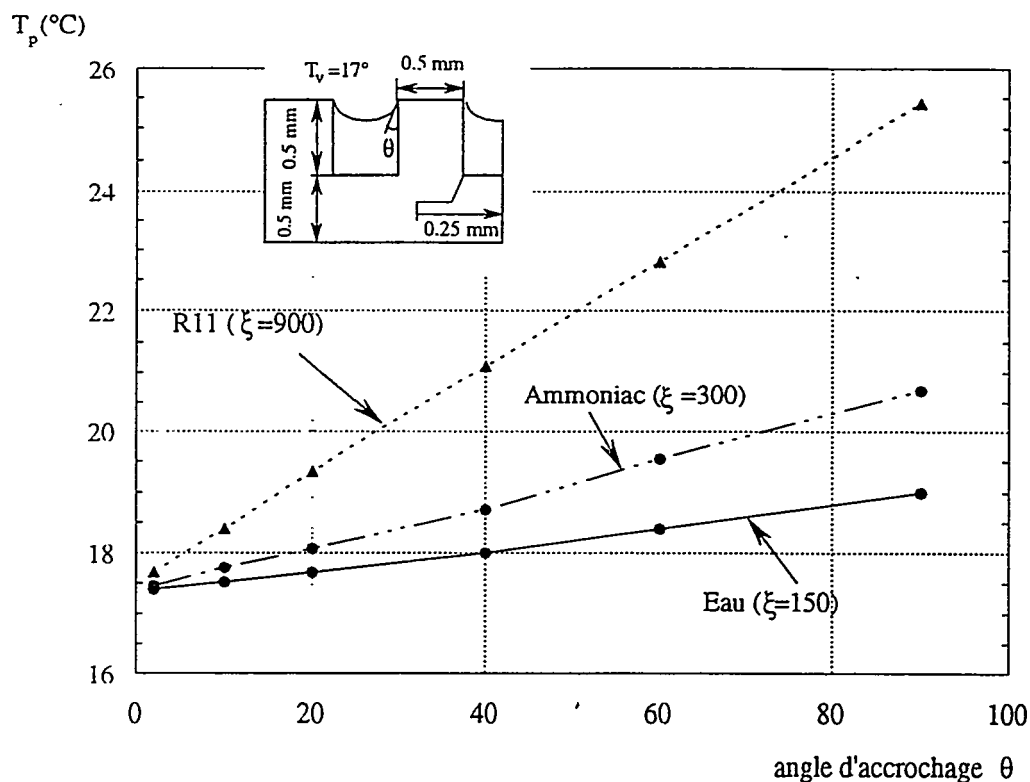


Fig IV. 9 : Température de paroi en fonction du couple métal/liquide : caloduc de type CR4.

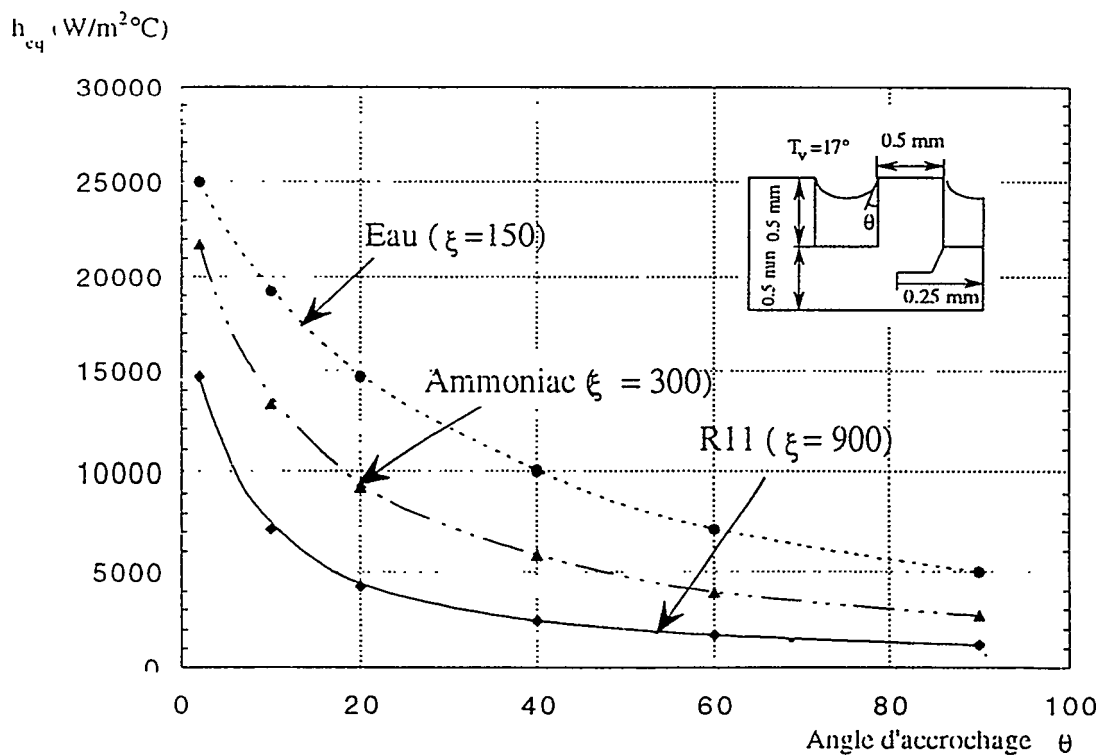


Fig IV.10 : Coefficient global d'échange thermique en fonction du couple métal/liquide : caloduc de type CR4; $q=10$ kW/m².

IV-5) Modélisation thermique du caloduc: utilisation du modèle système

Rappelons ici que l'objectif initial de la modélisation du caloduc consistait à développer une nouvelle approche pour la détermination de la distribution de température le long du caloduc. Ceci passe par la connaissance de la loi de variation du coefficient global d'échange de chaleur le long du caloduc, déterminé à son tour à partir de la variation axiale de la courbure du rayon du ménisque.

En effet cette nouvelle approche permet à la fois une étude fine de la rainure permettant une meilleure connaissance du comportement thermique du caloduc, et une ouverture vers des modèles plus larges prenant en compte l'intégralité d'un système thermique global.

Venons-en maintenant à la description du modèle thermique du caloduc que nous avons bâti :

le caloduc considéré est cylindrique de rayon intérieur R_v , d'épaisseur e_p et de longueur L . Il admet une structure capillaire axialement rainurée et directement usinée dans sa paroi interne. La structure capillaire est de porosité ε .

On admet les mêmes hypothèses simplificatrices que dans la phase de modélisation de la rainure seule, à savoir un flux uniformément distribué dans la zone d'évaporation et dans la zone de condensation, une symétrie radiale et un fonctionnement en l'absence de bulles de vapeur.

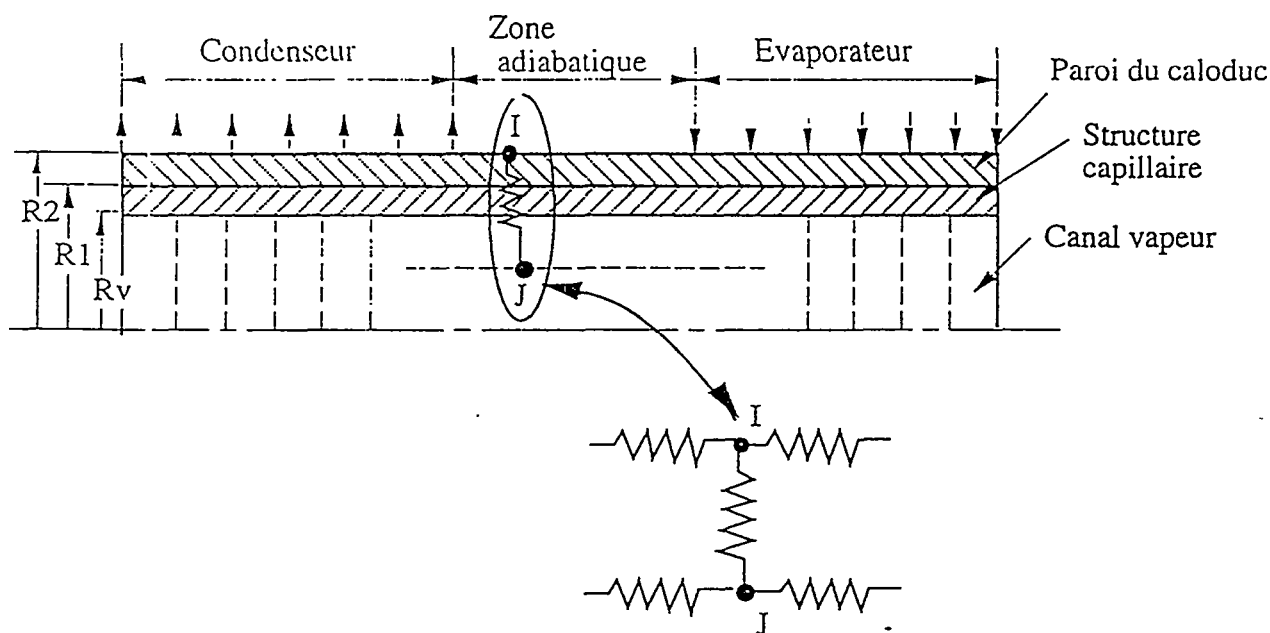
Nous avons utilisé un maillage uniforme du caloduc, chaque maille est représentée par un nœud en son centre supposé isotherme. Les trois parties (Fig IV.11) constituant le caloduc sont divisées en plusieurs mailles suivant la longueur : 40 nœuds dans l'évaporateur, 20 nœuds dans le condenseur et enfin 15 nœuds dans la région adiabatique (la taille des mailles est de 2 mm) Le même maillage axial est conservé à l'intérieur du tube où le canal vapeur est représenté par le même nombre de nœuds, permettant de relier chaque nœud du tube à un nœud dans la phase vapeur.

Les performances thermiques du caloduc sont caractérisées par le réseau de conductances thermiques dans chacune des parties constituant le caloduc : G_1 , G_2 , G_3 et G_4 , dans le schéma du réseau analogique (FigV12). On distingue :

- G_1 la conductance thermique globale radiale à travers la paroi du tube et la structure capillaire,
- G_2 la conductance axiale dans le canal vapeur,
- G_3 la conductance axiale à travers la paroi du tube,
- G_4 la conductance de convection entre l'eau de refroidissement à la température moyenne T_e et la paroi externe au niveau du condenseur.

Les conditions aux limites dans le condenseur et l'évaporateur sont définies comme suit :

- une température imposée de l'eau de refroidissement T_e au niveau du condenseur.
- un flux imposé au niveau de l'évaporateur, chaque noeud recevant un flux égal à $Q/40$, où 40 représente le nombre de mailles dans la zone d'évaporation.



FigIV:11 : coupe du caloduc

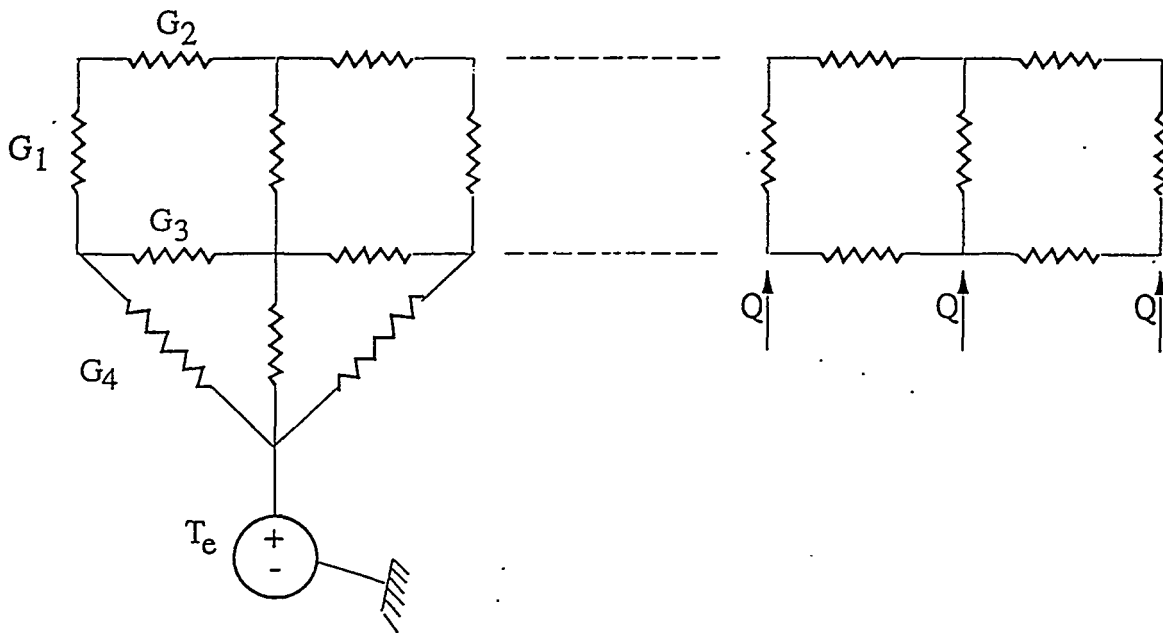
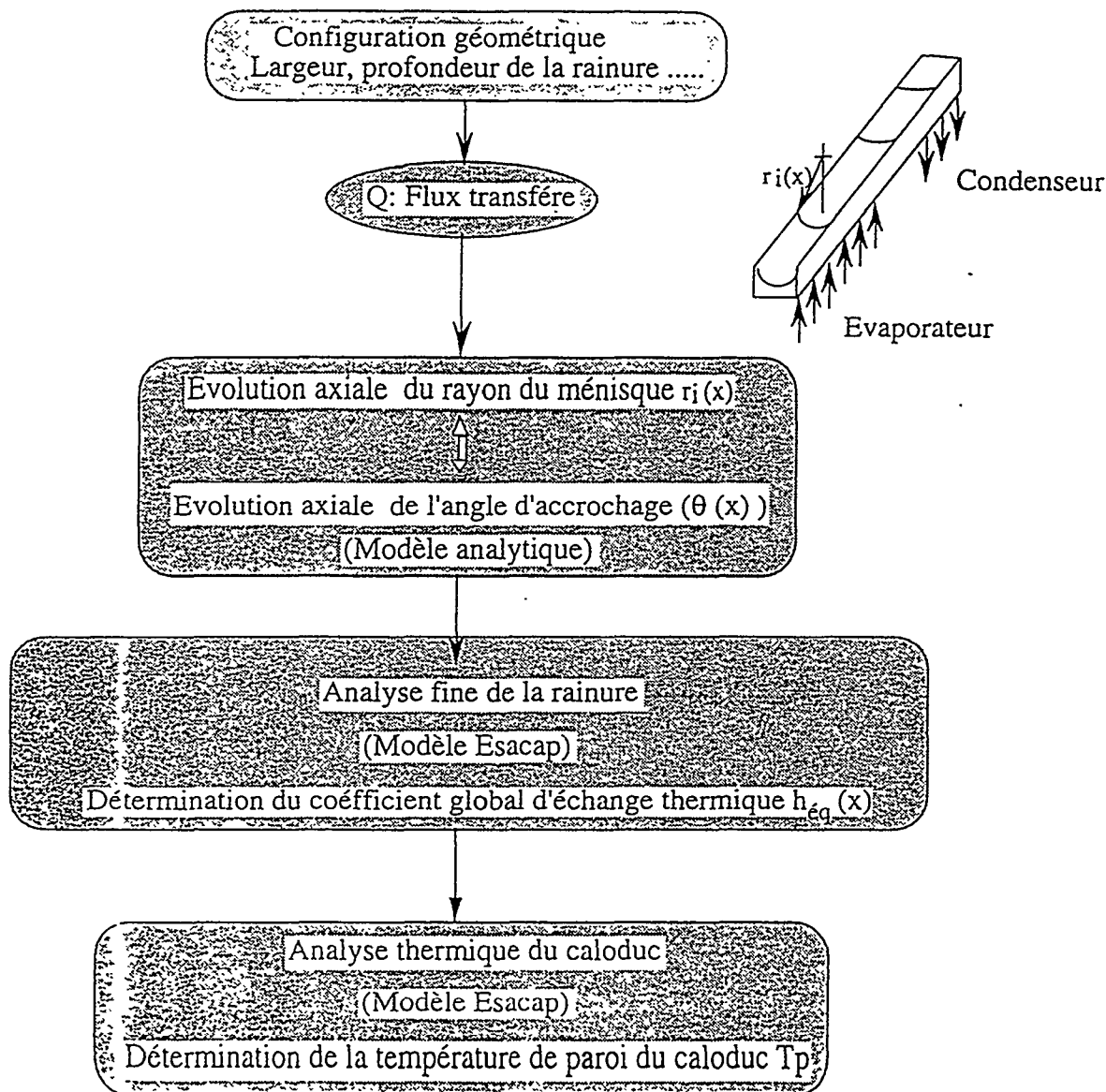


Fig.V.12 : schéma du réseau analogique.

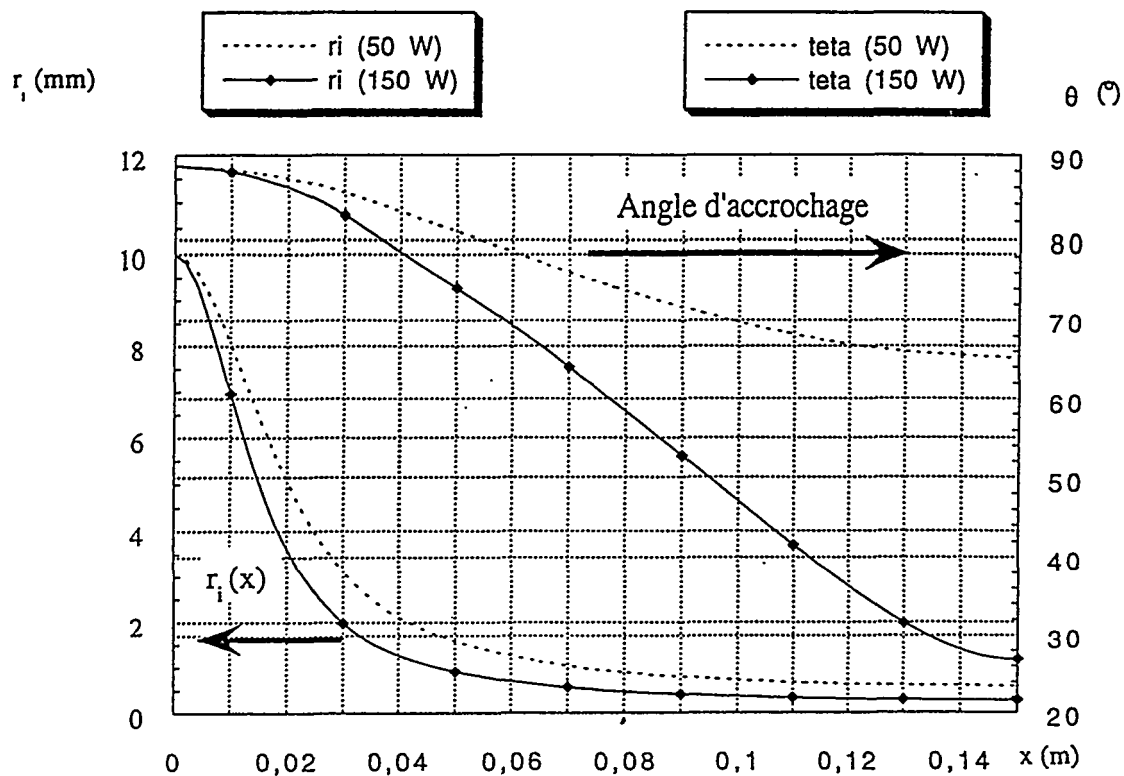
Indiquons ici que le caloduc pris comme exemple est cylindrique de type CR4 à rainures carrées de côté 0.5 mm; le nombre total de rainures est égal à 62, le rayon du canal vapeur égal à 1 cm. La longueur de l'évaporateur est de 8 cm, celle du condenseur est égale à 4 cm, et enfin la longueur de la zone adiabatique est de 3 cm.

Nous avons comparé les résultats de la modélisation avec deux approches différentes: la première, classique, considère une conductivité thermique effective de la structure capillaire uniforme le long du caloduc. La deuxième, qui est en fait le prolongement logique de l'analyse menée au début de ce chapitre, consiste à exploiter les résultats de l'analyse bidimensionnelle de la rainure (loi de variation du coefficient d'échange global axial en fonction de l'angle d'accrochage du ménisque liquide). Nous avons résumé dans l'organigramme, représenté par la figure V.13, les différentes étapes de calcul.

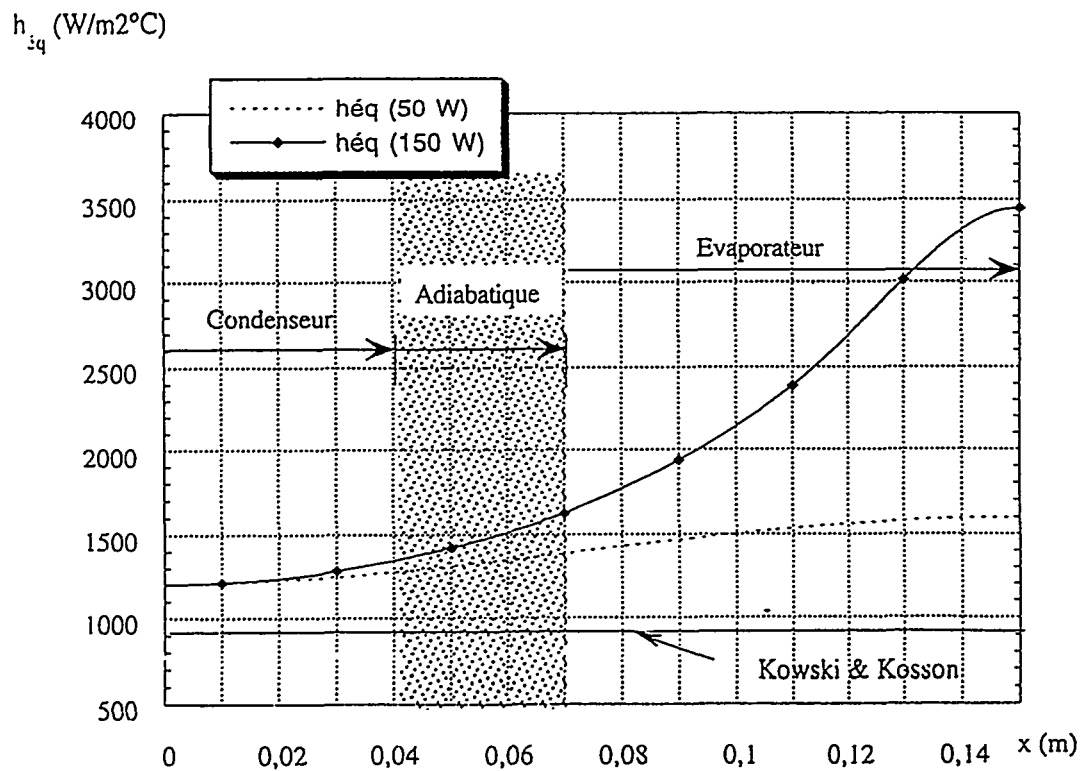


Fig|V.13: étapes de calcul

Les figure|V.14 et V.15 montrent respectivement l'évolution axiale du rayon et de l'angle d'accrochage d'une part et du coefficient global d'échange $h(x)$ d'autre part. Les courbes sont tracées pour des puissances injectées à l'évaporateur de 50 et 150 Watts. On peut remarquer l'augmentation du coefficient h_{eq} , le long du caloduc. Ceci s'explique par le fait qu'au fur et à mesure qu'on avance dans la zone d'évaporation, on assiste à une régression du rayon du ménisque suivi d'une diminution de l'angle d'accrochage $\theta(x)$ (Fig|V.14). Or comme le coefficient global d'échange $h_{eq}(x)$ devient important pour les faibles angles d'accrochage (Fig |V.5 et V.7), il s'ensuit une augmentation progressive du coefficient global $h_{eq}(x)$ du condenseur vers l'évaporateur.



FigIV.14 : évolution axiale du rayon et de l'angle d'accrochage du ménisque : caloduc de type CR4



FigIV.15 : évolution axiale du coefficient global d'échange thermique

On remarque que, lorsque le flux transféré passe de 50 à 150 Watts, le coefficient h_{eq} passe de 1700 à 3650 W/m²°C à la fin de la zone d'évaporation; ceci, rappelons le, est dû à une perte de pression plus importante lorsque le flux transféré croît ce qui se traduit par un creusement du ménisque et une accentuation du rôle de la zone d'accrochage.

Sur la figure IV.16, on remarque qu'après avoir atteint un maximum situé au début de la zone d'évaporation, la température de paroi décroît au fur et à mesure qu'on avance dans l'évaporateur. Ceci est dû au fait que lorsqu'on aborde la région d'évaporation, le coefficient global h_{eq} devient très sensible à la variation du rayon du ménisque et donc à la variation de l'angle d'accrochage.

Nous pouvons constater aussi sur la même figure la différence entre les résultats donnés par notre modèle et ceux obtenus en utilisant le modèle classique à rayon capillaire fixe.

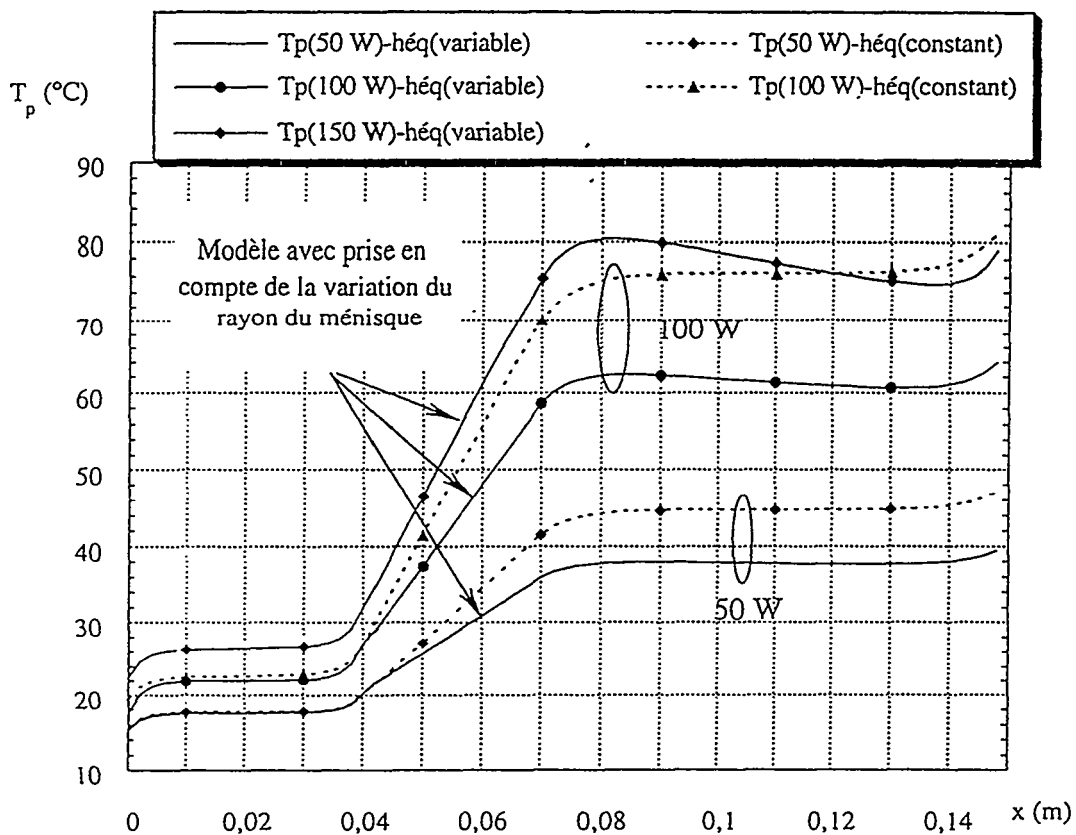


Fig V.31 : évolution axiale de la température de paroi du caloduc : comparaison avec le modèle classique "sans prise en compte de la variation du rayon du ménisque".

Au vu des résultats obtenus, cette étude nous a permis de tester l'insuffisance des modèles théoriques existants à prédire le comportement thermique du caloduc, et notamment lorsqu'il s'agit d'une structure capillaire à rainures où le transfert thermique devient complexe et dépend de plusieurs paramètres dont la connaissance est essentielle (rayon du ménisque variable, rapport de conductivité métal/liquide, largeur de l'ailette, etc.).

V) Conclusion

Dans cet article, nous avons présenté une modélisation globale du caloduc. Nous avons montré que pour décrire correctement la thermique du caloduc, il fallait passer par une analyse fine de sa rainure. Cette analyse nous permet d'évaluer un coefficient radial global de transfert thermique qui traduit la capacité de la rainure à transférer un flux depuis la paroi jusqu'à l'interface liquide-vapeur où se produit le changement de phase.

Dans ce contexte, la littérature reste à ce jour relativement vague pour déterminer les coefficients d'échanges thermiques globaux de la rainure.

Pour remédier à ce problème, nous avons associé un modèle nodal à un modèle local décrivant l'écoulement du liquide dans les rainures - évolution de l'angle d'accrochage dans les rainures -. Le premier modèle nous permet de décrire une loi de comportement thermique d'une rainure, traduisant l'évolution de la température de paroi en fonction de l'angle d'accrochage du ménisque liquide. Le couplage des deux modèles nous permet finalement de remonter à la détermination de la température de paroi du caloduc pour un flux donné.

Les résultats issus du modèle nodal fin de la rainure nous ont permis de découvrir une zone de transfert à forte densité thermique, située près de la zone d'accrochage du ménisque liquide avec les bords de la rainure. Nous avons remarqué qu'une grande partie du flux passe à travers cette micro-région notamment pour les faibles angles d'accrochage. Les résultats obtenus dépendent fortement du rapport de conductivité entre le métal de la paroi et le liquide, qui reste dans notre cas relativement important.

Bibliographie

[1] - M. GOURDACHE

"Etude du fonctionnement d'un caloduc soumis à des forces externes"
Thèse de l'Université de Poitiers, 5 décembre 1994

[2] - Y. KAMOTANI

"Evaporator film coefficient of grooved heat pipes"
Proc. of 3rd International Heat Pipe Conference, Palo Alto, 1978

[3] - C.A. BUSSE, P.C. STEPHAN

"Assessment of an improved model for the heat transfer coefficient of grooved heat pipe evaporators"
Proc. of the 4th European Symposium on Space Environmental and Control Systems, Italy, 21-24 October 1991

1. INTRODUCTION

Les caloducs constituent un moyen performant de transport de chaleur d'une source chaude à une source froide, exploitant les transferts thermiques liés aux changements de phase du fluide caloporteur. L'intérêt de l'utilisation de caloducs a déjà été démontré pour de nombreuses applications, en particulier dans le domaine spatial mais également pour des applications terrestres (refroidissement de composants électroniques par exemple).

L'emploi de caloducs dans le cadre d'une application sur avion constitue également une perspective intéressante. Cependant, les conditions d'environnement associées nécessitent une étude préliminaire. En effet, d'importantes accélérations (jusqu'à 9g) peuvent être rencontrées au cours des missions, périodes pendant lesquelles le fonctionnement du caloduc peut être fortement perturbé. Dans le repère avion (axe x dirigé vers l'arrière, axe y vers la droite et axe z vers le haut) la composante d'accélération au risque d'occurrence la plus faible est celle dirigée selon l'axe des z positifs (vers le haut), et que l'on qualifie de facteur de charge « négatif » (par opposition au sens de la gravité terrestre). Les durées maximales associées à cette accélération étant alors de l'ordre de 15 s. Ainsi, dans l'hypothèse où le caloduc est orienté selon l'axe z en position thermosiphon (condenseur en haut), il sera malgré tout soumis à de fortes accélérations, s'opposant au cheminement interne décrit par le fluide en fonctionnement normal.

Il s'avère donc nécessaire d'identifier le comportement d'un caloduc soumis à des accélérations défavorables, en alternance avec des accélérations favorables, pour être en mesure de valider le concept d'une utilisation sur avion. Ceci constitue l'objet de cette étude, basée sur une campagne d'essais de simulations de fortes accélérations. Elle a été réalisée par le Laboratoire d'Etude Thermique (LET) de l'Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique de Poitiers et ses résultats sont exposés dans le présent papier.

2. MISE EN OEUVRE EXPERIMENTALE

2.1. Cahier des charges

Le désamorçage d'un caloduc correspond à une interruption de la circulation interne du fluide entre les zones d'évaporation et de condensation: la phase liquide stagne côté condenseur tandis que l'évaporateur s'assèche. Le transfert thermique n'est alors plus réalisé que par conduction le long de l'enveloppe du caloduc. Il s'ensuit une augmentation des températures côté évaporateur qui peut, si la surchauffe devient excessive, endommager l'équipement.

Le réamorçage se traduit quant à lui par un regroupement des températures et un retour vers les valeurs antérieures au désamorçage.

Les objectifs initiaux de cette étude étaient de mesurer l'influence du niveau d'accélération (défavorable) sur le temps de désamorçage, ainsi que le type de réamorçage employé. Parmi les types de réamorçages, on distingue principalement le réamorçage dit « naturel », correspondant à une accélération de 0g selon l'axe du caloduc, et le réamorçage dit « forcé » où le caloduc est soumis à une accélération favorable fixée. On désire en outre faire varier d'autres paramètres tels que: la

température de fonctionnement, les niveaux d'accélération conduisant au désamorçage et ceux induisant le réamorçage et la puissance délivrée par la source chaude. Les technologies différentes des deux caloducs testés, partie intérieure rainurée ou constituée d'un matériau poreux, devaient également permettre d'étendre le champ d'investigation.

Les protocoles d'essai initialement prévus étaient les suivants:

désamorçage à différents niveaux d'accélération et réamorçage naturel

- détermination d'une position initiale correspondant à un état 0g pour le caloduc, en terme de performances
- passage en position horizontale correspondant à l'accélération spécifiée et attente du désamorçage (pallier jusqu'à une surchauffe évaporateur de 40°)
- réamorçage par retour à la position initiale et, si nécessaire (surchauffe excessive) par diminution de la puissance.

réamorçage forcé à différents niveaux d'accélération

Après désamorçage (définis selon les critères précédents), réamorçage par passage en position horizontale favorable

Les deux types d'essais étant à effectuer pour 2 températures de fonctionnement (20°C et T(Pmax)), 3 niveaux d'accélération et 3 niveaux de puissance.

2.2 Matériel testé

Deux caloducs étaient disponibles pour les essais.

- ① un caloduc SABCA de type AG150-1, caloduc aluminium à rainures ré-entrantes; fluide de travail: ammoniac; longueur 1000 mm, diamètre extérieur 15 mm.
- ② un caloduc ISOTERIX à milieu poreux; fluide de travail: eau; longueur 800 mm, diamètre extérieur 10 mm.

2.3 Description du moyen d'essai

Le principe du moyen d'essai mis en oeuvre utilise l'effet de centrifugation créée par une machine tournante pour simuler différents niveaux d'accélération.

Le caloduc à tester est fixé à l'extrémité d'un support horizontal mis en mouvement par l'axe de rotation vertical central (Se reporter à la figure 1). La rotation est réalisée grâce à un moteur asynchrone alimenté par un motovariateur électronique. L'inclinaison du caloduc par rapport à la verticale est contrôlé grâce à un moteur pas-a-pas (Se reporter à la figure 2).

Les montages correspondant aux zones évaporateur et condenseur sont fixés sur le caloduc. L'évaporateur est constitué d'un enroulement de fils résistifs sur un support cylindrique adapté au

diamètre extérieur du caloduc au moyen d'entretoises. Le contrôle de la puissance se fait par variation de courant ou de tension. Quant au condenseur il est réalisé par l'enroulement d'un tube de cuivre sur un support cylindrique (liaison avec le caloduc similaire à celle réalisée côté évaporateur). Le refroidissement est assuré par la circulation d'un fluide de refroidissement dont on contrôle la température. Compte tenu des géométries des caloducs testés, les zones d'évaporation et de condensation, d'une longueur identique, mesurent respectivement 40 et 20 cm pour les caloducs SABCA et ISOTERIX.

La zone adiabatique médiane est isolée de l'air ambiant au moyen d'un manchon rempli d'un matériau isolant.

Des thermocouples de type K renseignent sur la température de 8 points situés sur la peau du caloduc (Se reporter à la figure 3).

Remarque sur le système d'asservissement en puissance: Le contrôle de la puissance ne pouvant se faire que sur l'une des deux variable (tension ou courant) à l'exclusion de l'autre, une variation de la température de l'évaporateur (lors du désamorçage par exemple) modifie directement le flux injecté. Si le contrôle se fait en tension, la puissance injectée diminue avec une élévation de la température (et donc de la résistance), s'il se fait en courant, elle augmente alors. Cette dérive en puissance n'est malheureusement pas évitable avec les moyens d'essais actuels.

3. RESULTATS DES ESSAIS

3.1 Remarques préliminaires

- Après quelques essais préliminaires, il s'est avéré difficile de conserver un fonctionnement stable du caloduc pour la position « 0g équivalente » pour des valeurs d'accélération importantes où une faible variation angulaire provoque le basculement d'un état favorable à un état défavorable. De plus, la répartition des accélérations étant hétérogène tout au long du caloduc, on ne peut trouver de configuration où l'action de la capillarité est prépondérante sur l'ensemble du caloduc. La position initiale précédant le désamorçage est par suite redéfinie comme étant la position verticale (fonctionnement en thermosiphon) qui, de plus, est représentative d'un vol à altitude constante où le caloduc est soumis à 1g favorable.

- La nature même du montage ne permet pas d'obtenir une composante d'accélération axiale constante sur la longueur du caloduc. Ainsi, on peut rencontrer des configurations où l'accélération résultante est favorable pour une partie du caloduc et défavorable pour le reste. Ceci peut conduire à un fonctionnement partiel, illustré par la figure 4. Dans cet exemple, l'angle adopté conduit à une composante d'accélération défavorable à l'extrémité du condenseur mais favorable sur le reste du caloduc. On assiste à la formation d'un bouchon de liquide côté condenseur visualisé par une chute de la température côté condenseur. Une diminution progressive de la température peut être réalisée en faisant varier lentement l'angle de positionnement du caloduc (augmentation progressive de la taille du bouchon).

Une partie du fluide étant bloquée à l'extrémité du condenseur, le liquide restant s'évapore avant d'avoir pu atteindre l'extrémité de l'évaporateur, d'où la surchauffe locale décelée par l'augmentation importante de la température Ext Ev. Le reste du caloduc étant cependant soumis à une accélération favorable, il continue de fonctionner partiellement, à une température de fonctionnement plus élevée que la précédente puisque, pour une puissance injectée constante, les surfaces d'échanges ont fortement diminué suite à la formation du bouchon de liquide.

3.2 Test du caloduc SABCA

• réamorçage sous 1g favorable

- La figure 5 illustre un exemple de cycle désamorçage (sous 6g)-réamorçage (sous 1g naturel). La puissance injectée est de 300 watts, pour une température de fonctionnement initiale de 10°C.

A partir de la position thermosiphon stabilisée, le caloduc est amené en position horizontale où il subit une accélération moyenne horizontale de 6g défavorable. On assiste alors à un net désamorçage (diminution de la température côté condenseur conjointement à une montée en température de toute la zone évaporateur). La température à la limite de la zone de condensation (Int Cd), après une diminution due à l'accumulation de liquide à l'extrémité du caloduc et à l'arrêt du transfert de chaleur, voit sa température remonter par conduction. On remarque que la vitesse de montée en température de la partie évaporateur est imposée d'une part par la puissance injectée, d'autre part par la capacité thermique de l'ensemble du montage de génération de chaleur (fils, manchons...).

Le pallier d'accélération est maintenu pendant environ 220s puis le caloduc est ramené en position verticale, afin d'éviter une surchauffe excessive de la partie évaporateur. Le regroupement des températures et l'évolution vers la situation initiale indiquent le réamorçage.

On note que durant la phase de refroidissement, la variation dans le temps de la température côté évaporateur implique d'importants transferts de puissance au fluide de travail. Ceci est due à la vaporisation massive du liquide arrivant sur les zones surchauffées et est corroboré par une augmentation rapide de la température de l'extrémité du condenseur. Ainsi, la température de la zone d'évaporation chute de 40°C en moins de 10' durant cette période.

- Les différentes phases commentées dans cet exemple se retrouvent lors des autres essais réalisés. A l'issue de ces tests, on peut tirer les conclusions suivantes:

- le caloduc bascule très rapidement vers le désamorçage dès que des composantes d'accélération négatives apparaissent sur plus de la moitié du condenseur. Ceci est cohérent avec le faible ordre de grandeur des forces générées par capillarité (quelques centaines de Pascal), en comparaison de celles générées par l'accélération centrifuge. Par conséquent, le désamorçage est quasi instantané aux différents niveaux d'accélération testés.

- le caloduc étant quasiment immédiatement désamorçé (dans les 5 s), on vérifie que la vitesse de réchauffage du caloduc après son désamorçage est une fonction linéaire de la puissance injectée, pour une source de chaleur (géométrie, masse...) donnée
- le réamorçage met en évidence d'importants transferts thermiques instantanés lors du remouillage de la partie évaporateur par le fluide. Ceci conduit à un retour rapide des températures vers les valeurs antérieures au désamorçage.

• Remarque complémentaire concernant le réamorçage

Une nette remontée des températures de l'évaporateur apparaît temporairement lors de la phase de réamorçage. Cette variation de l'évolution de la température a été constatée sur l'ensemble des essais et est illustrée sur la figure 6. L'explication envisagée est la suivante: l'arrivée brutale du liquide, accumulé à l'extrémité du condenseur, sur la zone surchauffée de l'évaporateur provoque une vaporisation massive du fluide et, par conséquent, une baisse rapide des températures des points Int Cd et Int Ev.

Cependant cette phase est suivie d'une brusque remontée des températures. Cette dernière peut être due à plusieurs causes: pénurie de fluide sous forme liquide perturbant le cycle condensation-évaporation interne, retour brutal de la vapeur vers la partie condenseur refoulant le liquide... Elle reflète des perturbations internes, brèves mais importantes, associées au réamorçage. Toutefois, ce phénomène est rapidement suivi d'un retour à une évolution normale des températures (refroidissement vers les températures initiales de fonctionnement).

• Réamorçage sous plusieurs g

Les tests de réamorçage forcés sous plusieurs g sont en cours de réalisation. Il sera intéressant de voir dans quelle mesure le comportement du caloduc est modifié par application d'une accélération fortement favorable. Cependant, dans le cadre d'une application avion, les essais précédemment réalisés de réamorçage sous 1g restent les plus représentatifs de la configuration réelle la moins favorable.

3.3 Test du caloduc ISOTERIX

Le deuxième caloduc testé diffère notablement du caloduc SABCA: géométrie, caractéristiques internes, fluide de travail.

Les mêmes type de tests lui ont été appliqués. Les résultats se sont avérés qualitativement similaires: vitesse d'augmentation de la température après désamorçage cohérente avec les valeurs précédemment trouvées (compte-tenu de la modification du montage de la zone d'évaporation), saut de températures durant la phase de réamorçage...

Il présente cependant la particularité d'un saut des températures durant la montée en température accompagnant le désamorçage, phénomène qui n'a pas été mis en évidence lors des tests du caloduc SABCA et qui n'est pas encore clairement expliqué.

De plus, on remarque que la température à l'extrémité du condenseur reste très faiblement variable au cours des cycles. Ceci pourrait s'expliquer par le mode de fermeture du caloduc ISOTERIX: une zone de soudure importante peut en effet être à l'origine de la constance de la température, comme cela arrive lors de la formation d'un bouchon de liquide.

En ce qui concerne le réamorçage, ce caloduc présente une vitesse de descente en température correspondant au réamorçage comparable à celle observée sur le caloduc SABCA. Qualitativement, on peut dire qu'il descend en température quasi aussi rapidement qu'il était monté.

Une différence de la capacité de réamorçage est cependant apparue lors de tests en position horizontale immobile (0g selon l'axe). Dans le cas du caloduc SABCA, après la surchauffe due au désamorçage, le réamorçage intervient toujours dès diminution de la puissance injectée en deçà de la puissance maximale acceptable à la température de fonctionnement considérée. En ce qui concerne le caloduc ISOTERIX, après une surchauffe d'une dizaine de degrés et si l'on demeure à des puissances proches de la puissance maximale, le remouillage de la zone évaporateur par capillarité seule ne se produit pas toujours. Les températures de la zone évaporateur diminuent par conduction le long de l'enveloppe du caloduc mais l'assèchement persiste. On peut supposer que les pertes de charges à vaincre étant plus importantes dans le milieu poreux que dans le cas du caloduc rainuré SABCA, elles entravent le remouillage de la zone d'évaporation. Or, compte tenu de la surchauffe de cette zone et de la vaporisation rapide qui s'en suit, ce remouillage devrait se dérouler à un débit important pour permettre le réamorçage. Les forces générées par capillarité n'étant pas en mesure de vaincre les pertes de charge associées à ce débit, le réamorçage ne peut avoir lieu.

Cette différence de comportement entre les caloducs, mise en évidence par l'absence d'accélération axiale favorable, n'apparaît pas dans les essais de réamorçage sous 1g.

4. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Les tests menés à l'ENSMA ne sont pas totalement achevés. D'une part, les essais de réamorçage forcé n'ont pas été effectués. D'autre part, le deuxième caloduc, de marque ISOTERIX, n'a pas encore subi l'intégralité des tests prévus. Enfin, certains phénomènes mériteraient d'être étudiés plus finement: sauts de températures au désamorçage et au réamorçage...

Toutefois, on peut remarquer que, considérant le montage d'évaporateur utilisé, la température du caloduc bloqué par une accélération défavorable de 9g n'a augmenté que de quelques degrés (de l'ordre de 5°C) au bout de 15 s. La surchauffe totale observée est cependant dépendante des caractéristiques de la source chaude utilisée et l'on ne peut tirer de conclusion quantitative générale. Dans le cadre d'une application avion, cela impose de prévoir ces variations de températures quant au point de fonctionnement choisi afin d'éviter un débordement important hors du domaine de fonctionnement. Mais, ce paramètre - qui nécessite d'évaluer l'inertie du système- étant pris en compte et compte-tenu de la rapidité de réamorçage sous 1 g favorable, l'emploi d'un caloduc sur avion est envisageable.

Une contrainte non négligeable réside cependant dans l'orientation particulière du caloduc - la position thermosiphon étant la plus favorable compte-tenu des accélérations rencontrées- à prendre en compte lors de l'aménagement.

Ce dernier point rend alors intéressante la perspective de remplacer le caloduc par une boucle thermocapillaire (BTC), que ses composants en tubulures souples permettent d'intégrer plus facilement à un environnement avion donné.

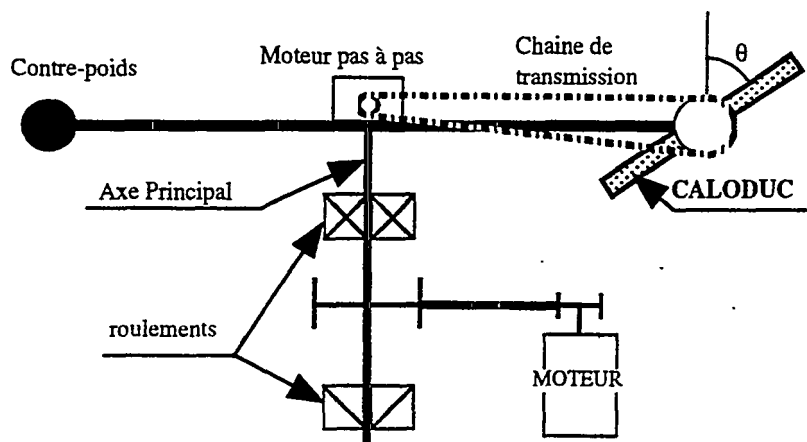


Fig. 1 : schéma de principe du montage (vue de cotè)

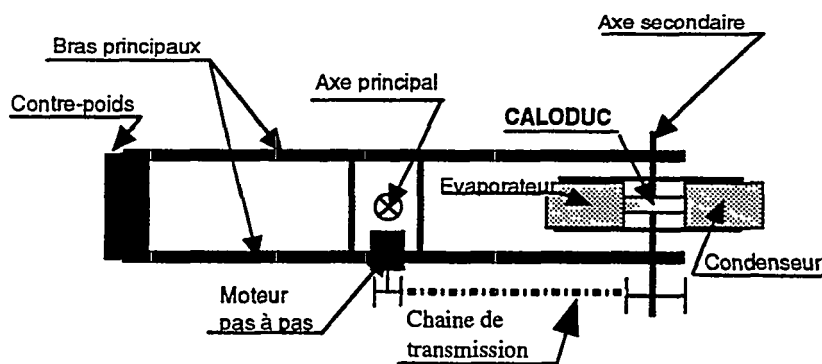


Fig. 2 : schéma de principe du montage (vue de dessus)

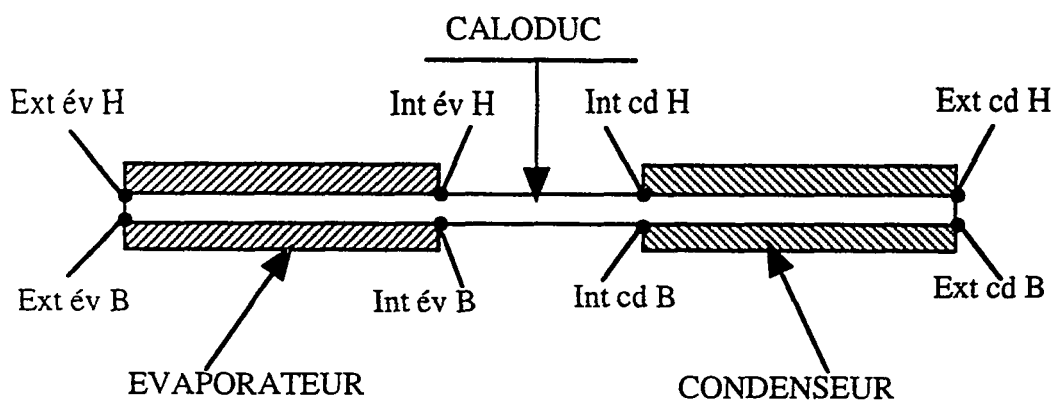


Fig. 3 : positionnement des mesures de températures
(Thermocouples types K)

CALODUC SABCA

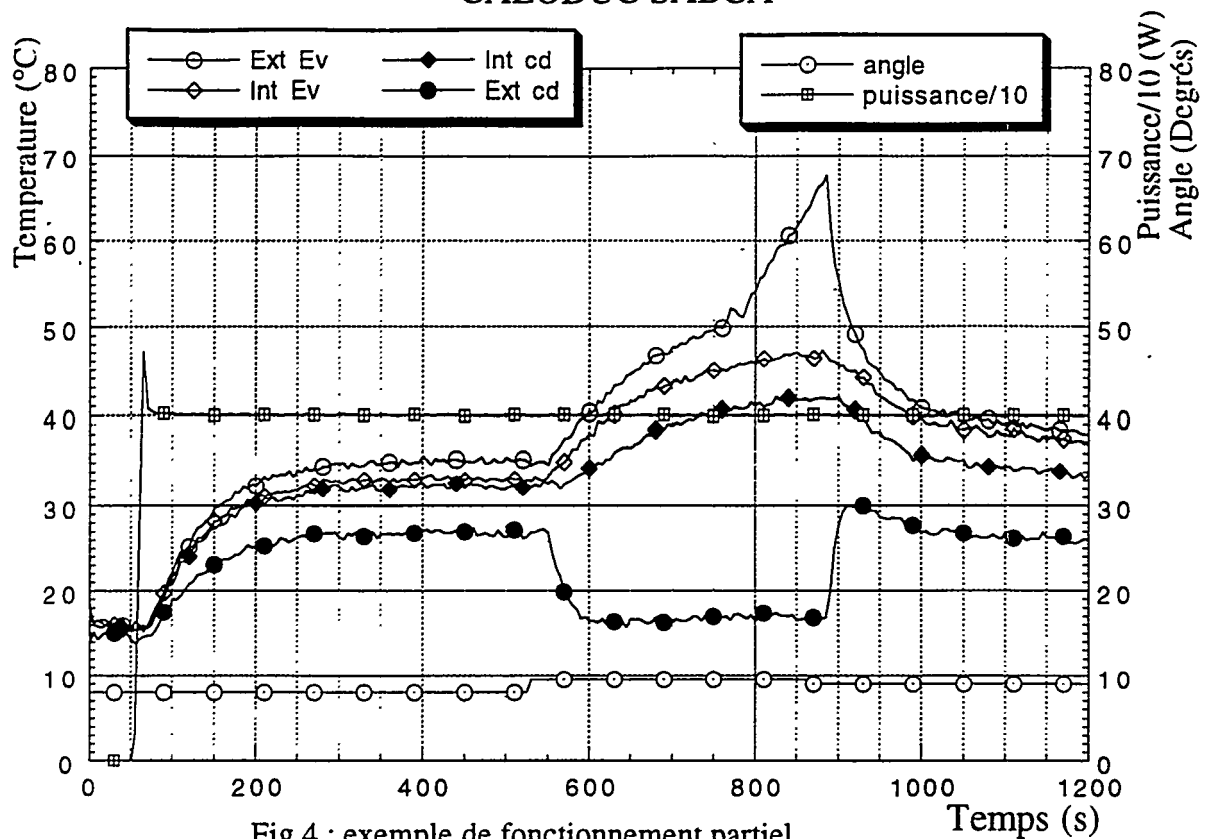


Fig 4 : exemple de fonctionnement partiel
(accélération moyenne horizontale de 6g)

CALODUC SABCA

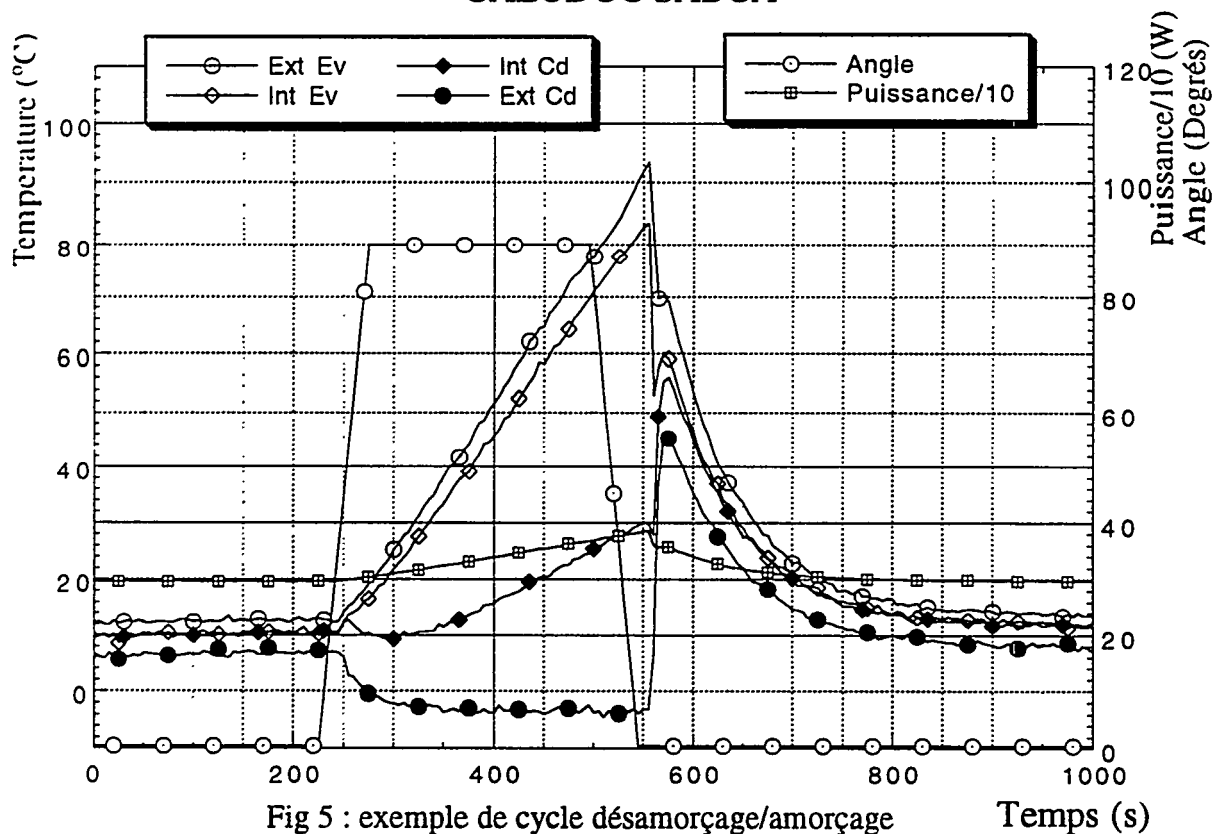


Fig 5 : exemple de cycle désamorçage/amorçage
(accélération moyenne horizontale de 6g)

CALODUC SABCA

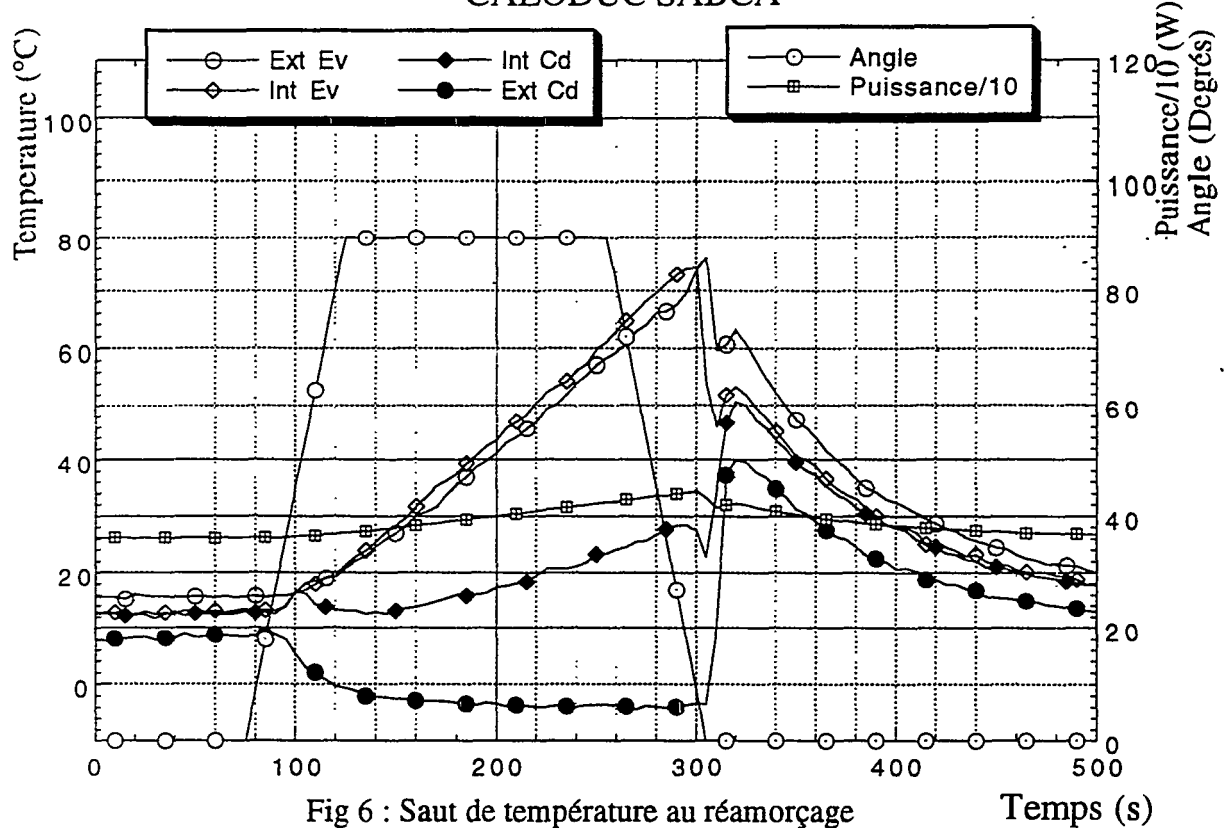


Fig 6 : Saut de température au réamorçage
(accélération moyenne horizontale de 3g)

CALODUC ISOTERIX

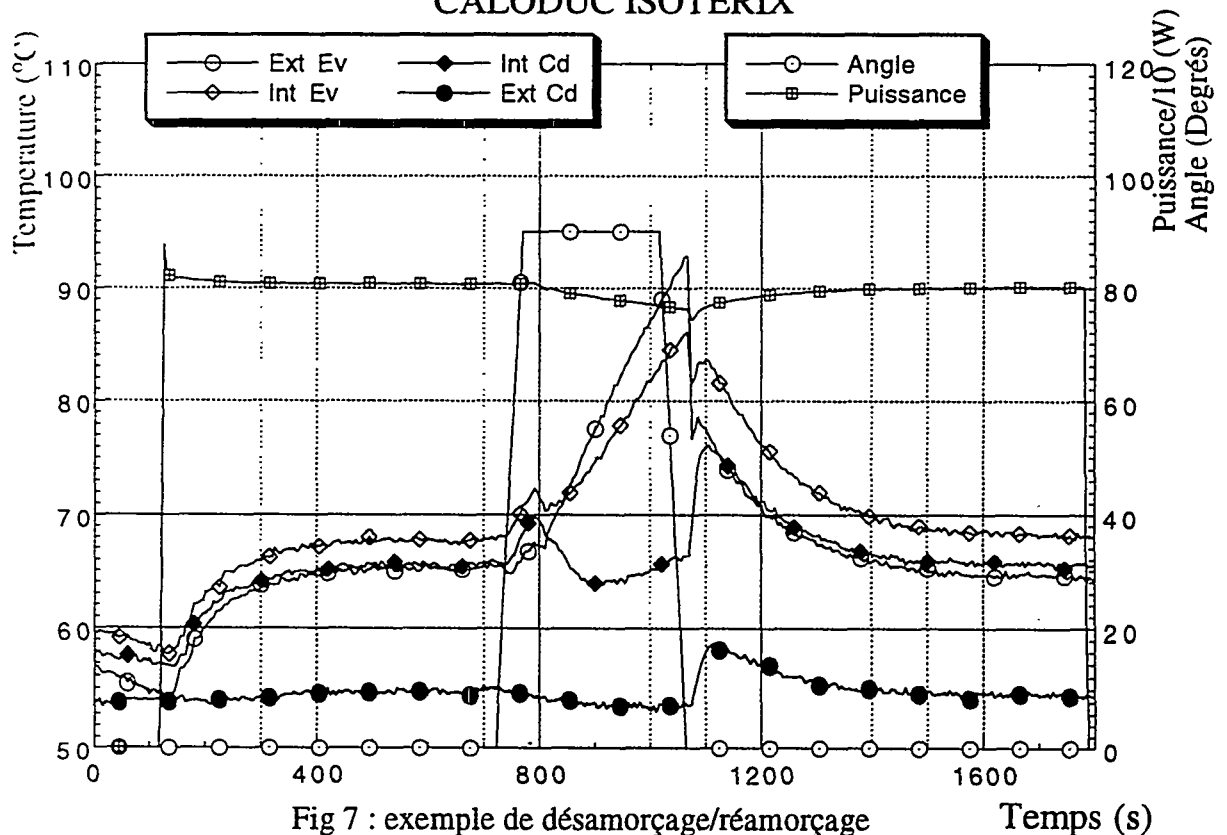


Fig 7 : exemple de désamorçage/réamorçage
(accélération moyenne horizontale de 3g)

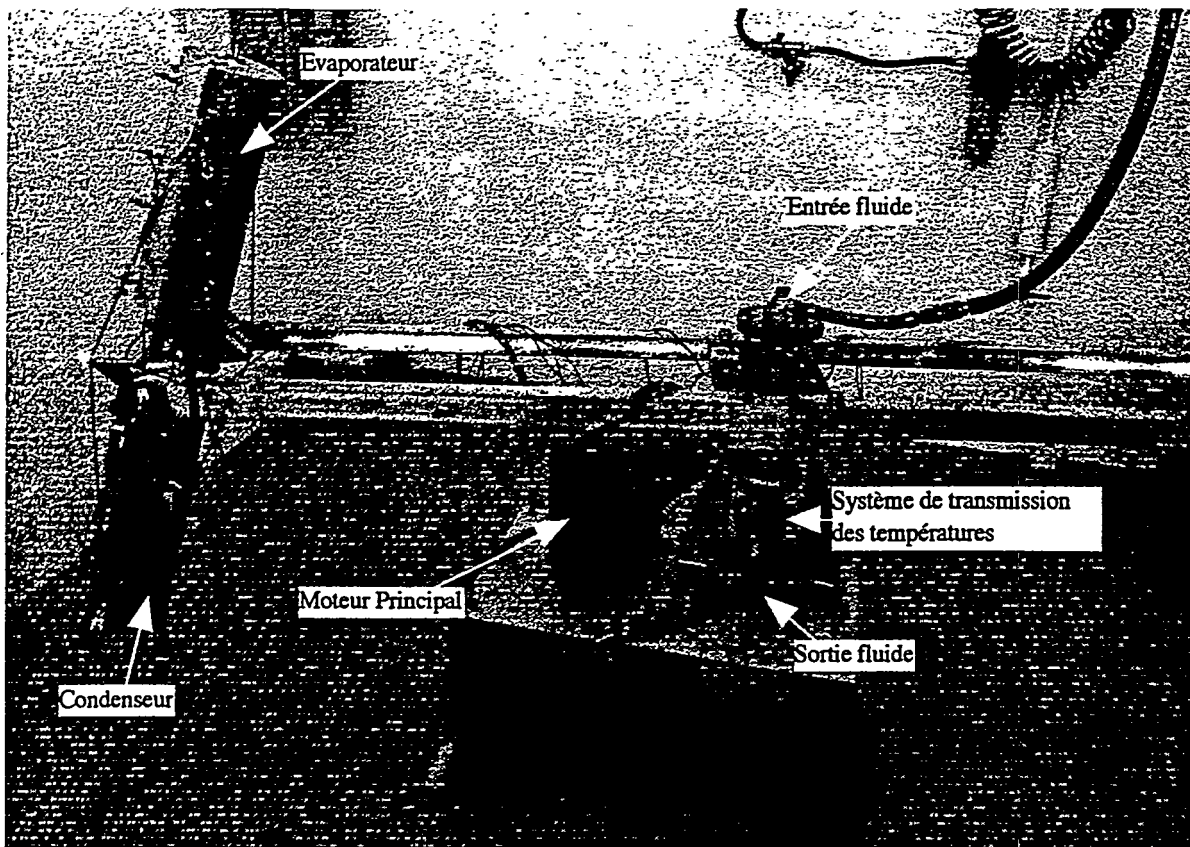


Photo 1 : Vue générale du montage

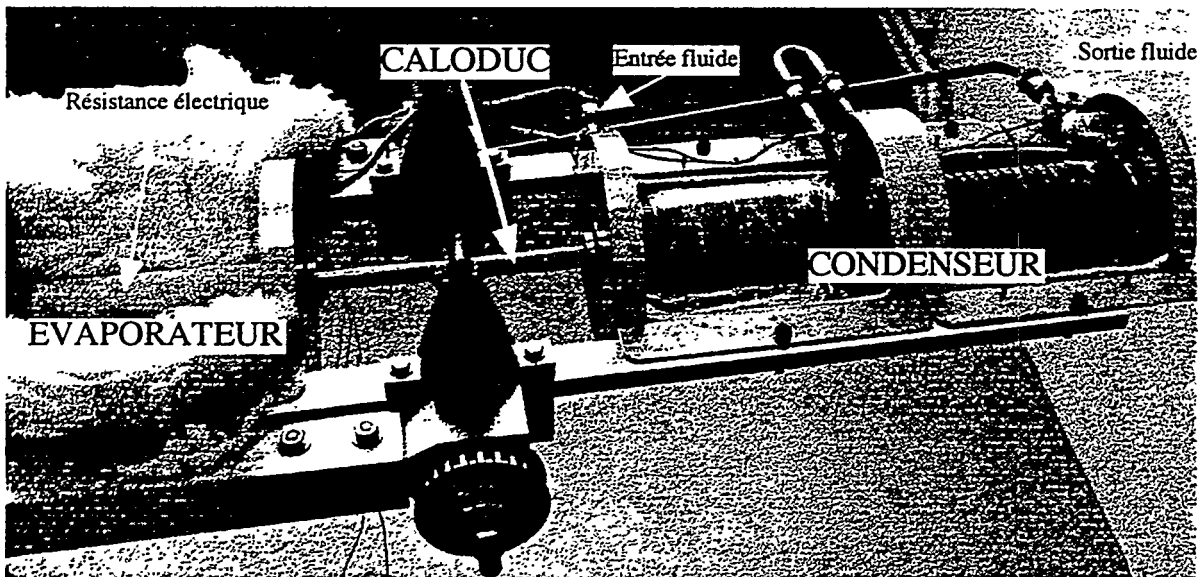


Photo 2 : Vue de l'évaporateur et du condenseur

SPACE QUALIFICATION OF HIGH CAPACITY GROOVED HEAT PIPES

M. Dubois, B. Mullender, J. Druart
SABCA-Belgium

W. Supper, A. Beddows
ESTEC-The Netherlands

ABSTRACT

Based on the thermal requirements of the future telecommunication satellites, the development of a High Capacity Grooved Heat Pipe (HPG), was contracted by ESA to SABCA leading to an aluminium extruded heat pipe (outer diameter of 25 mm) based on a multi re-entrant grooves design.

After an intensive acceptance test campaign whose results showed a good confidence in the design and the fulfilment of the required specifications of heat transport and on tilt capability (experimental maximum heat transport capability of 1500 Watt-metres for a vapour temperature of 20°C), similar heat pipes have been developed with various outer diameters (11 mm, 15 mm and 20 mm) and with various shapes (circular outer shapes, integrated saddles).

Several of these heat pipes were tested during two parabolic flight campaigns, by varying the heat loads during the micro-gravity periods.

This HGP heat pipe family is now being submitted to a space qualification program according to ESA standards (ESA PSS-49), both in straight and bent configuration. Within this qualification, the heat pipes are submitted to an extended test campaign including environmental (random/sinus vibration, constant acceleration) and thermal tests (thermal performance, thermal cycles, thermal soak, ageing).

INTRODUCTION

The objective of the "High Capacity Grooved Heat Pipes" programme was to develop a grooved heat pipe with improved performances for the next generation of spacecrafts or satellites (see ref [2]).

Grooved heat pipes have the following advantages with respect to other types of heat pipes :

- High reliability
- Low sensitivity to gas blockage
- Ease of manufacture
- Extensive experience in space applications

The programme was aimed to fulfil the following requirements :

- Improved heat transport performances by 100 % with respect to actual grooved heat pipe performances (300 Wm based on a vapour core diameter of 13 to 15 mm - for horizontal heat pipe with ammonia used as working fluid at a vapour temperature of 20°C)
- Tilt capabilities improvement
- The design had to allow to build heat pipes with different lengths
- When bent, the heat pipe must not show significant performance degradation
- The heat pipe must be able to handle non-uniform heat inputs over its circumference
- Dedicated heating and cooling zones had to be avoided

The dimensions of the heat pipe were required to be up to 2 metres length with an outside diameter of 15 to 25 mm. Ammonia combined with aluminium or stainless steel was proposed to be used. In order to allow a potential space qualification, ESA PSS-49 ("Heat Pipes Qualification Requirements" - ref [1]) was used as reference document.

DESIGN AND MANUFACTURING

After the requirements analysis, a thorough review of the actual state-of-the-art in the heat pipe field has been performed (see ref. [5] to [15]). Following topics have been investigated :

- Grooved heat pipes (open, graded, trapezoidal, re-entrant, screen-covered, mono)
- Artery heat pipes (internal, external (tapered), double-wall)
- Improved concepts (inverted meniscus, menisci-coalescence)

The trade-off study has led to the selection of the so-called HGP concept :

This heat pipe is based on a multi re-entrant grooves concept (from serie II) with a geometrical ratio slot width/groove radius being ≥ 1 . The composite factor (ratio of the groove liquid surface to the groove wetted perimeter) is equal to 1.08. With these characteristics, the minimum capillary pumping pressure inside the slot is smaller than the one generated by a bubble in the groove. This provides an automatic venting of non-condensable gas or vapour bubbles from the re-entrant groove.

The design of the selected concept has been numerically optimized by varying the geometrical characteristics (grooves quantity and dimensions, slot dimensions) (see figure 4). The final main geometrical characteristics are summarized in table 1 (see also ref. [3], [4] and [15]).

Table 1 : HGP Heat Pipe Characteristics

Characteristics	HGP
- Denomination	AG250-1
- Outer diameter (mm)	25.0
- Vapour core (mm)	15.0
- Re-entrant grooves	
Groove quantity	22
Groove diameter (mm)	2.0
- Mass (g/m)	645
- Composite factor	1.08

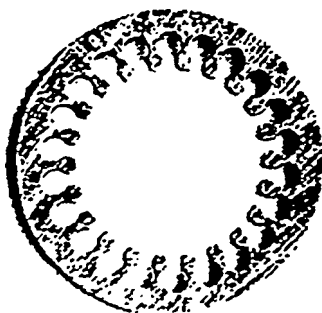


Figure 4 : Heat Pipe HGP (AG250-1)

HGP heat pipes are made out off Aluminium serie 6063 from extruded profiles.

ACCEPTANCE TEST RESULTS

PHYSICAL TEST RESULTS - Chemical helium leak detection performed on all HGP heat pipes has shown a leak rate lower than the required 3.10^{-8} standard cm^3/s .

Proof pressure test, performed by increasing the temperature up to the required 130°C , has shown no failure and deformation.

Hot burst has been experimentally performed at 230 bar with respect to the 166 bar required.

A specific procedure, using a freezing medium, has been established in order to perform the bending of the heat pipes without any deformation of the internal geometry.

PERFORMANCE TEST RESULTS - The optimum filling charge for the HGP heat pipe has been experimentally determined to be 201.5 cm^3 of ammonia at 20°C . Figure 5 presents the maximum heat transport capacity at this optimum filling charge for different HGP heat pipes in horizontal position. The results obtained do not differ significantly, even with a bent heat pipe. A maximum heat transport capacity of 1470 Wm (980 W) has been found for the optimum filling charge at a vapour temperature of 20°C , well above the required 600 Wm.

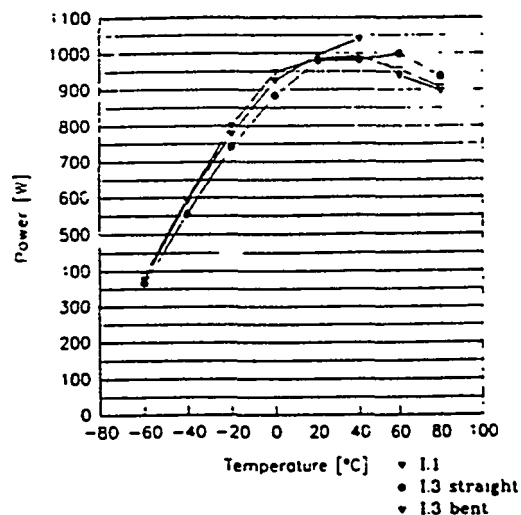


Figure 5 : Maximum Heat Transport Capacity of AG250-1

The maximum heat transport capability as a function of the tilt height is recorded in figure 6. No significant difference in tilt test has been detected between the heat pipes, either in a straight or in a

bent configuration. A maximum tilt capability of 18 mm has been found for a vapour temperature of 20°C. This value, compared to the theoretical static height of the heat pipe (7 mm), can be explained by the presence of a puddle in the heat pipe induced by the depriming of the upper grooves.

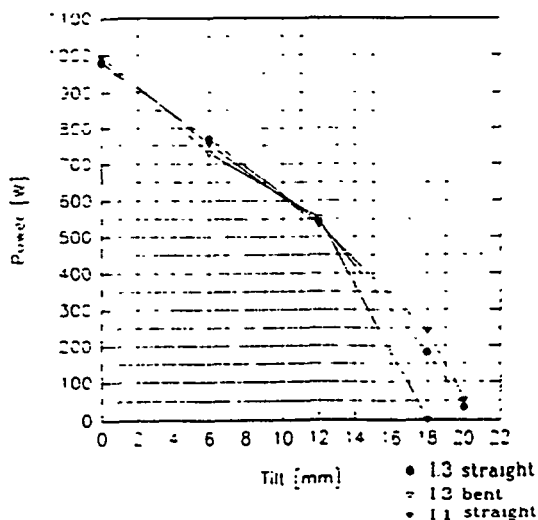


Figure 6 : Maximum Tilt Capability of AG250-1

Other thermal performances tests show a very good and reliable behaviour of the HGP heat pipe :

- Start-up capability test (performed at various temperatures with a heat load of 80 % of the maximum heat transport capacity).
- Non-condensable gas sensitivity (by inserting 5 cm³ of nitrogen into the heat pipe).
- Priming test.
- Reduced ageing test during a two-months period. (Compatibility between the aluminium and the ammonia used as well as adequacy of the different procedures applied during manufacturing and assembly (cleaning, welding, filling ...)).
- Non-uniform heat input tests. Three non-uniform heat input configurations have been tested (heat applied uniformly on the evaporator; on the top of the evaporator; on the bottom of the evaporator). The test demonstrates that the maximum heat transport capacity remains similar for the three heat input configurations and that the maximum heat flux density can not be reached.

The mean heat transfer coefficient of the evaporator (condenser) has been found to be equal to 4900 W/m²K (6300 W/m²K) from 0 to 85 % of the maximum heat transport capacity at 20°C, based on

the vapour diameter.

COMPUTER MODEL RESULTS - The heat pipe computer model used is based on hydrodynamic steady-state assumptions, the heat transfer process being simulated by simplified correlations. It is able to compute the heat transport performances for a grooved heat pipe (maximum heat transport capacity) at different working conditions (tilt, temperature, fluid charge). Different fluids can be simulated in micro-gravity and in 1-g conditions.

The governing equation of the model assumes a pressure balance between the capillary pressure and the pressure drops occurring in the heat pipe.

The computer model, which has been enhanced, is now based on a triple iteration/loop approach (on the heat transport capacity of the grooves, - each groove being treated independently - on the heat transport capacity of the heat pipe and finally on the filling charge).

The comparison between numerical and experimental values for the 1-g heat transport capacity shows good agreement (figure 7). Indeed, both curves have exactly the same profile, which is typical in presence of puddle.

The figure shows also the micro-gravity curve where the maximum heat transport capacity has the classical parabolic profile with its maximum heat transport capacity at a vapour temperature of 20°C. It can also be observed that the predicted micro-gravity heat transport capacities are above the required performances (600 Watt-metres at a vapour temperature of 20°C equivalent to 400 Watts).

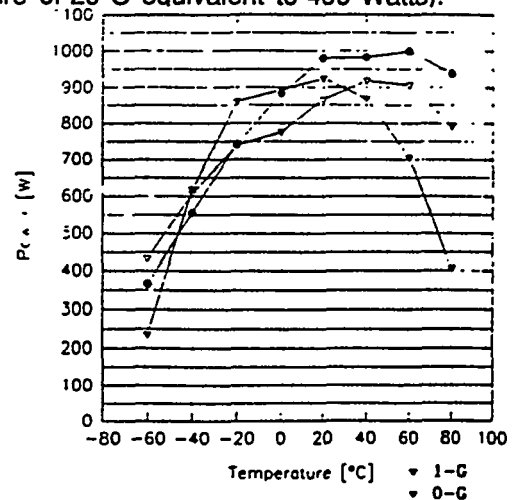


Figure 7 : Numerical Maximum Heat Transport Capacity of AG250-1

DOWN-SCALED VERSION HEAT PIPES

DOWN-SCALED DESIGN - Due to the rather large outer diameter of the AG250-1 design (25 mm),

it has been decided to develop down-scaled versions of this design which would enlarge the field of applications for this type of heat pipe and would permit to determine the size-effect on the overall performances.

The down-scaled versions keep the same inner geometry as the AG250-1 but have reduced outer diameter (20 mm, 15 mm and 11 mm). Some versions have been built with flanges. The same manufacturing and assembly processes as for the AG250-1 are used.

These heat pipes are characterized in table 2 and are shown in figures 8 to 10.



Figure 8 : Heat Pipe AG110-2

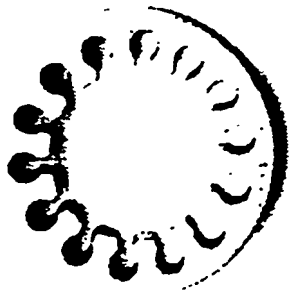


Figure 9 : Heat Pipe AG150-1



Figure 10 : Heat Pipes AG200-1 and AG200-2

Table 2 : Downscaled HGP Heat Pipe Characteristics

Characteristics	AG110 -2	AG150 -1	AG200 -1	AG200 -2
Outer diameter (mm)	11	15	20	20
Vapour core	5.6	8.8	12.4	12.4
Re-entrant grooves				
Quantity	10	14	18	18
Diameter (mm)	1.5	1.6	2	2
Saddles length (mm)	30	-	-	35
Mass (g/m)	410	240	375	535
Composite factor	1.08	1.08	1.09	1.09

DOWNSCALED HGP TEST RESULTS - Compared to the AG250-1 test campaign, the downscaled HGP heat pipes have been submitted to a reduced test programme including mainly the maximum heat transport capacity and the maximum tilt capability for various temperatures. Main results are summarized in table 3 and are presented in figures 11 to 17.

Table 3 : Downscaled HGP Test Results

	AG110 -2 *	AG150 -1	AG200 -1	AG200 -2 *
Length (mm)	1500	2000	2000	2000
Filling charge (g/m)	11	30	42	42
Q_{max} at 20°C (W/m)	190	400	850	1000
Tilt at 50 % Q_{max} at 20°C (mm)	6.0	7.5	10.4	12.0
Evaporator film coefficient at 20°C (kW/m ² K)	4.4	6.3	5.0	4.9
Condenser film coefficient at 20°C (kW/m ² K)	6.0	6.9	7.5	4.5

* saddles horizontal

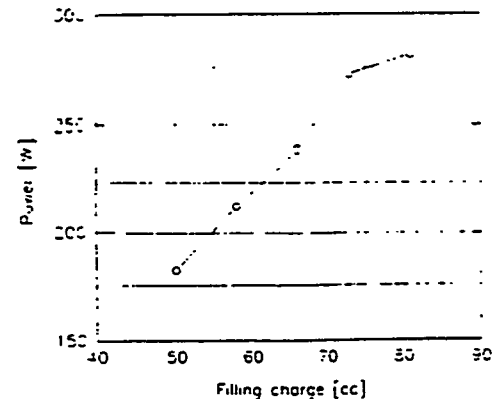


Figure 11 : AG150-1 Heat Pipe Filling Charge

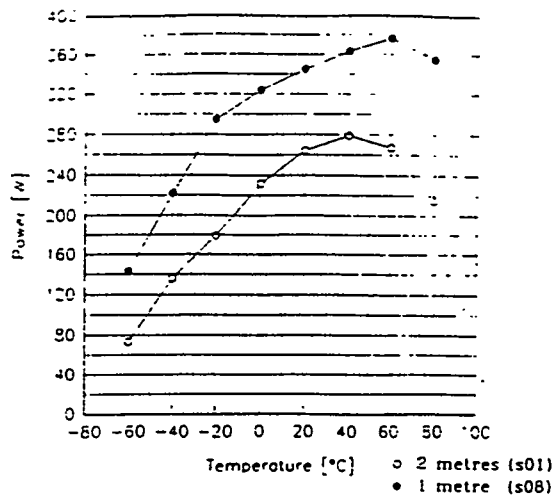


Figure 12 : AG150-1 Maximum Heat Transport Capacity

Figure 11 presents the filling charge for the AG150-1 performed at 20°C. The optimal filling charge has been found at 73 cm³, being equal to the computed theoretical one.

Figure 12 shows the comparison between the maximum heat transport capability for different heat pipe lengths. One can see that the maximum tilt capability is not influenced by the working vapour temperature.

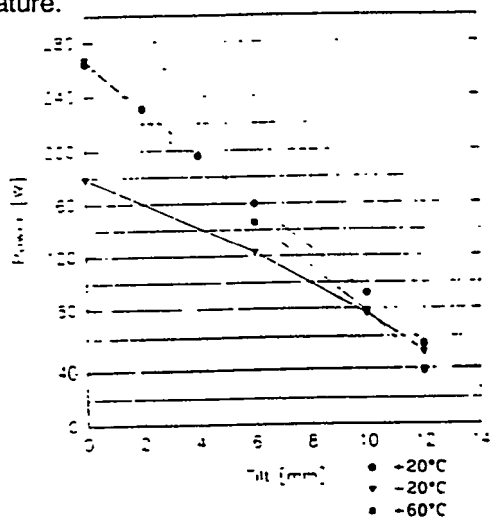


Figure 13 : AG150-1 Maximum Tilt Capability

Figure 14 gives, at various vapour temperatures, the experimental evaporator and condenser film coefficient, which, at low temperatures, is one of the critical heat exchange parameter.

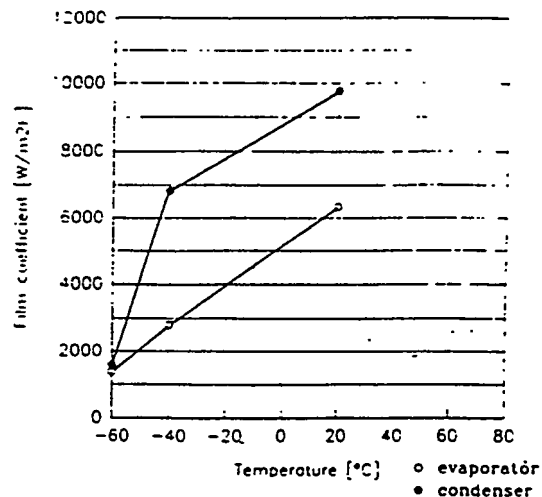


Figure 14 : AG150-1 Film Coefficient

Figures 15 and 16 present for the AG110-2 (saddles horizontal) the performance curves for different heat input configurations (heat in from both sides; heat in from top side, heat out from the bottom side). The low and quite constant condenser film coefficient (2.4 kW/m²K) for a bottom cooling configuration clearly indicates the negative impact of the liquid film thermal resistance in the condenser.

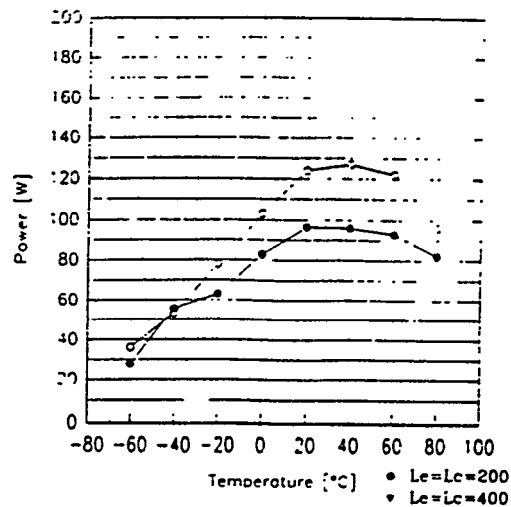


Figure 15 : AG110-2 Maximum Heat Transport Capacity

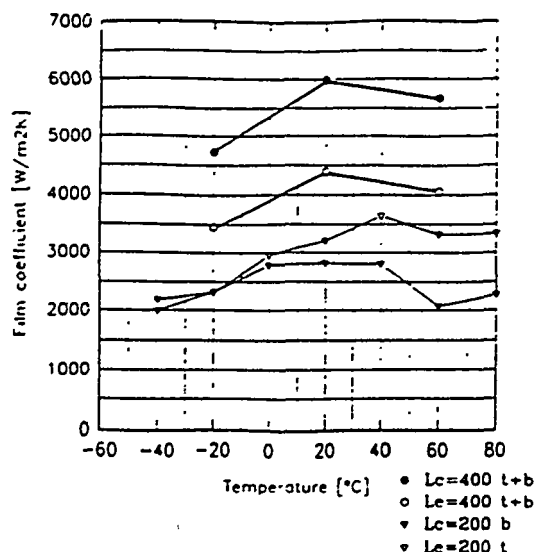


Figure 16 : AG110-2 Film Coefficient

Table 4: AG200 Film Coefficient

Film Coefficient at 20°C (W/m²K)	AG200-1 (no saddles)	AG200-2 (saddles horizontally)	AG200-2 (saddles vertically)
Evaporator	5000	4950	5000
Condenser	7550	4500	8200

Table 4 and figure 17 present the influence of the saddles positioning on the heat pipe performances (for the AG200). One can see that the condenser film coefficient is drastically reduced when the saddles are placed horizontally (-H-), showing the impact of the liquid layer. For the saddles placed vertically (-V-), the results are a bit better than the results of the AG200-1 (no saddles), as the liquid puddle is not located in front of the two heat exchange areas.

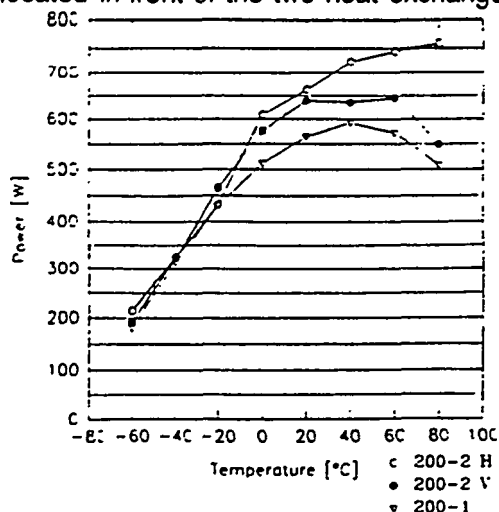


Figure 17 : AG220 Maximum Heat Transport Capacity

PARABOLIC FLIGHTS

Before going into a space qualification programme on the HGP heat pipes, it has been considered useful to collect experimental data with the HGP heat pipes in micro-gravity environment, in which they will normally operate (see ref. [16]). Therefore, HGP heat pipes (25 mm, 20 mm and 15 mm) have been tested in an one metre long configuration during a parabolic flight (for a 400 mm length of the condenser and of the evaporator).

For safety reasons, cooling of the heat pipes was performed by means of a water heat exchanger working in a closed loop. Heating has been performed with classical electrical foils directly fixed on the heat pipes.

Data acquisition has been performed through an on-board computer which allows to visualize directly during the micro-gravity periods the temperature distribution along the heat pipes.

Thermocouples have been implemented all along the heat pipe according to figure 18. These temperatures sensors are directly bonded to the heat pipe wall.

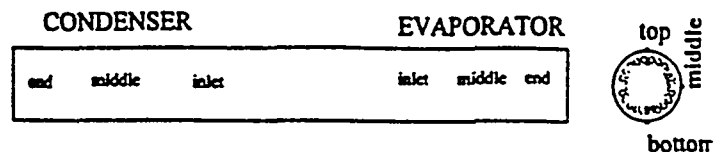


Figure 18 : Position of the Temperature Sensors on the Heat Pipe Section

Different heat load steps have been applied and stabilized during approximately three successive parabolas.

The temperature evolution in the evaporator and condenser zones of the AG250-1 during the parabola are given in figures 19 to 23.

For a heat load of 750 Watts (vapour temperature of 20°C), the following conclusions can be deduced from figures 19 and 20.

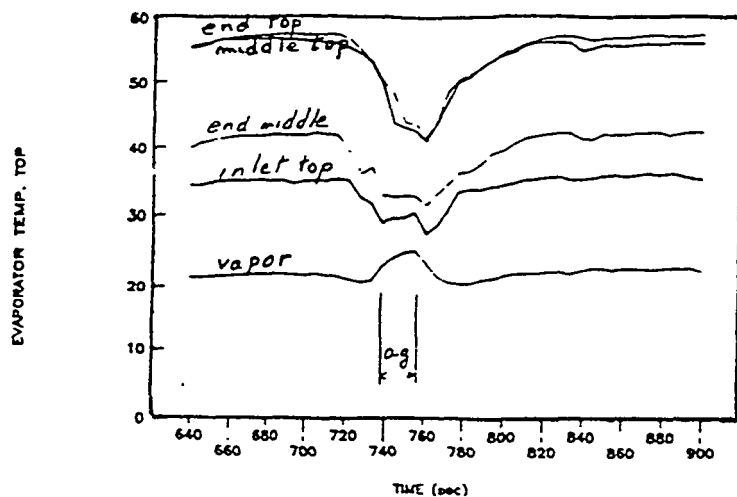


Figure 19 : AG250-1 Evaporator Temperatures "Top" for 750 Watts Heat Load

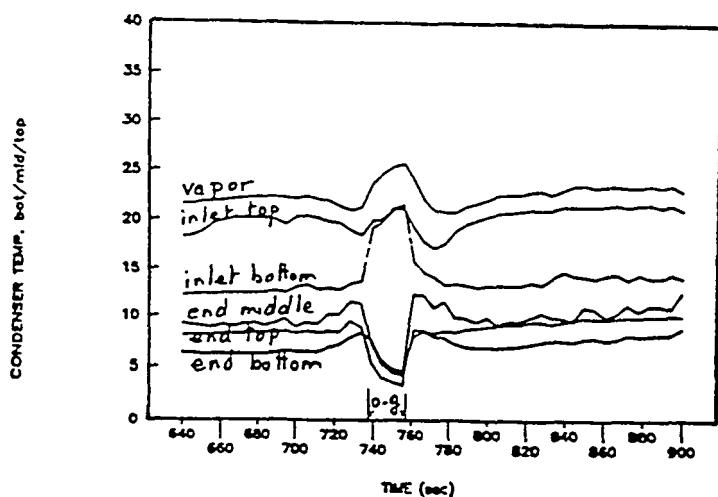


Figure 20 : AG250-1 Condenser Temperatures for 750 Watts Heat Load

Figure 19 shows the temperature evolution measured on the top of the heat pipe evaporator zone. Clearly, the heat transfer efficiency increases more than a factor 2 during the 0-g mode. This is explained by the operation of the top grooves (inactive in 1-g mode) during this period due to a redistribution of the fluid inside the heat pipe.

This behaviour gives a good confidence in the heat pipe 0-g operation for a 750 Watts heat load.

At the "inlet bottom" of the condenser (see figure 18), the heat transfer efficiency increases to the level of the "inlet top" of the condenser. This means that, under 0-g, the inlet of the condenser is much more efficient than under 1-g.

However, the vapour temperature of the heat pipe increases during the first 10 seconds of microgravity. This vapour increase is explained by a decrease of the efficiency at the condenser : the end of the condenser is progressively liquid flooded during the

0-g, as shown by the decrease of the temperature at the condenser end.

According to these results the maximum heat load which can be carried by the AG250-1 (ϕ 25 mm) under 0-g can be settled to 750 Watts.

The same behaviour was recorded for the other HGP heat pipes :

The maximum 0-g heat transport capability of the AG200-2 (ϕ 20 mm with flanges) has been found at 400 Watts, while the maximum estimated 0-g performance of the AG150-1 (ϕ 15 mm) was determined at 220 Watts.

For longer heat pipes (more than 1 metre length), the 20 seconds of 0-g are not enough to assess correctly the maximum heat transport capability. The fluid in large diameter heat pipes has to be redistributed inside the heat pipe which takes more than 20 seconds.

For small heat pipes, these parabolic tests have shown that the heat pipe reacts quasi instantaneously to the gravity field changes. The evolution of temperatures during the parabola is a good indication on the tendency of the heat pipe in 0-g. For each HGP heat pipes, the 0-g period shows a much better heat transfer coefficient in the evaporator zone and in the condenser beginning zone. This gives a good confidence of the fluid redistribution in the heat pipe by capillary action.

SPACE QUALIFICATION PROGRAMME

Following these parabolic flight campaigns, a qualification programme has been initiated under an ESTEC contract. This programme aims to perform the space qualification under ESA standard PSS-49 of the HGP heat pipe family.

As the HGP heat pipe family presents some identical characteristics/feature, it has been decided to follow two different approaches within this space qualification :

- A full qualification test programme to which one type of the HGP heat pipes will be submitted.
- A qualification "by similarity" test programme to which the other types of HGP heat pipes will be submitted (this test programme being reduced with respect to the full test programme).

Figures 22 and 23 present the test sequences linked to these two approaches, while table 5 presents the type and the quantity of the different heat pipes used in the qualification programme.

Table 5 : HGP Qualification Heat Pipes

Qualification	Identification	Outer ϕ	Quantity
Full	AG150-1 straight	15 (mm)	10
By similarity	AG110-2 straight	11 (mm)	3
	AG150-1 bent	15 (mm)	3
	AG200-1 straight	10 (mm)	3
	AG250-1 straight	25 (mm)	3

The heat pipes which will be submitted to the test sequences have an overall length of 1500 mm with a condenser and an evaporator zone of 400 mm. The angle of the bent heat pipes is 90°.

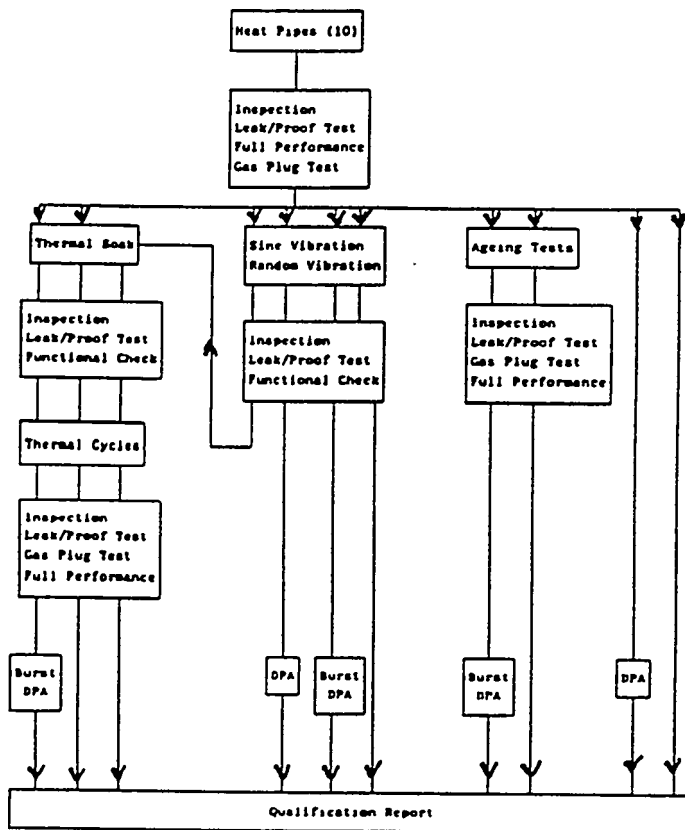


Figure 22 : Full Qualification Test Sequence

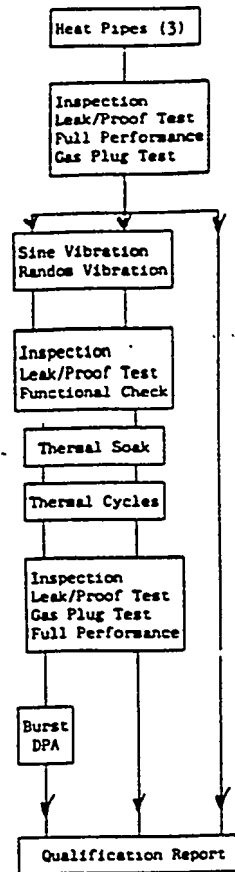


Figure 23 : By Similarity Qualification Test Sequence

From figures 23 and 24, four main kinds of tests can be distinguished :

- Performance tests
- Mechanical tests (sinus and random vibration)
- Thermal tests (thermal soak / thermal cycles)
- Ageing tests

* The full performance tests aim to check the general performance characteristics of the heat pipes, namely :

- the maximum heat transport capacity (versus temperature)
- the maximum tilt capability versus temperature
- the temperature distribution along the heat pipe
- the start-up capability (versus temperature)
- the priming capability (horizontal and tilted)

The functional checks aim to verify also the performances of the heat pipe, but by a reduced number of tests, namely :

- the maximum heat transport capacity
- the maximum tilt capability
- the temperature distribution along the heat pipe

Together with classical control tests (inspection, leak, proof and gas plug), those full performance tests

and/or the functional checks are performed at beginning of the qualification test campaign and after each important test step (mechanical, thermal, ...). These test steps are also completed by a hot burst test and a Destructive Physical Analysis.

The gas plug test, performed on a heat pipe in reflux mode at a vapour temperature of -50°C, will determine the amount (if any) of non condensible gas generated.

* The mechanical tests will check the inner structural strength of the heat pipe when submitted to a random/sinus spectrum along the three orthogonal axis as per table 6.

Table 6 : Sinus/Random Test Conditions

Vibration	Frequency Range (Hz)	Level	Sweep Rate
Sinus	5 - 27.3 27.3 - 100	± 10mm 25 g	2 oct/min
Random	20 - 80 80 - 600 600 - 2000	+6 dB/oct 1 g ² /Hz flat -6 dB/oct	2 min

It has to be pointed out that the random spectrum leads to a 31 grms level.

In parallel to these sinus/random tests, short samples of each heat pipe type (300 mm) will be submitted to a constant acceleration test (35 g during 2 minutes along the three orthogonal axis)

* The thermal tests consist in the following :

- thermal soak (5 cycles of 2 hours at 120°C/2 hours transient/2 hours at -70°C)
- thermal cycles (1000 cycles hot temperature (+80°C)/cold temperature (-50°C) 30 minutes for each temperature, 2 minutes transition time).

After these tests, the inspection, leak tightness, proof test, performance tests and gas plug test will be performed to verify that no degradation in performance, tightness or gas generation has occurred.

* During the ageing tests, two heat pipes will be subjected for a period of 8000 hours to a reduced heat load (50 % Q_{max}) at a vapour temperature of +80°C. These tests shall assess the lifetime of these heat pipes and the long-term compatibility between the working fluid and the wall material.

CONCLUSION

Within an ESA programme, the development of a "High Capacity Grooved Heat Pipe", based on a re-entrant groove design concept, has been performed successfully.

Several HGP heat pipes have been manufactured and submitted to an extensive acceptance test programme. Besides the experimental determination of the maximum heat transport capacity and maximum tilt capability, the start-up and priming behaviour, the insensitivity against bending, the capability to accept non-uniform heat input have been successfully shown.

For a required 600 Watt-metres, the HGP heat pipe (AG250-1) shows a maximum heat transport capacity of 1500 Watt-metres at a vapour temperature of 20°C (horizontally) and a maximum tilt capability has been measured at 18 mm (at 20°C).

Down-scaled HGP versions (outer diameter between 11 and 20 mm) have been developed to enlarge the range of potential applications.

Three HGP versions have been tested during parabolic flight campaigns which give useful results on the operating behaviour of the heat pipes in micro-gravity conditions.

The on-going step in this technology programme is the full space qualification of the HGP heat pipe design according to the ESA standards.

The manufacturing and assembly steps have been successfully achieved with the qualification of the processes. The qualification tests are currently on-going and are aimed to be finished in 1996.

REFERENCES

1. *Heat Pipes Qualification Requirements* - ESA PSS-49, Issue 2, March 1983
2. M. Dubois, S. Van Oost, G. Bekaert - *High Capacity Grooved Heat Pipe - Final Report* - ESA CR(P) 3572, 1992
3. M. Dubois, S. Van Oost, B. Mullender - *High Capacity Grooved Heat Pipe - 4th European Symposium on Space Environmental and Control System*, pp 575-581, 1991
4. M. Dubois, S. Van Oost, B. Mullender - *High Capacity Grooved Heat Pipe - 23rd International Conference on Environmental Systems*, SAE paper 93 2303, 1993
5. P.D. Dunn, D.A. Reay - *Heat Pipes* - 3rd ed., 1982

6. F. Dobran - *Heat Pipe Research and Development in the Americas* - 6th International Heat Pipe Conference, Vol. I, pp 41-64, 1987
7. E. Saaski - *Investigation of an Inverted Meniscus Heat Pipe Wick Concept* - NASA CR-137724, 1975
8. O. Brost, M. Gröll, W.D. Münzel - *Technical Applications of Heat Pipes* - 3rd International Heat Pipe Conference, 1978
9. P.J. Brennan, E.J. Krolczek, H. Jen, R. Mc Intosh - *Axially Grooved Heat Pipes* - 12th Thermophysics Conference, AIAA

Journée d'Etudes **SFT - GUT**

3 MAI 1996

SUR

CALODUCS ET BOUCLES DIPHASIQUES A POMPAGE CAPILLAIRE

**PROCEDURE DE DEMARRAGE D'UN THERMOSIPHON DIPHASIQUE
A EAU A PARTIR DE L'ETAT GELE**

V. SARTRE* - F. DAVRIEUX** - M. LALLEMAND*

* CETHIL, UPRES A 5008, INSA, Villeurbanne - France

** GEC-ALSTHOM, Villeurbanne - France

RESUME

Le refroidissement des composants électroniques de puissance, dans le domaine ferroviaire, a conduit au développement de systèmes à caloducs. Ces systèmes doivent permettre, dans diverses conditions de fonctionnement, de ne pas dépasser une température de 125 °C au niveau de la jonction des composants. Le but de ce travail est d'étudier le démarrage à l'état gelé d'un système à caloducs, composé de sept tubes caloducs cuivre/eau, dont les condenseurs sont reliés par des ailettes communes et refroidis par convection forcée d'air. Les essais ont été effectués à une température initiale ambiante de -33 °C, une vitesse d'air de 5 m/s et une puissance de 3 kW. Une procédure de démarrage a été mise au point, qui permet d'obtenir un état stationnaire reproductible, tout en maintenant une température de jonction inférieure à la température limite admissible. Elle consiste à introduire, au moyen d'une consigne de température, un déphasage du démarrage de la ventilation par rapport à l'application de la puissance.

NOMENCLATURE

m	masse	kg	c	consigne
ΔP	différence de pression	Pa	cond	condensation
Q	puissance thermique	W	év	évaporateur ou évaporation
R_{th}	résistance thermique	$K.W^{-1}$	ext	milieu extérieur
T	température	K	fus	fusion
V	vitesse	$m.s^{-1}$	g	glace
x, y, z	coordonnées	m	i	n° de thermocouple
			max	maximum
			sens	chaleur sensible
<i>indices</i>			subl	sublimation
air	air		v	vapeur

1. INTRODUCTION

Dans le domaine ferroviaire, les composants électroniques de puissance sont soumis à d'importantes pertes thermiques par effet Joule. Ces pertes sont situées principalement au niveau des semi-conducteurs, dont la température maximale de jonction est limitée à 125 °C. Il est essentiel de prévoir un moyen de refroidissement efficace, de façon à ne pas dépasser cette température limite dans toutes les conditions de fonctionnement et d'ambiance. Pour les refroidir, plusieurs systèmes peuvent être envisagés, mais un des dispositifs les plus efficaces est le caloduc gravitaire. Outre ses bonnes performances thermiques, ce système présente l'avantage d'être modulaire et de maintenance aisée. L'étude expérimentale proposée a pour but de tester le fonctionnement en régimes transitoire et permanent d'un caloduc gravitaire destiné au refroidissement de composants hybrides de puissance, notamment en phase de démarrage à l'état gelé.

2. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Peu d'études ont été réalisées sur le comportement au démarrage de caloducs contenant une charge d'eau, initialement à l'état gelé. En 1991, Faghri [1] a étudié le comportement d'un caloduc cuivre/eau de section circulaire, de diamètre interne 22 mm, placé horizontalement. Il comporte une structure capillaire constituée d'une toile métallique. Les longueurs de l'évaporateur, de la zone adiabatique et du condenseur sont respectivement de 21,27 cm, 45 cm et 30 cm. La source de chaleur est constituée de trois résistances électriques d'une puissance totale de 235 W. Cette étude a mis en évidence l'apparition d'une limite de fonctionnement au démarrage. Dans le cas le plus défavorable d'un essai à température ambiante de -21 °C, le fluide contenu dans l'évaporateur fond, se vaporise et migre jusqu'au condenseur. Mais, comme le fluide présent dans la section adiabatique est encore gelé, la structure capillaire n'est pas réalimentée en condensat, ce qui conduit à un assèchement de l'évaporateur plus ou moins rapide selon la procédure de refroidissement. Pour assurer un démarrage correct, la puissance doit être appliquée de manière discontinue : les résistances ne sont pas alimentées si l'un des écarts de température ΔT_v mesurés dans la vapeur est supérieur à 3°C et alimentées lorsque toutes les valeurs de ΔT_v sont inférieures à 1°C. En utilisant cette méthode, six périodes de chauffage sont nécessaires pour que le démarrage soit réussi. En stoppant temporairement la puissance, le fluide gelé présent près de la zone chauffée se liquéfie et peut remouiller l'évaporateur. Quand les températures sont homogènes, une autre période de chauffage peut être appliquée ; on obtient ainsi un démarrage quasi-isotherme.

En 1991, Jang [2] a étudié le comportement au démarrage d'un caloduc cuivre/eau rainuré, à l'état gelé. Ce caloduc, de section circulaire, a un diamètre interne de 4,66 cm et une longueur totale de 1 m. Il présente sur sa surface interne cent vingt rainures axiales. La longueur de la zone de condensation est de 28,6 cm. La source chaude est constituée de cinq résistances électriques. Les

longueurs de l'évaporateur et de la zone adiabatique peuvent varier, selon le nombre de résistances utilisées. Le condenseur est refroidi par circulation d'un mélange eau/éthylène-glycol. Les expériences ont été réalisées pour différentes conditions de démarrage, puis différentes inclinaisons. Pour les premiers essais, le caloduc est initialement horizontal, à une température ambiante d'environ 22 °C. Il est refroidi par circulation du mélange eau/éthylène-glycol au condenseur, jusqu'à solidification complète du fluide dans le caloduc. Aux premiers instants du démarrage, le transfert de chaleur a lieu par conduction à travers la paroi du caloduc et le fluide gelé. Ensuite, un front de fusion se déplace vers le condenseur. Le refroidissement n'est appliqué que lorsque ce front atteint l'extrémité du condenseur et le démarrage est alors satisfaisant. Il subsiste néanmoins, en régime permanent, un gradient de température important entre l'évaporateur et la zone adiabatique. Par contre, si on refroidit le condenseur et que l'on applique la puissance de façon simultanée, le front de fusion se propage moins rapidement et la phase de démarrage est plus lente que précédemment. Une augmentation de la puissance appliquée à l'évaporateur ne diminue pas la durée de la fusion. L'auteur étudie ensuite l'influence de l'inclinaison qui détermine la répartition du fluide à l'état gelé. La vitesse de démarrage est plus rapide si le fluide gelé est contenu en totalité dans l'évaporateur. Au démarrage, la vapeur produite à l'évaporateur vient se solidifier au condenseur. Pour une quantité suffisante de fluide à l'évaporateur, la quantité de chaleur transférée par la vapeur sera suffisante pour provoquer la fusion du solide au condenseur. Dans le cas contraire, l'évaporateur va s'assécher et les transferts ont lieu par conduction le long de la paroi. La fusion du solide au condenseur n'a lieu que lorsque la température de la paroi est supérieure à la température de fusion. Un refroidissement du condenseur par convection forcée diminue la part d'énergie transférée au solide par chaleur latente et ralentit la phase de démarrage.

En 1993, Ochterbeck et Peterson [3] ont étudié expérimentalement un caloduc cuivre/eau de section rectangulaire, pour déterminer l'influence de la présence de gaz incondensables sur son comportement au démarrage à l'état gelé. Ce caloduc, placé horizontalement et de longueur 2 m, comporte un évaporateur de 0,58 m et un condenseur de 0,74 m. Sa paroi supérieure est constituée d'une plaque transparente pour permettre la visualisation des phénomènes de solidification et de condensation. Sa structure capillaire est constituée d'une toile métallique en cuivre, sur la paroi inférieure. La puissance est fournie par des résistances électriques et le condenseur refroidi par une circulation d'éthylène-glycol. Avant chaque expérience, le caloduc est placé à la température ambiante de 25 °C, de façon à ce que la répartition initiale du fluide soit toujours la même, puis, il est porté à l'état gelé par circulation du fluide à -10 °C. Au démarrage du caloduc, le condenseur est maintenu à -10 °C et l'évaporateur est chauffé. Les auteurs observent l'apparition d'un bouchon de glace sur les parois du condenseur, qui prend la forme d'une tuyère convergente-divergente. Selon le volume des gaz incondensables, la position du bouchon et la section de passage au col varient. La fusion du bouchon de glace ne peut se faire que par conduction dans la paroi du caloduc ou élévation de la température de saturation. Durant cette phase, il peut y avoir assèchement de l'évaporateur si la charge du caloduc est insuffisante. L'assèchement peut être évité par application progressive de la puissance.

Quelques études ont été réalisées avec d'autres fluides (ammoniac, R13, azote, ...). De plus, de nombreux travaux ont été effectués sur le démarrage des caloducs à haute température (sodium) pour lesquels le fluide est à l'état solide à température ambiante. Cenkner [4], en 1978, a étudié le comportement au démarrage à l'état gelé d'un caloduc cryogénique aluminium/R13. Il constate un blocage du fonctionnement à cause de la solidification du fluide au condenseur. Pour démarrer le caloduc, il est alors nécessaire de réchauffer le condenseur en utilisant des lampes à infra-rouge. Kanonchik et Sergeev [5], en 1991, ont testé un caloduc aluminium/ammoniac pour différentes inclinaisons. Des difficultés de démarrage ont lieu lorsque le fluide est initialement gelé au condenseur. Ponnapan et Chang [6], en 1994, ont étudié un caloduc acier inox/sodium. Ils constatent qu'en présence de gaz inertes, le front de fusion se propage moins vite car le démarrage est contrôlé par la diffusion de la vapeur dans le gaz. Il n'y a aucune surchauffe à l'évaporateur.

L'étude théorique du comportement au démarrage d'un caloduc à l'état gelé nécessite la modélisation, en régime transitoire, de tous les phénomènes de changement de phase (fusion,

et de l'écoulement de la vapeur compressible. Tournier et El-Genk [7] ont développé un modèle bidimensionnel d'un caloduc à eau, refroidi par le milieu ambiant. Les résultats sont présentés pour un tube en cuivre placé horizontalement, de section circulaire, de diamètres interne et externe 22 et 25 mm. Les longueurs de l'évaporateur, de la zone adiabatique et du condenseur sont respectivement de 0,3, 0,1 et 0,6 m. La structure capillaire est composée d'un toile métallique en cuivre d'épaisseur 1 mm. La charge en fluide est de 51,1 g. A l'instant initial, la température du système et de l'air ambiant sont de -13°C et une puissance de 50 W est appliquée à l'évaporateur. Entre 0 et 900 s, différentes phases de fonctionnement apparaissent, pour lesquelles les phénomènes physiques mis en jeu diffèrent. Ces phases sont représentées schématiquement sur les figures 1a à 1e. De 0 à 140 s (figure 1a), la puissance thermique est utilisée pour la sublimation de la glace à l'évaporateur. La vapeur, en se solidifiant au condenseur et dans la zone adiabatique (figure 1b), cède de la chaleur qui élève la température de la structure. De 140 à 255 s, le phénomène de sublimation à l'évaporateur diminue fortement et la fusion de la glace débute (figure 1c). Au condenseur, la puissance évacuée vers l'extérieur est faible et reste constante jusqu'à fusion complète de la glace. A 255 s, toute la glace est fondue à l'évaporateur. La puissance est alors totalement absorbée pour former de la vapeur qui, par condensation, provoque la fusion de la glace dans la direction radiale. Un film liquide apparaît au niveau du condenseur alors qu'à l'évaporateur, la saturation de la structure capillaire diminue. Il en résulte une augmentation de la pression capillaire. Si celle-ci devient suffisante pour vaincre les forces de frottement du film à l'interface liquide-solide, l'évaporateur peut être réalimenté en liquide (à $t = 300$ s dans l'exemple considéré ; figure 1d). Dans le cas contraire, il y a assèchement. A 520 s, une fine pellicule de glace subsiste sur la paroi du condenseur, qui fond rapidement dans la direction axiale. La température moyenne au condenseur augmente, ce qui diminue le débit de vapeur condensée. Il s'ensuit une augmentation de la pression de vapeur et une diminution du débit d'évaporation. A partir de 590 s, la température du condenseur est uniforme et la puissance dissipée vers l'extérieur augmente progressivement jusqu'au régime permanent (figure 1e). Le tableau 1 donne, pour chaque période, la

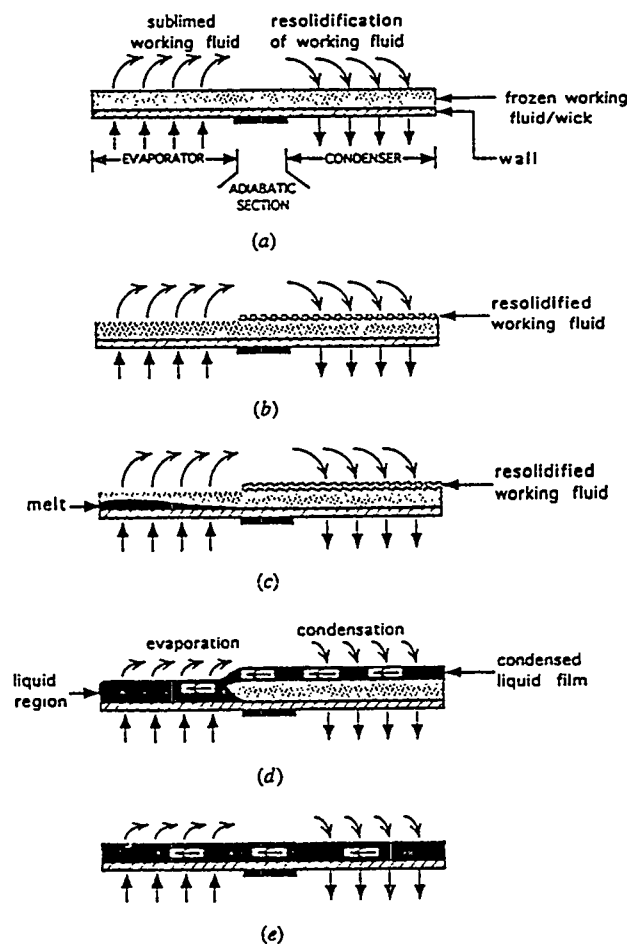


Figure 1 : Phases de fonctionnement au cours du démarrage d'un caloduc à l'état gelé [7]

Période	Bilan	Evaporateur	Zone adiabatique et condenseur
0 → 140 s	masse de glace initiale	$m_g = 15,33 \text{ g}^*$	$m_g = 35,77 \text{ g}^*$
	masse d'eau subissant un changement de phase	$m_{\text{subl}} = 1,91 \text{ g}^{**}$	$m_{\text{sol}} = 1,91 \text{ g}^{**}$
	puissances	$\dot{Q}_{\text{subl}} = 38 \text{ W}^* \quad (76 \%)$ $\dot{Q}_{\text{sens}} = 12 \text{ W}^* \quad (24 \%)$	$\dot{Q}_{\text{ext}} = 0 \rightarrow 5,3 \text{ W}^*$ $\dot{Q}_{\text{sens}} = 38 \rightarrow 32,7 \text{ W}^{**}$
140 → 255 s	masse de glace initiale	$m_g = 13,42 \text{ g}^{**}$	$m_g = 37,68 \text{ g}$
	masse d'eau subissant un changement de phase	$m_{\text{subl}} = 0,22 \text{ g}^{**}$ $m_{\text{fus}} = 13,20 \text{ g}^{**}$	$m_{\text{sol}} = 0,22 \text{ g}^{**}$
	puissances	$\dot{Q}_{\text{subl}} = 5,4 \text{ W}^* \quad (10,8 \%)$ $\dot{Q}_{\text{fus}} = 41 \text{ W}^* \quad (82 \%)$ $\dot{Q}_{\text{sens}} = 3,6 \text{ W}^{**} \quad (7,2 \%)$	$\dot{Q}_{\text{ext}} = 5,3 \text{ W}^* \quad (100 \%)$
255 → 300 s	masse de glace initiale	$m_g = 0^*$	$m_g = 37,9 \text{ g}^{**}$
	masse d'eau subissant un changement de phase	$m_{\text{év}} = 0,92 \text{ g}^{**}$	$m_{\text{sol}} = 0,92 \text{ g}^{**}$ $m_{\text{fus}} = 6,0 \text{ g}^{**}$
	puissances	$\dot{Q}_{\text{év}} = 50 \text{ W}^*$	$\dot{Q}_{\text{ext}} = 5,3 \text{ W}^* \quad (10,6 \%)$ $\dot{Q}_{\text{fus}} = 44,7 \text{ W}^{**} \text{ radial} \quad (89,4 \%)$
300 → 520 s	masse de glace initiale		$m_g = 32,82 \text{ g}^{**}$
	masse d'eau subissant un changement de phase	$m_{\text{év}} = 4,50 \text{ g}^{**}$	$m_{\text{cond}} = 4,50 \text{ g}^{**}$ $m_{\text{fus}} = 29,36 \text{ g}^{**}$
	remarque		écoulement liquide
520 → 562 s	puissances	$\dot{Q}_{\text{év}} = 50 \text{ W}^*$	$\dot{Q}_{\text{ext}} = 5,3 \text{ W}^* \quad (10,6 \%)$ $\dot{Q}_{\text{fus}} = 44,7 \text{ W}^{**} \text{ radial} \quad (89,4 \%)$
	masse de glace initiale		$m_g = 3,46 \text{ g}^{**}$
	remarque		écoulement liquide
562 → 590 s	puissances	$\dot{Q}_{\text{év}} \searrow$	$\dot{Q}_{\text{ext}} = 5,3 \text{ W}^*$ $\dot{Q}_{\text{fus}} = 44,7 \rightarrow 21 \text{ W}^* \text{ axial}$ $\dot{Q}_{\text{sens}} \nearrow$
	masse de glace initiale		$m_g = 0^*$
	remarque		écoulement liquide
après 590 s	puissance	$\dot{Q}_{\text{év}} \searrow$	$\dot{Q}_{\text{ext}} = -5,3 \text{ W}^*$ $\dot{Q}_{\text{sens}} \nearrow$
	puissance	$\dot{Q}_{\text{év}} \nearrow$	$\dot{Q}_{\text{ext}} \nearrow$

* Données numériques fournies par les auteurs

**Valeurs déduites des données des auteurs

Tableau 1 : Bilans thermiques et de masse au cours du démarrage à l'état gelé d'un caloduc à eau [4]

masse de glace initiale m_g , les masses de fluide qui subissent un changement d'état et la répartition des puissances thermiques, à l'évaporateur ainsi que dans la zone adiabatique et au condenseur.

Toutes les études présentées sont relatives à des caloducs à structure capillaire. L'étude proposée concerne le démarrage de caloducs gravitaires initialement à basse température et dont le condenseur est refroidi par de l'air également à basse température.

3. ETUDE EXPERIMENTALE

3.1. Description du dispositif expérimental

Le système de refroidissement des composants électroniques, appelé « bloc de caloducs », est composé de sept caloducs dont une extrémité est encastrée dans un bloc en aluminium et l'autre est ailetée. Les caloducs, du type cuivre/eau, de diamètre externe 26 mm, sont placés verticalement. La longueur totale de chaque caloduc est de 43,2 cm, soit respectivement pour l'évaporateur, la zone adiabatique et le condenseur 15, 0,5 et 24,7 cm. Les évaporateurs des caloducs sont répartis uniformément dans la semelle en aluminium, de hauteur 180 mm (figure 2). Sur chacune des faces de la semelle est appliquée une plaque en cuivre dont le rôle est d'assurer une répartition uniforme de la puissance transférée à la semelle. Ces deux plaques ne sont pas face à face, mais légèrement décalées. Sur chacune de ces plaques sont placées six résistances électriques de $125\ \Omega$ simulant les composants électroniques de puissance, alimentées en tension variable. Le couple de serrage de l'ensemble est de 0,5 m.daN. Le condenseur est constitué par les condenseurs des sept caloducs. Il est muni d'ailettes transversales continues, de forme rectangulaire et disposées horizontalement avec un pas de 2,5 mm, et est refroidi par convection forcée d'air.

Le banc d'essais est situé dans une chambre climatique à température contrôlée dans une plage comprise entre $-33\ ^\circ\text{C}$ et $+40\ ^\circ\text{C}$. Ce banc (figure 3) comprend une gaine de soufflage horizontale, de section carrée et de longueur totale 2 m. Elle est découpée dans sa partie inférieure, de façon à insérer le condenseur au milieu de la gaine. Des structures à nids d'abeilles sont placées aux extrémités pour obtenir un profil de vitesses uniforme dans une section de l'écoulement d'air. Un ventilateur, dont la vitesse de rotation est réglée par un variateur de fréquence, aspire l'air à une extrémité de la gaine.

3.2. Instrumentation

L'instrumentation comporte six thermocouples de type K, placés sur la paroi de la semelle et repérés T1 à T6. Ces thermocouples sont insérés dans des rainures jusqu'au centre de chacune des résistances électriques supérieures. Afin de réduire la résistance de contact entre la semelle en aluminium et la plaque en cuivre, l'espace interstitiel est enduit d'une graisse conductrice. La température de l'air, T_{air} , est la moyenne des mesures de deux thermocouples de type K placés dans une même section de la gaine, à 15 cm en amont du condenseur. Un thermocouple de type K est placé latéralement sur la tranche de la semelle à une hauteur $z = 120\ \text{mm}$. Cette mesure sera utilisée pour les essais avec démarrage différé de la ventilation.

La vitesse de l'air V_{air} dans la veine est déduite de la mesure de la différence de pression ΔP entre deux tubes de Pitot, placés à 40 cm en amont et en aval du condenseur.

3.3. Méthodologie des essais

Les essais ont été effectués avec une puissance moyenne de 2884 W appliquée en échelon, une vitesse d'air de 5 m/s et une température ambiante initiale comprise entre $+20$ et $-33\ ^\circ\text{C}$. Différentes conditions initiales d'essais ont été testées mais la procédure d'arrêt est toujours la même pour tous les essais : les alimentations des résistances électriques et du ventilateur sont coupées simultanément.

4. DEMARRAGE AVEC APPLICATION SIMULTANEE DE LA PUISSANCE A L'EVAPORATEUR ET DU REFROIDISSEMENT AU CONDENSEUR

4.1. Essais à température ambiante initiale de $-33\ ^\circ\text{C}$

Plusieurs essais ont été effectués avec des conditions de fonctionnement - puissance à l'évaporateur, vitesse d'air et température initiale de l'air et du système - identiques. Sur les figures 4 et 5 sont représentées les évolutions en fonction du temps des températures de l'évaporateur, pour deux essais différents.

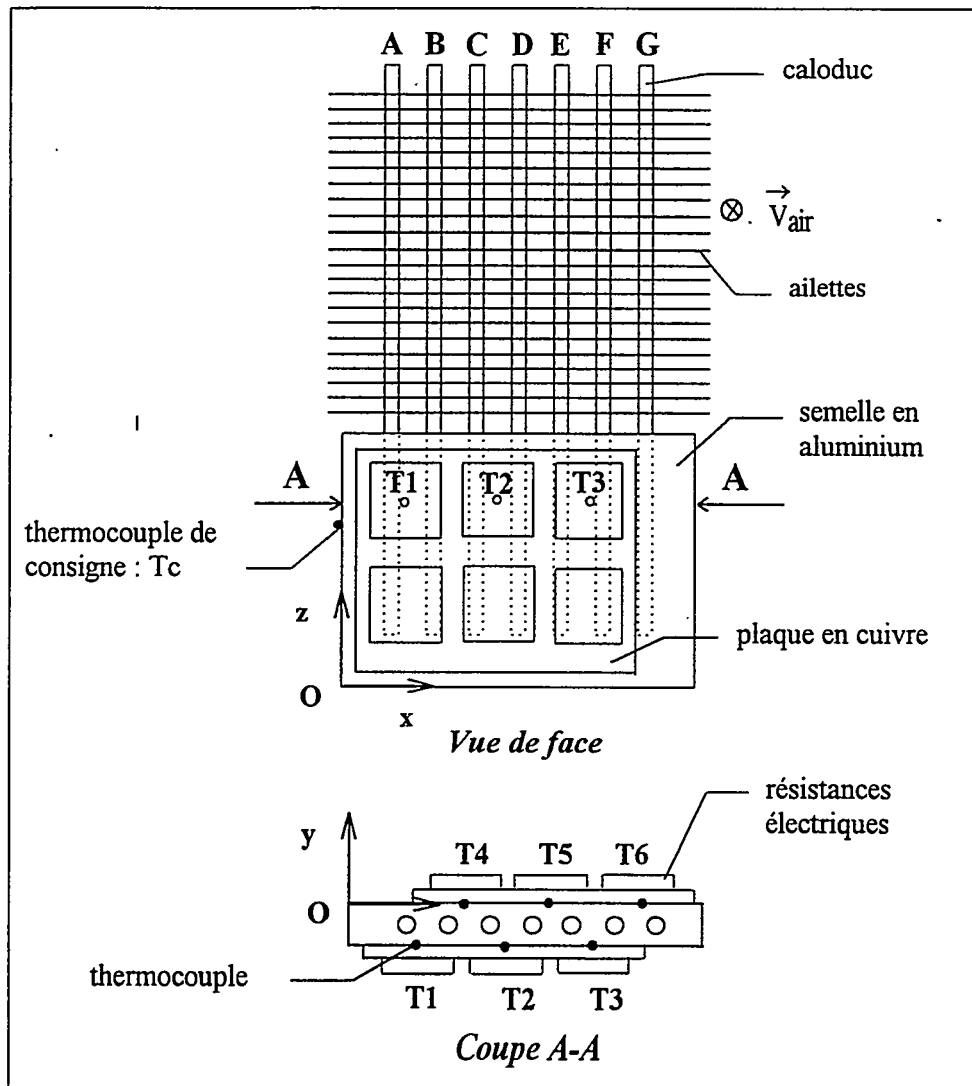


Figure 2 : Schéma du dispositif de refroidissement

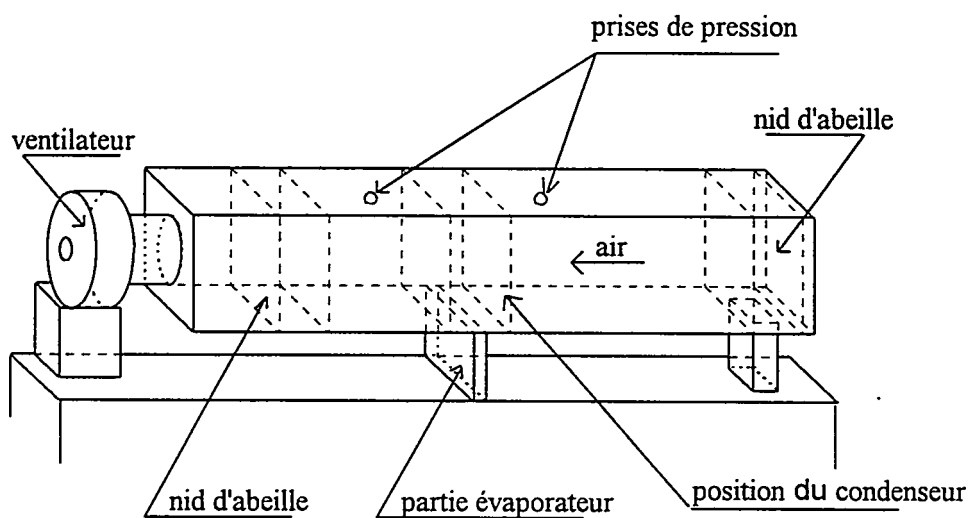


Figure 3 : Schéma de la gaine de soufflage

La procédure utilisée pour l'essai 1 (figure 4) consiste à arrêter la chambre froide pendant plusieurs heures pour maintenir le système à température positive et ainsi assurer le retour du liquide dans les évaporateurs. Ensuite, la température de la chambre est fixée à -33 °C jusqu'à stabilisation thermique du système. L'application de la puissance à l'évaporateur et de la ventilation au condenseur sont simultanés. Au cours de l'essai, la température de l'air ambiant augmente progressivement et se stabilise à une valeur qui dépend des pertes thermiques de la chambre froide, soit -12 °C environ pour tous les essais. Durant les dix premières minutes qui suivent le démarrage, les températures de l'évaporateur augmentent rapidement, puis elles atteignent un régime permanent, appelé état 1. Celui-ci est caractérisé par une température maximale $T_{\max}$ de 55 °C et un écart entre les températures minimale et maximale de l'évaporateur $\Delta T_{\max}$ de 25 °C. La résistance thermique R_{th} du bloc caloduc, définie par :

$$R_{th} = \frac{\frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 T_i - T_{air}}{\dot{Q}}$$

est de 23 K/W. Lorsque la température ambiante atteint -14 °C environ, les températures de l'évaporateur diminuent brutalement et un autre régime permanent, appelé état 2, est obtenu. Les valeurs de $T_{\max}$ et de $\Delta T_{\max}$ sont alors respectivement de 45 et de 10 °C et R_{th} de 18 K/W. Cette diminution de la résistance thermique traduit un meilleur fonctionnement du système ; celui-ci est considéré comme tout à fait satisfaisant. Des essais de reproductibilité ont montré que l'état 2 apparaît toujours après un état 1, lorsque la température d'air dépasse le seuil de -14 °C.

Le passage de l'état 1 à l'état 2 est la conséquence de la présence de gaz incondensables dans un ou plusieurs tubes [3]. En effet, avant le démarrage du système, les gaz incondensables sont accumulés dans la partie supérieure du condenseur. Lors de l'application simultanée de la puissance et du débit d'air au condenseur, la mesure de la température à l'extrémité du condenseur indique que cette zone, qui ne participe pas aux échanges thermiques, a une température inférieure à la température de solidification du fluide. Dans la zone de diffusion, où vapeur et gaz incondensables sont mélangés, il se forme alors un bouchon solide qui obstrue totalement ou en partie le canal de vapeur. La condensation de la vapeur a lieu en dessous de la zone obstruée. Avec une longueur de condenseur plus petite, le caloduc a une résistance thermique plus élevée. Ce fonctionnement correspond à l'état 1. Si la température de l'air de refroidissement augmente, la température de saturation du fluide augmente aussi. Il en résulte une augmentation de la pression de saturation dans le tube, qui provoque la rupture du bouchon solide, une diminution du volume occupé par les gaz incondensables et une augmentation de la longueur de condensation. La résistance thermique du caloduc diminue assez rapidement ; ce fonctionnement correspond à l'état 2.

Pour l'essai 2 (figure 5), la procédure consiste à effectuer le démarrage sans arrêt préalable de la chambre froide. A l'arrêt de l'essai précédant temporellement l'essai considéré, la température de la chambre est maintenue à -33 °C jusqu'à stabilisation thermique du système. La répartition du fluide dans les évaporateurs et les condenseurs est celle obtenue au cours de l'essai antérieur. L'application de la puissance et la mise en route de la ventilation sont simultanées. Dans ces conditions, les températures à l'évaporateur augmentent beaucoup et se stabilisent à des valeurs plus élevées que précédemment. Le régime permanent obtenu, appelé état 3, est caractérisé par des valeurs de $T_{\max}$ et de $\Delta T_{\max}$ respectivement de 95 °C et 60 °C et une résistance thermique élevée de 30 K/W. Lorsque la température ambiante atteint -14 °C, les températures à l'évaporateur diminuent rapidement, puis se stabilisent à un régime permanent appelé état 4. Pour cet état, $T_{\max}$ est de 70 °C, $\Delta T_{\max}$ de 40 °C et R_{th} est identique à celle de l'état 1, soit 23 K/W. Comme précédemment, le passage de l'état 3 à l'état 4 traduit la disparition d'un bouchon solide dans un ou plusieurs tubes.

Sur la figure 6 sont représentés pour les quatre états les profils de températures T_4 , T_5 et T_6 correspondant à différentes abscisses x , définies sur la figure 2. Les profils correspondant à T_1 , T_2 , T_3 étant très proches respectivement de T_4 , T_5 et T_6 ne sont pas représentés. Les températures données par le thermocouple T_6 sont quasiment identiques pour les quatre états, ce qui traduit un bon fonctionnement des caloducs F et G, voire E. Pour le thermocouple T_4 , les écarts de température sont importants entre les différents états. Pour les états 3 et 4, les températures T_4 sont nettement supérieures à celles des états 1 et 2. Un tel écart semble traduire l'assèchement d'un ou plusieurs

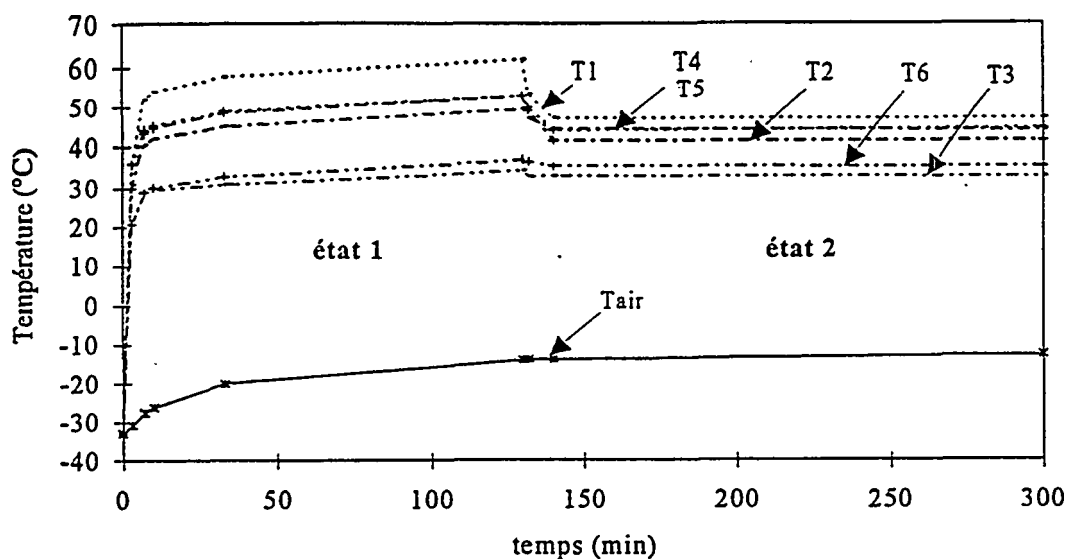


Figure 4 : Evolution des températures de l'évaporateur pour l'essai 1

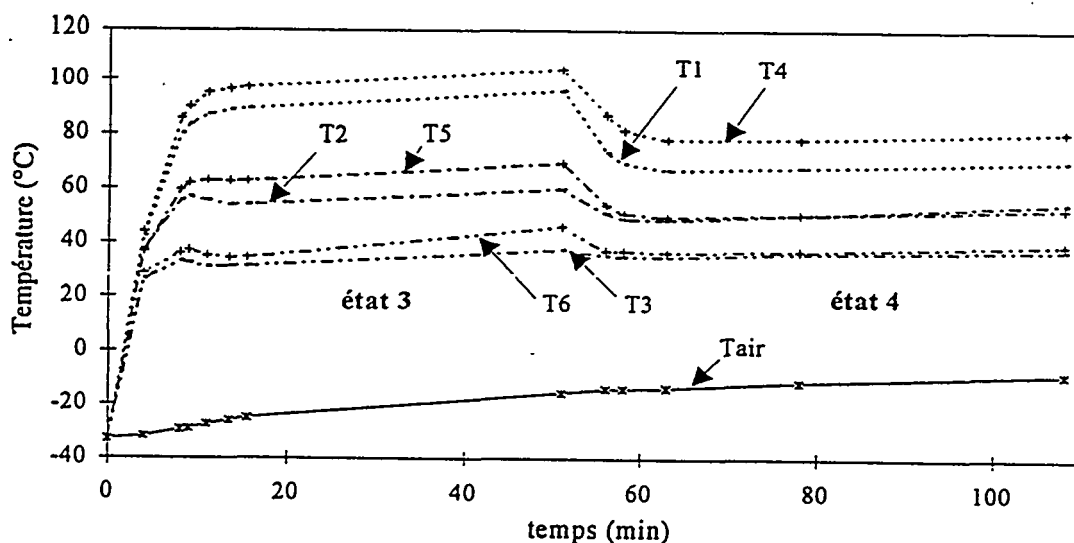


Figure 5 : Evolution des températures de l'évaporateur pour l'essai 2

évaporateurs dans cette partie du système (tubes A, B ou C), provoqué par le gel du fluide dans les condenseurs de ces tubes. Par ailleurs, les courbes de la figure 6 confirment que l'état 2 correspond au meilleur fonctionnement, puisque les températures sont les plus faibles et homogènes.

4.2. Essais à température ambiante initiale variable

Pour ces essais, les conditions de fonctionnement - puissance à l'évaporateur, vitesse d'air - sont identiques aux essais précédents. La température de la chambre est fixée à une valeur de consigne, comprise entre -15 °C et +20 °C et le démarrage est effectué après stabilisation thermique du système. L'application de la puissance à l'évaporateur et de la ventilation au condenseur sont simultanées. Les résultats montrent que pour des températures ambiantes égales ou supérieures à -15 °C, le régime permanent obtenu, après une phase transitoire de 10 min, est l'état 2. Les essais de reproductibilité se sont avérés satisfaisants.

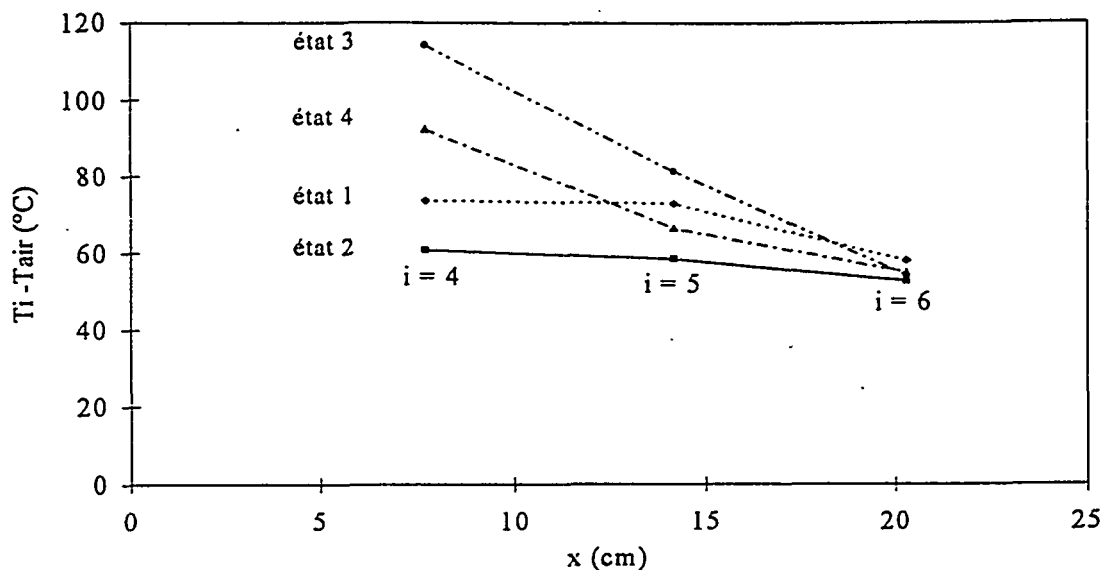


Figure 6 : Comparaison des profils des températures à l'évaporateur pour les quatre états permanents

5. MISE AU POINT D'UNE PROCEDURE DE DEMARRAGE A L'ETAT GELE

Le but de ces essais est de modifier la procédure de démarrage de façon à obtenir en régime permanent l'état 2, de manière reproductible, indépendamment des essais antérieurs donc de la répartition initiale du fluide à l'intérieur des tubes. La méthode de démarrage employée consiste à retarder la mise en route du refroidissement au condenseur par rapport à l'instant où la puissance électrique est appliquée à l'évaporateur. Le démarrage du ventilateur est commandé par une température de consigne T_c , mesurée par le thermocouple situé sur la tranche de la semelle (figure 2). Différentes valeurs de T_c ont été testées afin de connaître l'influence du déphasage sur le comportement au démarrage du système. Pour ces essais, la température ambiante initiale est fixée à $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$ et deux conditions initiales de démarrage, avec ou sans arrêt préalable de la chambre froide, ont été testées.

Avec la première condition, les températures se stabilisent en régime permanent à l'état 2 ou à l'état 4 selon la valeur de la température de consigne. L'état 2 est obtenu de manière reproductible en régime permanent si T_c est supérieure ou égale à $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Les résultats obtenus avec la seconde condition de démarrage, qui est la plus sévère, et deux températures de consignes différentes pour le démarrage de la ventilation sont présentés sur les figures 7 et 8. Après une phase transitoire de 15 min environ, pendant laquelle les températures augmentent fortement, le système se stabilise dans l'état 2 (figure 7) ou 4 (figure 8), selon la valeur de T_c . Ainsi, il faut que la température T_c atteigne un certain seuil pour que l'on ait un fonctionnement correct et reproductible (état 2) en régime permanent. Des essais supplémentaires ont permis de montrer que ce seuil est égal à $62\text{ }^{\circ}\text{C}$ environ. Si T_c est supérieure à cette valeur, les températures demeurent inférieures à la limite admissible pendant la phase transitoire, puis se stabilisent à l'état 2 en régime permanent, quel que soit l'état initial.

Cette procédure permet un démarrage satisfaisant pour les raisons suivantes. Lorsque la puissance est appliquée, le fluide présent dans les évaporateurs fond très rapidement, se vaporise et se déplace vers le condenseur. La quantité de vapeur produite est suffisante pour provoquer un échauffement de la paroi des condenseurs et le fluide revient à l'état liquide vers les évaporateurs. Sans arrêt préalable de la chambre froide, une partie du fluide est solidifiée dans les condenseurs. Dans ce cas, le débit de vapeur est plus faible et le transfert conductif dans la paroi des tubes est plus important que dans le cas précédent. Si la température de consigne est inférieure à $62\text{ }^{\circ}\text{C}$, le préchauffage des tubes est faible. Dans ce cas, la vapeur se solidifie au condenseur immédiatement après la mise en route de la ventilation. Par contre, lorsque T_c est supérieure à $62\text{ }^{\circ}\text{C}$, les températures de la paroi des condenseurs sont suffisamment élevées, lors de la mise en route de la ventilation, pour permettre le retour du fluide à l'état liquide vers les évaporateurs. Les essais effectués ont ainsi permis de mettre au point une procédure de démarrage satisfaisante, permettant d'obtenir un fonctionnement correct du bloc

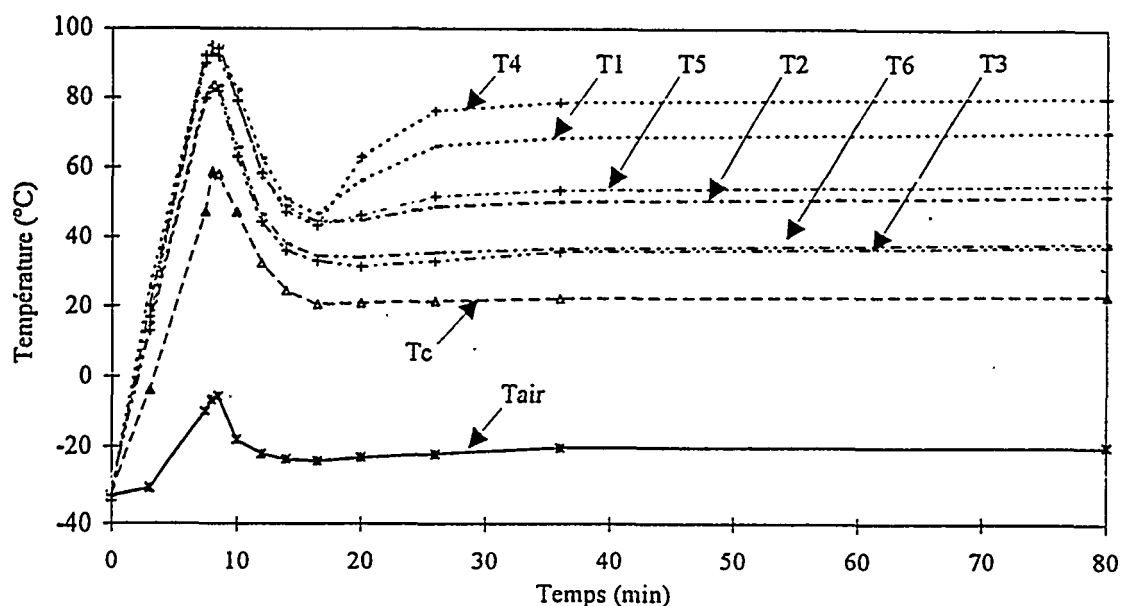


Figure 7 : Evolution des températures de l'évaporateur en fonction du temps, avec démarrage de la ventilation pour $T_c = 56\text{ °C}$

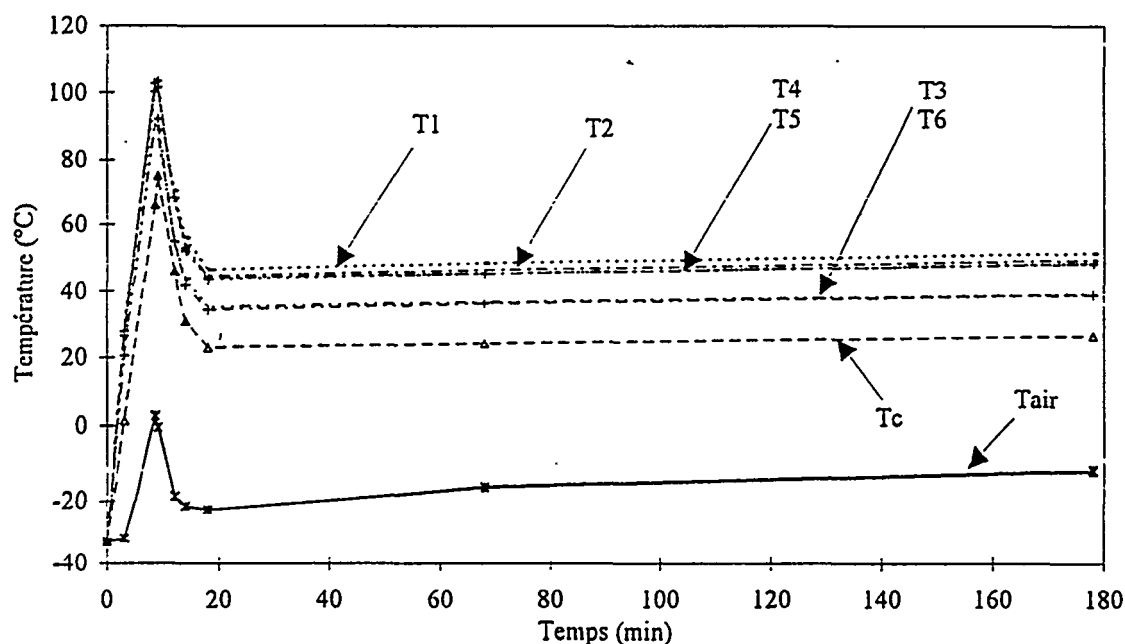


Figure 8 : Evolution des températures de l'évaporateur en fonction du temps, avec démarrage de la ventilation pour $T_c = 65\text{ °C}$

caloduc en régime transitoire et en régime permanent. De plus, la procédure définie peut être généralisée à d'autres systèmes à caloduc, à condition d'adapter la température de consigne utilisée pour la commande du refroidissement en fonction des caractéristiques du système et des conditions d'utilisation.

6. CONCLUSION

Le but de cette étude est de refroidir, par un système à caloducs à eau, des composants électroniques de puissance ayant d'importantes pertes thermiques, dans toutes les conditions de fonctionnement et en particulier lors du démarrage à l'état gelé.

Le dispositif testé est un ensemble de sept caloducs gravitaires cuivre/eau, placés verticalement. Les essais ont été effectués pour une puissance moyenne de 2884 W, une vitesse d'air de refroidissement de 5 m/s et une température initiale ambiante de -33 °C. En démarrant le système de façon classique (application de la puissance au bloc chauffant et démarrage du ventilateur simultanés), on observe quatre états permanents différents dont l'apparition dépend du passé thermique du système. Selon la répartition initiale du fluide gelé dans les tubes, certains d'entre eux subissent un assèchement au niveau de leur évaporateur. Il en résulte une augmentation des températures du bloc évaporateur au-delà de la température maximale admissible. Cela nous a donc conduit à mettre au point une procédure de démarrage permettant d'obtenir des résultats reproductibles. Elle consiste à retarder le démarrage du ventilateur par rapport à l'instant où les résistances sont alimentées. Ce déphasage est contrôlé par une température de consigne mesurée sur la tranche du bloc évaporateur. Avec une température de consigne minimale de l'ordre de +65 °C, les niveaux de température obtenus au démarrage et en régime permanent sont reproductibles et on ne dépasse pas la température limite admissible pour les composants électroniques de puissance. Cette procédure est généralisable à tout caloduc gravitaire à condition de déterminer une température de consigne adéquate.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] FAGHRI, A. Frozen start-up behavior of low-temperature heat pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1992, Vol. 35, N° 7, p. 1681-1694.
- [2] JANG, J.H. Cool-down and frozen start-up behavior of a grooved water heat pipe, *ASME-JSES- JSME Int. Solar Energy Conference*, 1991, p. 381-386.
- [3] OCHTERBECK, J.M., PETERSON, G.P. Freeze / thaw characteristics of a copper/ water heat pipe : effects of noncondensable gas charge, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1993, Vol. 7, N° 1, p. 127-132.
- [4] CENKNER, A.A., NELSON, B.E., CHUVALA, J.T. Dynamic testing of a cryogenic heat pipe/ radiator, *Proc. International Heat Transfer Conference*, 1978, Vol. 3, p. 105-110.
- [5] KANONCHICK, L.E., SERGEEV, P.I. Comprehensive investigation of start up regimes for a frozen heat pipe, *Journal of Engineering Physics*, 1991, Vol. 59, N° 5, p. 1414-1418.
- [6] PONNAPAN, R., CHANG, W.S. (1994) Startup performance of a liquid-metal heat pipe in near-vacuum and gas-loaded modes, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1994, Vol. 8, N° 1, p. 164-171.
- [7] TOURNIER, J.M., EL-GENK, M.S. Transient analysis of the start-up of a water heat pipe from a frozen state, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 1995, Vol. 28, p. 461-486.

Heat Pipes & Two-Phase Loops for Spacecraft Applications

ESA Programmes

Wolfgang Supper

ESA/ESTEC
Thermal Control & Life Support Division

Current Use of Heat Pipes:

- **CCHP's are used on virtually all telecom S/C as heat spreader in radiator panels**
- **CCHP's are also used on other types of S/C to transport heat from individual units to radiators**
- **Large majority of CCHP'S used are grooved Aluminium/Ammonia heat pipes**
- **VCHP's found some applications for temperature-control of units**

Potential Future Applications:

- **low temperature/cryogenic heat pipes for detector cooling on science and/or earth observation S/C (coupling of detector to active or passive cooler/radiator)**

Activities in the Field of Capillary Pumped Two-Phase Loops

Atlid (2)

- **Full breadboard unit built with simulated laser diodes**
- **Entire unit subjected to qualification level vibration test**
 - **modifications to increase radiator stiffness implemented**
- **Comprehensive thermal tests in vacuum demonstrated:**
 - **operation at 147 W to 332 W heat load**
 - **set-point controlled to 5°C +/- 0.25K in simulated orbits**
 - **successful testing with the two radiators out of phase**
 - **temperature gradients in slab less than 1K**
 - **all tests operating against 1m gravitational head**

High-Efficiency, Low Pressure Drop Condenser

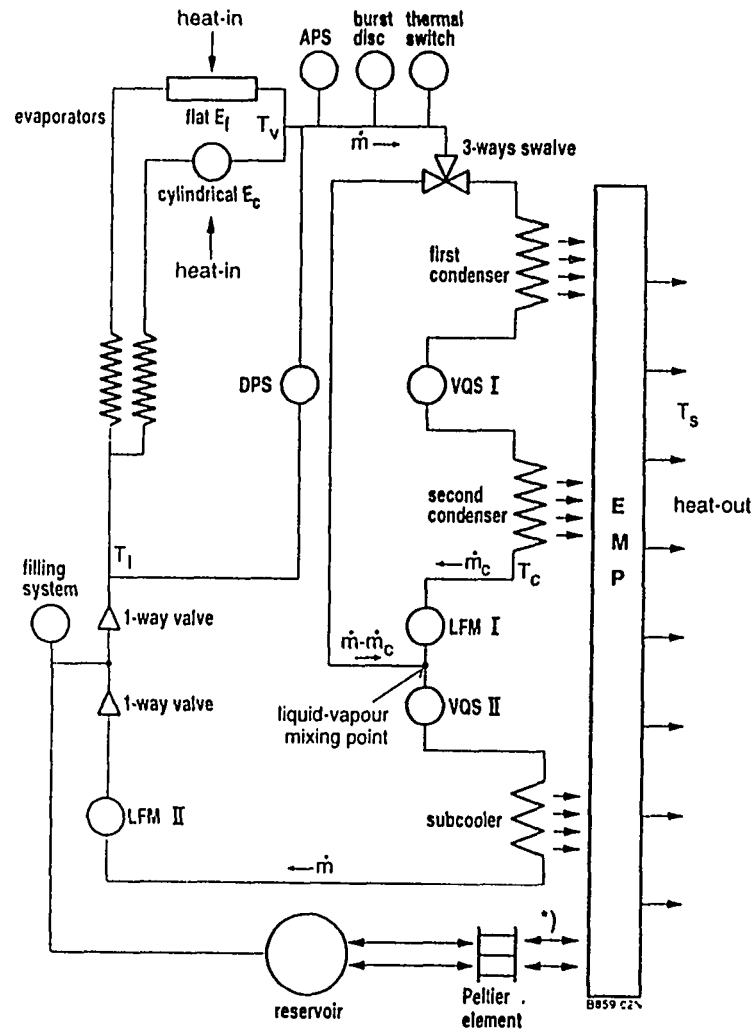
- **Targets:**
 - low pressure drop (less than 300 Pa)
 - high efficiency (minimum temperature drop)
 - compact, mass efficient design
 - modular design to adapt to different heat loads
 - testability under zero-g and one g
- **Trade-off lead to two concepts:**
 - small heat loads --> direct condensers (Atlid type)
 - larger heat loads --> hybrid concept: condenser with integrated heat pipe

High-Efficiency, Low Pressure Drop Condenser (2)

- **An extensive test programme (between -10 and 40 °C vapour temperature) was performed, showing:**
 - **transferred power between 100 and 450 W per unit**
 - **high overall thermal conductances (about 40 W/K @ 300 W and 20 °C vapour temperature)**
 - **low pressure drops (less than 400 Pa at 300 W and 20 °C); further reduction possible by adding vapour stop holes**
 - **high condensing heat transfer coefficients (about 10000 W/m²K)**
 - **reliable 1-g/0-g correlation: shear/swirl dominated condensation process (no significant differences between vertical and horizontal test orientation)**

ACE (2)

- **Improvements in theoretical understanding of evaporator function:**
 - **status: moving from temperature/pressure to enthalpy models**
- **Optimisation of liquid and vapour flows in flat and cylindrical evaporators**
 - **status: breadboarding of concepts underway**
- **Trade-off between low and high conductivity wicks:**
 - **low λ : good start-up, low minimum heat load, but limitations due to higher Δp**
 - **high λ : low Δp (receding meniscus), but higher minimum heat load and larger subcooling required**
- **Development of high capillary capacity wicks**
 - **status: selection of 1 micron pore size candidates (different materials) being incorporated into breadboards**
 - **Completion of breadboards, selection of final design May 1996**



*) via first condenser

APS	Absolute Pressure Sensor
DPS	Differential Pressure Sensor
E_c	Cylindrical evaporator
E_f	Flat evaporator
EMP	Experiment Mounting Plate
GAS	Get Away Special
LFM	Liquid Flow Meter
$\dot{m}$	Mass flow
T_c	Temperature condenser
T_v	Temperature vapour
T_l	Temperature liquid
VQS	Vapour Quality Sensor

TPX (2)

- **Evaporators showed:**
 - **Both flat and cylindrical design worked properly**
 - **Transport capability of 2 times 95W has been tested**
 - **0-g and 1-g heat transfer coefficients have been derived**
 - **Use and interaction of two parallel evaporators have been successfully tested**
- **Control reservoir:**
 - **Set point control via a Peltier element has been successfully shown**
- **Others:**
 - **Feasibility of a vapour quality sensor for use in microgravity with Ammonia**
 - **Demonstration in micro-g of a multichannel condenser concept**

TPX-reflight Targets

- **Need to demonstrate parallel condenser/radiator configuration in&out of phase**
- **Need to improve capillary pumping pressure to simplify/make possible ground testing**
- **Perform non-completed TPX I experiments:**
 - **vapour quality set point control**
 - **start-up from low temperature**
- **Gain additional data for thermal modelling and system design**


DASSAULT
 AVIATION

REFERENCE	INDICE	DATE
DGT66250		02/05/96

SOCIETE FRANCAISE DES THERMICIENS

JOURNEE D'ETUDE DU 3 MAI 1996

SUR

LES CALODUCS ET BOUCLES DIPHASIQUES A POMPAGE

CAPILLAIRE

Expérimentation de caloducs soumis à de fortes accélérations

par A. LABUTHIE

DASSAULT AVIATION

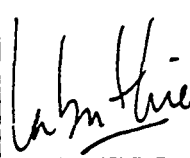
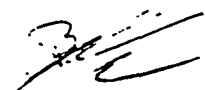
S^T CLOUD

Dans le but d'évaluer la possibilité d'utiliser des caloducs, moyen performant de transfert de chaleur, pour une application avion, il s'avère nécessaire de mieux appréhender leur comportement sous de fortes accélérations.

C'est l'objet de cette étude, menée en collaboration entre le Laboratoire d'Etudes Thermiques de Poitiers et Dassault Aviation. Elle est basée sur une série d'essais, réalisés sur un montage expérimental utilisant l'effet centrifuge pour simuler les champs d'accélérations appliqués au caloduc. Des cycles de désamorçage - réamorçage ont ainsi pu être réalisés, à différents niveaux de puissance, d'accélérations et à des températures de fonctionnement variables. Ceci a permis d'explorer le comportement des caloducs soumis à de fortes accélérations: vitesse de désamorçage et de réamorçage, fonctionnement en mode bloqué...

Cette étude préliminaire, démontrant le rapide réamorçage des caloducs testés dès passage sous une accélération favorable, semble confirmer la possibilité de les utiliser sur avion en position thermosiphon, malgré les brèves phases de forte accélération défavorable rencontrées.

Direction Générale Technique

Edition	Date	Indice	Rédacteur	Visa Rédacteur	Visa Approbateur
Origine	02/05/96		A.J. Labuthie		
Dernière mise à jour				A.J. LABUTHIE	R. B. ANCONI