



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique

Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Electromécanique

Spécialité : Electromécanique

Thème

**Etude paramétrique de la performance d'une boucle
diphase à pompage thermocapillaire pour le
refroidissement de composants électroniques de puissance**

Devant le jury composé de :

Mr. MANSOURI Khaled

Dr. GUERRAH Ayoub

Dr. Redha Meneceur

Président

Examineur

Encadreur

Présenté par :

- SOUID Boubaker

- SAADANI Mohammed Elhadi

Année universitaire 2018-2019

REMERCIEMENTS

Nos remerciements vont premièrement à Dieu tout puissant pour la volonté, la santé, et la patience, qu'il nous a donné durant toute cette année d'étude.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur

Dr. RedhaMeneceur

pour son entière disposition, ses judicieux conseils, son patience, son rigueur persévérance tout au long de notre mémoire.

Nous remercions tous nos collègues et amis pour leur aide et leur

soutien,

et tous ceux qui ont contribué de proche ou

de loin à la réalisation de ce travail.

DÉDICACE

Je dédie ce modeste travail à ma chère mère,

À mon cher père, pour tous ce qui ont fait pour que je

Puisse les honorer, et leur patience durant ma vie.

A mes chères sœurs, à toute ma famille

A mes chers amis.

SOUID Boubaker

DÉDICACE

Je dédie ce modeste travail à ma chère mère,

À mon cher père, pour tous ce qui ont fait pour que je

puisse les honorer, et leur patience durant ma vie.

A mes chères sœurs, à toute ma famille

A mes chers amis.

SAADANI Mohammed Elhadi

Résumé

La boucle diphasique à pompage thermocapillaire, appelée communément Loop Heat Pipe (LHP) fut inventée en Russie au début des années 1980, dans le but de refroidir l'électronique embarquée dans les engins spatiaux. C'est un système diphasique basé sur l'évaporation et la condensation d'un fluide caloporteur pour le transfert de chaleur, et sur les forces de capillarité développées dans un milieu poreux pour la circulation du fluide. Les performances de la LHP sont élevées, car elle possède une forte capacité de pompage capillaire. De plus, son fonctionnement est robuste, grâce à la petite taille des pores de la mèche et la proximité de l'évaporateur et du réservoir. Dans une première partie, l'étude bibliographique a permis de comprendre le fonctionnement de la LHP. Ensuite une modélisation de la LHP en régime permanent est exposée. Elle est basée sur les équations de conservation pour chaque composant de la LHP. Dans la dernière partie de la mémoire, l'étude paramétrique de la LHP est effectuée. Elle montre l'influence de la charge thermique, l'élévation, la conductivité thermique et la porosité de la mèche, sur le comportement thermique de la LHP.

Mots clés : Transfert de chaleur, caloduc en boucle, mèche bi-poreuse, modélisation, régime permanent, étude paramétrique.

Abstract

The Loop Heat Pipe (LHP) was invented in Russia in the early 1980's, for the cooling of electronics on board spatial engines. It is a two-phase heat transfer device that utilizes the evaporation and condensation of a working fluid to transfer heat, and the capillary forces developed in a thin porous wick to circulate the fluid. The LHP is known for its high pumping capability and robust operation because it uses fine-pored metal wicks and the integral evaporateur/reservoir design. First, the state of memoir was intended to understand the LHP operating principle. In the last part of the report, the effect of various parameters including heat load, elevation, mesh conductivity and porosity on the LHP operating curve is presented.

Key words: Loop heat pipe, heat transfer, bifacial porous wick, steady-state modelling, parameter study.

ملخص :

تم ابتكار أنبوب الحرارة الحراري (LHP) في روسيا في أوائل الثمانينيات من القرن الماضي، وذلك لتبريد الأجهزة الإلكترونية على متن محركات مكانية. إنه جهاز نقل الحرارة على مرحلتين والذي يستخدم في تبخر وتكثيف السائل العامل لنقل الحرارة، والقوى الشعرية المتقدمة في فتيلة مسامية رقيقة لتدوير السائل. تشتهر LHP بقدرة الضخ العالية والتشغيل القوي لأنها تستخدم فتائل معدنية دقيقة المسام وتصميم مبخر / خزان متكامل. أولاً، تم تصميم الحالة الفنية لفهم مبدأ التشغيل LHP. في الجزء الأخير من التقرير، يتم تقديم تأثير المعلمات المختلفة بما في ذلك الحمل الحراري والارتفاع وموصلية الشبكة والمسامية على منحنى التشغيل LHP.

الكلمات المفتاحية: أنبوب الحرارة الخلفي, نقل الحرارة, الفتيل المسامي الثنائي, تصميم الحالة

المستقرة, دراسة المعلمات .

Table des matières

Introduction générale.....	1
Chapitre I Généralité et recherche bibliographique sur les caloducs	
I.1.Introduction.....	4
I.2.Domains d'applications.....	4
I.2.1.Les applications spatiales.....	4
I.2.2. Les Applications Terrestres.....	5
I.3.Classifications des caloducs.....	6
I.3.1.Thermosiphon	6
I.3.2.Caloduc conventionnel.....	6
I.3.3.Caloduc oscillant.....	7
I.3.4.Caloduc en boucle diphasique LHP	7
I.3.5.Principe de fonctionnement d'un caloduc conventionnel.....	8
I.3.6.Principe de fonctionnement d'un caloduc en boucle (LHP).....	9
I.4.Etude bibliographique	10
I.4.1.Fonctionnement d'une LHP	13
I.4.2.Etude thermodynamique	14
I.4.3.Les limites de fonctionnement	15
I.4.4.La conductivité thermique des mèches poreuses	17
I.5.Principe de fonctionnement d'une LHP.....	17
I.6.Concept de base de caloduc en boucle (LHP).....	19
I.6.1.Le récipient	20
I.6.2.La mèche	20
I.6.3.Le fluide caloporteur	21
I.7.Architecture et comparaison.....	21
I.7 Comparaison des différentes boucles de refroidissement à pompage capillaire	21
I.7.1.Architecture LHP	21
I.7.2.Architecture CPL	22
I.7.3.Les structures capillaires	22
I.7.4.Paramètres structures capillaires	25
I.7.5.Fluide de travail	26
I.8.Conclusion.....	28

Chapitre II : Analyse théorique & modélisation

II.1.Modèle stationnaire pour l'étude thermohydraulique du système LHP.....	30
II.1.1.Bilan d'énergie sur l'évaporateur	31
II.1.2.Bilan énergétique du réservoir.....	34
II.1.3.Bilan énergétique au niveau du condenseur	35
II.1.4.Bilan énergétique dans les canalisations.....	38
II.1.5.Equations thermodynamiques.....	40
II.1.6.Calcul des pertes de charge.....	41
II.1.7.Validation du modèle.....	44
II.2.Modèle stationnaire pour l'étude paramétrique du système LHP.....	47
II.2.1.Influence de la gravité	47
II.2.2.Influence des principales caractéristiques du milieu poreux	48
II.2.3.Influence de la conductivité thermique de la mèche poreuse	48
II.2.4.Influence de la porosité de la mèche.....	49
II.2.5.Influence de la longueur de la mèche	51
II.2.6.Influence du rayon des pores de la mèche	52
II.2.7.Influence de la perméabilité du milieu	52
II.3.Comparaison entre les évaporateurs plans à sections rectangulaire et circulaire.....	53
II.3.1.Description de la LHP à évaporateur plan circulaire.....	53
II.3.2.Tableau comparatif et conditions de fonctionnement.....	54
II.4.Simulation d'une mèche bi-poreuse.....	56
II.4 Présentation de la simulation d'une mèche bi-poreuse.....	56

Chapitre III Résultats et discussions

III.1.Introduction.....	60
III.2.Résultats des simulations 1.....	60
III.2.1. Impacts de l'angle d'inclinaison sur les performances du système LHP	60
II.2.1.1 Débit de la vapeur.....	60
II.2.1.2 Température de l'évaporateur.....	61
III.2.2. Température de la vapeur dans le canal.....	61
III.2.2.1 Température de l'eau en convection forcée : 20 °	61
III.2.2.2 Température de l'eau en convection forcée : 55 °	62
III.2.2.3 Résistance thermique de l'évaporateur	62
III.2.2.4 Résistance thermique de la vapeur.....	63

III.3.Résultats des simulations 2	63
III. 3 Impacts d'une mèche bi-poreuse sur les performances du système LHP	65
Conclusion générale.....	71
Références bibliographiques.....	73
Annexe	77

Liste des figures :

Figure I.1: Schéma de principe du fonctionnement d'un thermosiphon.	6
Figure I.2 : Schéma de principe du fonctionnement d'un caloduc conventionnel.	7
Figure I.3 : Caloduc oscillant.	7
Figure I.4 : Schéma de principe d'une boucle diphasique de type LHP/CPL.	8
Figure I.5 : Schéma de principe d'un caloduc.	9
Figure I.6 : Caloduc en boucle (LHP).	9
Figure I.7 : positionnement de la LHP sous le siège du passager	13
Figure I.8 : Cycle thermodynamique de la LHP	15
Figure I.9 : Désamorçage de la mèche	16
Figure I.10 : Champ de température dans la mèche – charge thermique de 30 kW/m ² et 90 kW/m ²	16
Figure I.11 : Géométrie d'une LHP	18
Figure I.12 : Détail de l'évaporateur.	19
Figure I.13 : Schéma d'un caloduc en boucle conventionnel (LHP).	20
Figure I.14 : schéma d'une LHP	21
Figure I.15 : schéma de principe d'un CPL	22
Figure I.16 : Différents types de réseaux capillaires	23
Figure I.17 : Principaux paramètres géométriques des réseaux capillaires.	25
Figure I.18 : domaine de fonctionnement d'une boucle diphasique à pompage capillaire.	27
Figure II.1 : schéma de principe de la boucle LHP	30
Figure II.2 : schéma de l'évaporateur et analogie électrique	31
Figure II.3 : schéma du réservoir et analogie électrique	34
Figure II.4 : schéma du condenseur	35
Figure II.5 : condenseur, dimensions du radiateur	36
Figure II.6 : Influence de la gravité sur les performances de la LHP	48
Figure II.7 : Influence de la conductivité thermique du milieu poreux sur les températures de la LHP	49
Figure II.8 : Influence de la porosité de la mèche sur les températures de la LHP	50
Figure II.9 : Evolution de la conductivité thermique effective d'un milieu en fonction de sa porosité.	51
Figure II.10 : Influence de la longueur de la mèche sur les températures de la LHP	51
Figure II.11 : schéma de la LHP à évaporateur plan de section circulaire (document EHP) ...	54
Figure II.12 : Vue en coupe de l'évaporateur (document EHP)	54

Figure II.13 : Passage d'un milieu mono-poreux vers un milieu bi-poreux.....	58
Figure III.1 : Variation du débit de la vapeur d'eau en fonction de la puissance dissipée.....	60
Figure. III.2 : Variation de la température de l'évaporateur pour les différents angles d'inclinaison	61
Figure .III.3 : Variation de la température de l'évaporateur pour les différents angles d'inclinaison	62
Figure III.4 : Résistance thermique de la paroi de l'évaporateur en fonction de la puissance imposée, pour les différents angles d'inclinaison.....	62
Figure III.5 : Résistance thermique de la vapeur dans le canal en fonction de la puissance imposée, pour les différents angles d'inclinaison.....	63
Figure III.6 : comparaison LHP1 / LHP2 – Températures évaporateur $R_{vapEHP} = R_{vapLHP} = 0,72$ K/W	65
Figure III.7 : Comparaison LHP1 / LHP2 – Températures évaporateur $R_{vapLHP2} = 0,72$ K/W et $R_{vapLHP1} = 0,05$ K/W	65
Figure III.8 : Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 1	67
Figure III.9 : Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 2	67
Figure III.10 : Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 3	68
Figure III.11 : Exemple de diagramme de phase de l'eau où les courbes sont déduites de la relation de Clapeyron.....	77

Liste des tableaux :

Tableau I.1 : Exemples des domaines d'application des caloducs	5
Tableau I.2 : Comparaison des différentes structures capillaires.....	24
Tableau II-1: Comparaison entre les résultats de la simulation LHP et les données de test publiées.....	46
Tableau II.2 : comparaison des géométries des deux boucles diphasiques.....	56
Tableau II. 3 : Conditions de fonctionnement des boucles diphasiques.....	56
Tableau II. 4 : caractéristiques principales des milieux poreux utilisés pour les simulations..	57

Nomenclature

a	hauteur d'ailette, m
A	section, m ²
c_p	chaleur spécifique massique, J kg ⁻¹ K ⁻¹
D	diamètre, m
e	épaisseur, m
g	gravité, m.s ⁻²
h	coefficient de transfert thermique convectif, W m ⁻² K ⁻¹
h_{cond}	coefficient de transfert thermique de condensation, W m ⁻² K ⁻¹
H	élévation du condenseur, m
λ	conductivité thermique, W m ⁻¹ K ⁻¹
L	longueur, m
\dot{m}	débit massique, kg s ⁻¹
Nu	nombre de Nusselt
P	pression, Pa
Pr	nombre de Prandtl
Q	flux thermique, W
R	résistance thermique, K W ⁻¹
Re	nombre de Reynolds
S	surface d'échange thermique, m ²
s	distance entre deux ailettes, m
T	température, K

Lettres grecques

α	taux de vide
Δh_v	chaleur de vaporisation, J kg ⁻¹
ε	efficacité de l'ailette ou émissivité ou rugosité
θ	inclinaison, °

Indices

A	ambient
ax	axial
b	base ou surface ou aire
C	condenseur ou condensation
E	évaporateur

eff	effective
i	entrée ou arrivée ou intérieur
l	liquide
L	ligne liquide
NCG	gaz non condensable
o	dehors ou sortie ou extérieur
p	primaire
R	réservoir
rad	radiateur
ref	référence
sink ou SF	puits
t	total
vap	vapeur
w	mèche
η	diphasique

Introduction générale

Introduction générale

Les industries électroniques tendent vers une miniaturisation toujours plus poussée des systèmes et vers l'augmentation de leur fréquence, ce qui conduit à une augmentation des densités de flux à dissiper. Les boucles diphasiques permettent d'évacuer de telles densités de flux, sur des distances de plusieurs dizaines de centimètres, avec une faible résistance thermique, de l'ordre de 0,1 à 0,2 K/W. De plus, comme les transferts de chaleur ont lieu par changement de phase, un tel système est également capable d'uniformiser la température du composant et d'éliminer les points chauds.

Il existe deux types de boucles diphasiques : les boucles à pompage capillaire (Loop Heat Pipe ou LHP) et les boucles gravitaires. Ce sont des systèmes à changement de phase entièrement passifs, contenant un fluide diphasique. La partie en contact avec la source de chaleur constitue l'évaporateur. La vapeur formée va se condenser dans un échangeur, refroidi par une source froide externe. Entre l'évaporateur et le condenseur, le liquide et la vapeur circulent séparément à l'intérieur de tubes lisses. Dans la LHP, le fluide est mis en mouvement grâce aux forces de pompage capillaire s'exerçant au sein d'une structure poreuse, placée dans l'évaporateur ; dans une boucle diphasique gravitaire, le fluide est mis en mouvement uniquement sous l'effet des forces de gravité.

Le but de cette mémoire est d'étudier la technologie de la boucle diphasique destinée au refroidissement des composants électroniques de puissance : L'étude comportera une partie de modélisation du comportement thermohydraulique de la boucle diphasique sous les conditions réelles de fonctionnement.

Une étude de dimensionnement de la boucle est nécessaire, un modèle hydraulique sera développé afin de déterminer le flux maximal transférable. Ce modèle, basé sur la détermination des différentes chutes de pression dans la boucle, est classique pour un caloduc mais doit être adapté pour une boucle diphasique.

Une partie de simulation numérique sera nécessaire pour résoudre les équations aux dérivées partielles non linéaires du modèle complet. Le but envisagé est de pouvoir déterminer le comportement thermohydraulique de la boucle diphasique, ainsi que la puissance maximale transférable, les températures maximales et la résistance thermique de la boucle, dans différentes conditions opératoires.

C'est pour répondre au mieux à ces exigences qu'a été sélectionné le refroidissement par boucle diphasique thermocapillaire (Loop Heat Pipe, LHP). Ces systèmes, basés sur le changement de phase liquide-vapeur d'un fluide caloporteur, présentent des coefficients d'échange thermique élevés, ce qui permet d'évacuer des puissances importantes au moyen de systèmes compacts. La circulation du fluide étant assurée uniquement par pompage capillaire dans un milieu poreux, il s'agit d'un système passif. Le positionnement du système de refroidissement est montré sur la figure 1.

Enfin, la dernière partie de cette mémoire sera consacrée à la validation des résultats de simulation obtenus contre ceux expérimentaux et analytiques réalisés et tirés de la bibliographie.

Chapitre I
Généralité et recherche
bibliographique sur les
caloducs

I.1. Introduction :

Dans tous les systèmes de refroidissement, la chaleur doit d'abord traverser par conduction thermique les épaisseurs des différentes couches de l'assemblage avant d'arriver au liquide de refroidissement. Un soin particulier doit donc être porté au choix des matériaux constituant ces couches et qui composent les différentes interfaces. Mais cela ne suffit pas si l'on n'arrive pas à évacuer correctement la chaleur qui arrive à la dernière couche en contact avec l'ambient. C'est pour cette raison que des dispositifs d'échange thermique avec l'ambient ont été développés et perfectionnés.

Les transferts de chaleur et de masse dans les caloducs présentent des atouts intéressants pour réaliser un système de refroidissement efficace des équipements électroniques. En effet, compte tenu des densités de puissance très importantes ($>100 \text{ W/cm}^2$) dissipées en phases de démarrage, ces composants subissent des échauffements excessifs face aux quels la réponse des systèmes classiques de refroidissement devient insuffisante. Connu pour son efficacité et sa grande capacité de transport.

Le caloduc est une technologie éprouvée que nous étudions ici pour limiter l'échauffement de ces composants et ainsi accroître leur fiabilité.

I.2. Domaines d'applications

Le domaine d'application des caloducs est très vaste. Toutefois, si les premières études remontent au milieu du XIXème siècle, la première utilisation importante est récente puisqu'elle provient du domaine spatial. Actuellement, les applications terrestres tendent à se généraliser aussi bien dans le domaine industriel que scientifique.

I.2.1. Les applications spatiales

Les caloducs sont utilisés pour le refroidissement des satellites, notamment de télécommunications, en l'absence d'atmosphère empêchant la ventilation, les caloducs transfèrent la chaleur des équipements situés à l'intérieur du satellite vers les parois, où elle est évacuée par rayonnement.

L'intérêt porté par l'industrie spatiale aux caloducs repose principalement sur les performances et la fiabilité de ce type de refroidisseur. Le fonctionnement autonome sans organe mécanique en mouvement permet d'atteindre facilement les spécifications de fiabilité exigées. Les très nombreuses applications dans les satellites sont liées à la régulation thermique des éléments tels que les batteries (Alexandre & al [1]) et au transport des flux thermiques vers les panneaux radiants dissipant vers le fond de l'espace à 3 K.

I.2.2 Les applications terrestres

La différence principale entre les applications spatiales et les utilisations terrestres réside dans l'influence des forces de gravité sur l'écoulement du fluide et plus particulièrement sur l'écoulement de la phase liquide. Le positionnement du caloduc dans le champ de gravité revêt ainsi une importance capitale. Les forces capillaires utilisées dans les applications spatiales sont en général faibles et surtout non fonction de la longueur du caloduc, alors que les forces de gravité sont volumiques et donc dépendantes de la "hauteur" de liquide. Ainsi, les caloducs seront en général positionnés de telle sorte que la gravité favorise le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur.

Dans de nombreux domaines d'activité, les caloducs ont prouvé leurs intérêts. L'utilisation des caloducs dans le domaine de l'électronique a aussi fait l'objet de nombreuses recherches mettant en avant des solutions très diverses (Pola sek [2], Grolle & al [3], Peterson [4]). Nous allons mettre en avant deux applications principales qui sont industrialisées, la première concerne le refroidissement de l'électronique de puissance utilisée dans la traction ferroviaire telle que diode, thyristor, IGBT...etc. ces composants dissipent des puissances importantes qu'il faut évacuer dans l'environnement, et la deuxième répond aux besoins de la microélectronique portable.

Tableau I.1 : Exemples des domaines d'application des caloducs[5].

Fabricant	Versions	Flux (w)	Densité de flux max (w/cm ²)	Longueur(m)	Domaine d'application
EHP & EADS astrium	Mini-LHP	10 – 200	15	< 1	Spatial/Aéronautique
	LHP	15 – 1500	15	1 - 5	Spatial
	CPLIP	100 - 6000	45	1 - 5	Ferroviaire
Swales Aerospace & ATK	LHP	15 - 1500	15	1 < L < 15	Spatial
	Mini-LHP	0 – 200	15	< 1	Spatial
Thermacore	Mini-LHPCP	25 – 200	< 15	3	Aéronautique
	LHPCP	875	15	3	Aéronautique
ACT	Mini-LHP	0 – 200	15	3	Aéronautique
	LHP	50 - 5000	30	3	Aéronautique

I.3. Classifications des caloducs

I.3.1. Thermosiphon

Une enceinte fermée (tube) contenant une quantité du fluide de travail à l'état de saturation. L'application d'un flux de chaleur au niveau de l'extrémité basse du tube provoque l'évaporation du liquide et crée ainsi un déséquilibre de pression dans la phase vapeur. La vapeur générée se déplace alors vers l'extrémité haute refroidie où elle se condense. Le liquide retourne ensuite vers la zone chauffée sous l'effet de la gravité. Le phénomène de changement de phase liquide–vapeur permet ainsi le transfert d'importantes quantités de chaleur, grâce à la chaleur latente d'évaporation, caractérisé par une faible différence de température entre les deux extrémités du tube [6].

L'importance du rôle de la gravité dans le fonctionnement du thermosiphon implique que l'évaporateur soit impérativement situé en dessous du condenseur.

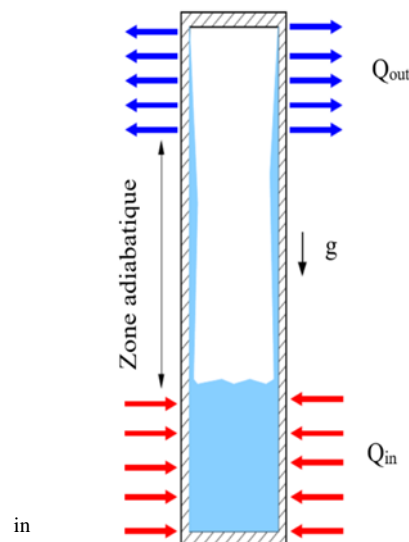


Figure I.1: Schéma de principe du fonctionnement d'un thermosiphon.

I.3.2. Caloduc conventionnel

Présenté sur la figure. I.2, diffère du thermosiphon par l'absence de cette contrainte. En effet, une structure capillaire tapisse sa surface intérieure et assure le retour du liquide vers l'évaporateur grâce aux forces capillaires. Si l'évaporateur est positionné en dessous du condenseur le liquide est bien évidemment acheminé vers la zone chauffée à la fois par les forces capillaires et par la force de gravité [6].

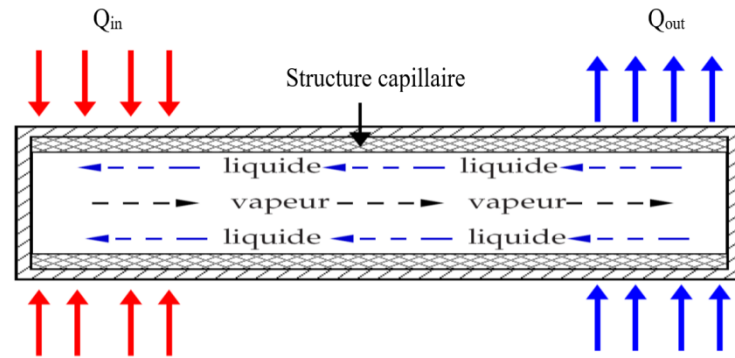


Figure I.2 : Schéma de principe du fonctionnement d'un caloduc conventionnel.

I.3.3. Caloduc oscillant

La structure de base d'un caloduc oscillant se compose de plusieurs boucles interconnectées (aller-retour) issues d'un seul tube capillaire lisse, comme le présente la figure 3 [7]. Le vide est initialement réalisé au sein de cette structure qui est ensuite partiellement remplie de fluide caloporteur. En raison de la prédominance des forces de tension de surface, ce fluide prend naturellement la forme d'une succession de bulles de vapeur et de bouchons de liquide [8].

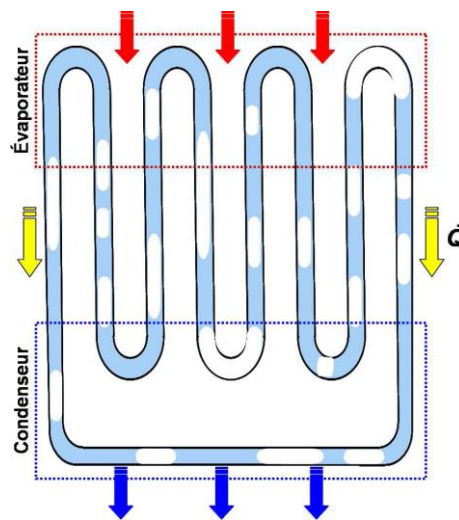


Figure I.3 : Caloduc oscillant.

I.3.4. Caloduc en boucle diphasique LHP

Les boucles diphasiques passives peuvent être divisées en deux catégories principales, la technologie russe appelée Loop Heat Pipe (LHP) et la technologie américaine désignée par CapillaryPumped Loop (CPL). Comparées à un caloduc conventionnel, ces boucles diphasiques comportent un composant supplémentaire, appelé réservoir ou chambre de compensation. Ce nouvel élément associé à l'évaporateur joue un rôle primordial dans le fonctionnement de ces boucles.

Il existe une différence fondamentale entre les deux technologies précédentes. Elle concerne la manière d'intégrer le réservoir dans la géométrie de la boucle diphasique.

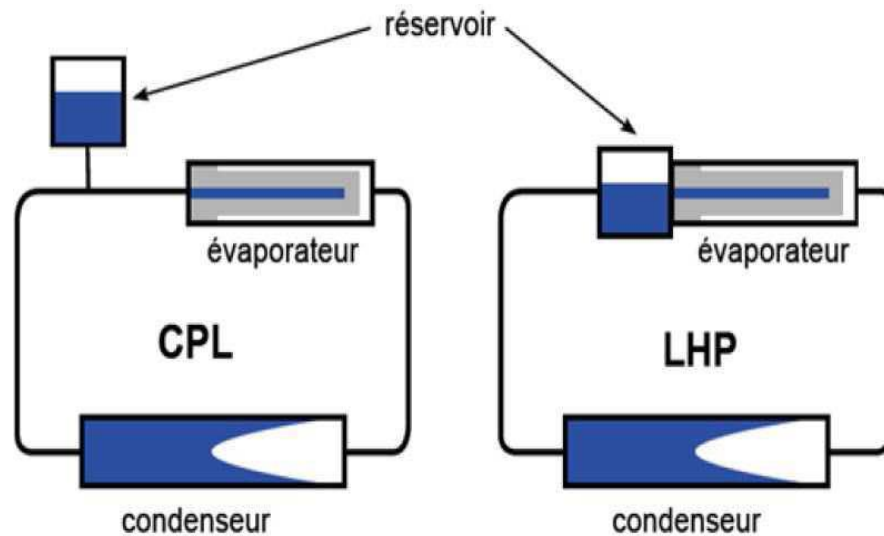


Figure I.4 : Schéma de principe d'une boucle diphasique de type LHP/CPL.

I.3.5. Principe de fonctionnement d'un caloduc conventionnel

Un caloduc est une enceinte fermée contenant un fluide caloporteur à l'état de saturation, les échanges thermiques entre le liquide et la vapeur se font, de façon isotherme, à travers une interface ; les écoulements du liquide et de la vapeur s'effectuent à contre-courant, la vapeur au centre de l'enceinte et le liquide près de la paroi. Le fluide suit un cycle thermodynamique fermé.

Comme nous l'avons évoqué en introduction, un caloduc est composé (cf. figure I.5) de trois zones principales : l'évaporateur, la zone adiabatique et le condenseur. Sous l'effet de l'apport d'énergie à l'évaporateur, une quantité de liquide s'évapore en absorbant l'équivalent de l'énergie latente de changement de phase et la vapeur produite s'écoule vers la zone froide. Au condenseur, sous l'effet du refroidissement, la vapeur se condense en restituant toute l'énergie « absorbée » lors de l'évaporation. Le liquide est alors réacheminé vers l'évaporateur et le processus peut recommencer. Le fluide suit donc un cycle fermé.

L'application d'un flux de chaleur au niveau de l'extrémité basse du tube provoque l'évaporation du liquide et crée ainsi un déséquilibre de pression dans la phase vapeur. La vapeur générée se déplace alors vers l'extrémité haute refroidie où elle se condense. Le liquide retourne ensuite vers la zone chauffée sous l'effet de la gravité. Le phénomène de changement de phase liquide-vapeur permet ainsi le transfert d'importantes quantités de chaleur, grâce à la chaleur latente d'évaporation, caractérisé par une faible différence de température entre les deux extrémités du tube [6].

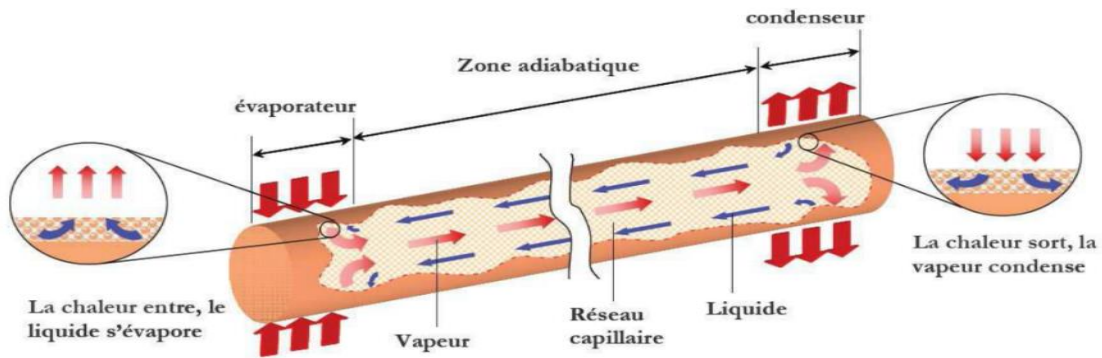


Figure I.5 : Schéma de principe d'un caloduc.

I.3.6. Principe de fonctionnement d'un caloduc en boucle (LHP)

La principale caractéristique de ces dispositifs réside dans la séparation entre les sections évaporateur et condenseur, qui sont reliés par des tubes où la vapeur de l'évaporateur et le liquide de condensation du condenseur sont transportés séparément.

Une caractéristique majeure des LHP est la présence d'un réservoir qui assure la fourniture constante de fluide de travail au système de pompage capillaire. Ce réservoir est situé à côté de la section d'évaporateur et est communément appelé "chambre de compensation"

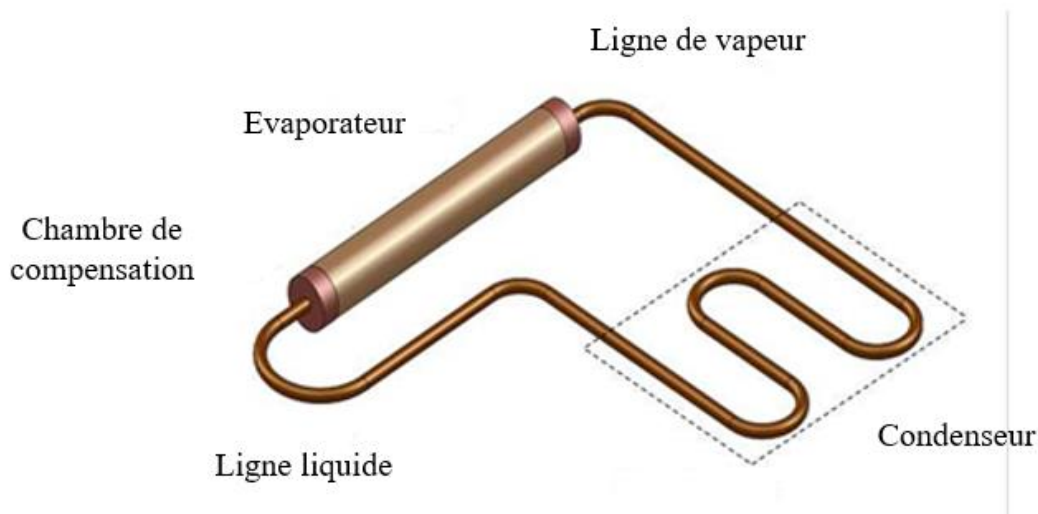


Figure I.6 : Caloduc en boucle (LHP).

Le fonctionnement d'une LHP est basé sur le même principe qu'un caloduc classique. La LHP comporte une pompe capillaire, encore appelée évaporateur, une chambre de compensation, encore appelée réservoir, un condenseur et des lignes de transport du liquide et de la vapeur. Seuls l'évaporateur et le réservoir contiennent une structure capillaire, le reste de la boucle étant constitué de tubes lisses. Le réservoir est le composant ayant le volume le plus important et il est souvent intégré à l'évaporateur. Il a deux fonctions principales :

- Constituer une réserve de fluide pour compenser les variations du débit circulant,
- Alimenter la pompe capillaire en liquide.

Ainsi, une structure capillaire secondaire est souvent interposée entre le réservoir et l'évaporateur. La structure capillaire de l'évaporateur, encore appelée « mèche primaire », est constituée de petits pores afin de développer une force motrice capillaire suffisante pour faire circuler le fluide dans la boucle. La mèche secondaire, quant à elle, possède de tailles de pores plus grandes, car son rôle ne consiste qu'à alimenter en liquide la mèche primaire, particulièrement en conditions de microgravité. Le condenseur doit être conçu afin de dissiper la puissance vers la source froide. Les lignes de liquide et de vapeur sont des tubes de petit diamètre, pouvant facilement être intégrés dans les espaces confinés des systèmes électroniques. Dans certaines LHP, une portion de la ligne de liquide appelée « bayonnette » pénètre dans le réservoir afin d'alimenter directement la mèche primaire en liquide (Van Oost et al.2002) [9].

En régime permanent, la puissance apportée à l'évaporateur permet la vaporisation du liquide dans le milieu poreux. L'interface liquide-vapeur est formée de ménisques qui se creusent d'autant plus que le débit de vaporisation est important. Ainsi, il se crée une pression motrice capillaire capable de drainer le liquide depuis le réservoir.

La température et la pression de la vapeur en contact avec la paroi chauffée deviennent plus élevées que celles du réservoir. Cependant, les forces capillaires empêchent la vapeur de traverser la structure capillaire des canaux jusqu'au réservoir. Ainsi, cette structure joue le rôle de « barrière hydraulique ». La vapeur se déplace alors vers le condenseur.

En fonctionnement normal, il existe trois interfaces liquide-vapeur dans la LHP : à l'évaporateur, au condenseur et dans le réservoir. Ces interfaces se déplacent en fonction de la puissance thermique.

I.4. Etude bibliographique

Un caloduc en boucle (LHP) est un dispositif de transfert de chaleur à deux phases qui utilise une action capillaire pour retirer la chaleur d'une source et la déplacer passivement vers un condenseur ou un radiateur. Les LHP sont similaires aux caloducs, mais ont l'avantage de pouvoir assurer un fonctionnement fiable sur de longues distances et la capacité de fonctionner contre la gravité. Ils peuvent transporter une grande charge thermique sur une longue distance avec une petite différence de températures. Différents modèles de LHP allant de puissants LHP de grande taille à des LHP miniatures. La boucle diphasique à pompage thermocapillaire, appelée communément (Loop Heat Pipe ou LHP) a été inventé en 1974 dans l'Union soviétique.

Le brevet pour les LHP a été déposé aux États-Unis en 1982. [10]. Des études approfondies sur ses applications pratiques et des essais de démonstration ont été menés, en

particulier dans les années 1980, l'apparition de la LHP était une réponse aux défis de plus en plus accroissant pour les contrôles thermiques efficaces de satellites, d'engins spatiaux, de l'électronique et les systèmes de refroidissement/chauffage. Un travail antérieur considérable a été élaboré dans le domaine de l'utilisation des boucles à pompage capillaire (LHP) comme systèmes de refroidissement, il a été développé par Gerasimov et al. [11]. Par la suite, Maydanik et al. [12], ont étendu la recherche pour plusieurs systèmes de LHP spécifiques en utilisant le principe de base du transfert de chaleur.

Maydanik et al. [13]. De plus, comme les transferts de chaleur ont lieu avec changement de phase, un tel système est également capable d'uniformiser la température du composant et d'éliminer les points chauds. Les boucles diphasiques offrent plusieurs avantages par rapport aux caloducs classiques, Maydanik [12], Bugby [13]: elles ont un fonctionnement plus robuste, en particulier lorsqu'elles sont soumises à des forces volumiques externes de gravité ou d'accélération, la densité de flux maximale est plus élevée et elles sont plus facilement intégrables dans des systèmes électroniques de géométrie complexe. Actuellement, les LHP sont envisagées pour le refroidissement des ordinateurs portables. Dans ce type d'applications, les LHP, de taille miniature Delil et al. [10], Pastukhov et al. [14], Maydanik [12], s'opposent à d'autres technologies concurrentes comme les mini-caloducs, les micro-caloducs ou les diffuseurs thermiques diphasiques. Usuellement, une LHP est considérée comme miniature si le diamètre externe de l'évaporateur est inférieur à 8 mm, le diamètre des conduites inférieur à 3 mm, et la longueur effective comprise entre 200 et 1000 mm Maydanik [15]. Il existe plusieurs types de mini-LHP, qui se distinguent par la géométrie de l'évaporateur, cylindrique ou plane.

Lorsque l'évaporateur est plan, la surface en contact avec le composant peut être rectangulaire ou circulaire. Les évaporateurs plans sont plaqués directement contre le composant à refroidir alors que dans le cas d'un évaporateur cylindrique, il est nécessaire d'interposer une semelle entre les deux parois, ce qui crée une résistance thermique supplémentaire. Le LHP cylindrique a été testée par Maydanik [13]. Une LHP cuivre/eau à structure capillaire en cuivre, a un diamètre externe de 6 mm et transfère une puissance de 150 W sur cette distance. Une LHP cuivre/eau à évaporateur plan, de dimensions $20 \times 18 \times 3.2$ mm³, a également été développée. Elle transfère une puissance de 160 W sur la même distance.

Veshinin et al. [15] ont montré l'influence de la charge sur l'apparition des oscillations de température, alors que Chen et al. [16] mettaient en évidence l'influence de l'orientation du condenseur par rapport à l'évaporateur (élévation) et du réservoir par rapport à l'évaporateur (inclinaison).

Les études expérimentales montrent que la LHP est un système complexe, dans lequel les mécanismes thermiques et hydrodynamiques entre les différents composants de la boucle sont fortement couplés. Par exemple, des instabilités de température et de pression sont parfois observées après un changement des conditions de fonctionnement (puissance imposée ou température de la source froide) Ku et al. [17], Mishkinis et al. [10], Zhang et al. [14], ou au démarrage. Dans certaines conditions, la LHP atteint un régime stationnaire oscillatoire Ku et al. [11], Cheung et al. [18]. De tels comportements peuvent induire des surchauffes au niveau de paroi de l'évaporateur, qui sont néfastes au bon fonctionnement des composants électroniques.

De nombreux travaux de recherche portant sur les LHP peuvent être recensés dans la littérature. Il existe des synthèses bibliographiques sur ce sujet, comme celles de Ku [9], Maydanik, Launay et al. [19]. Dans le cadre du PFE, nous nous intéresserons à la comparaison entre les LHP et les CPL, au principe de fonctionnement d'une LHP et à ses limites de fonctionnement. Nous étudierons également les méthodes de détermination de la conductivité thermique des mèches poreuses.

Les travaux mentionnés ci-dessus montrent l'importance et la perspective du caloduc en boucle LHP comme un système de refroidissement performant, cette performance est assurée en termes de hauts flux de chaleur dissipés et de la flexibilité accordée à l'emplacement de l'évaporateur et du condenseur au sein de la boucle.

Ils ont conclu que l'application de la boucle-heat-pipe (LHP) dans le système PV/T à base de caloduc pourrait permettre de surmonter les difficultés persistantes. Le LHP est considéré comme un type particulier de caloduc qui est connu par sa grande capacité de transfert thermique à distance et passivement via la circulation d'un fluide de travail dans la boucle fermée.

La principale application des LHP est le refroidissement de composants électroniques, pour l'industrie spatiale ou électronique (Maydanik, 2005) [17]. Par exemple, un système de régulation de température comprenant six LHP a été installé à bord de l'engin spatial russe « Mars 96 ». Dans le satellite météorologique chinois FY-IC, les batteries sont refroidies par des LHP. Soixante-deux LHP à ammoniac sont installées dans les satellites américains Hughes-702. Dans l'engin spatial américain.

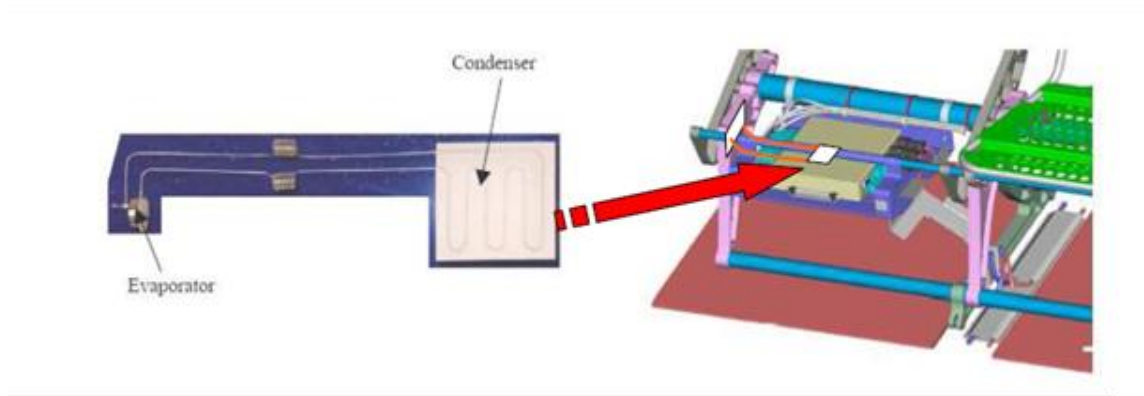


Figure I.7 : positionnement de la LHP sous le siège du passager

ICESar, l'altimètre GLAS est refroidi par deux LHP fonctionnant avec du propylène. Les premières applications terrestres de LHP concernaient l'électronique de puissance (transistors, convertisseurs). Actuellement, les LHP sont envisagées pour le refroidissement des ordinateurs portables. Dans ce type d'applications, les LHP, de taille miniature (Delil et al., 2002 [20], Hoang et Ku, 2003[21], Pastukhov et al., 2003[19], Boo et Chung, 2004 [22], Maydanik, 2004 [10], Maydanik et al., 2005 [17], Chen et al., 2006 [22]), s'opposent à d'autres technologies concurrentes comme les mini-caloducs, les micro-caloducs ou les diffuseurs thermiques diphasiques. Usuellement, une LHP est considérée comme miniature si l'épaisseur de l'évaporateur est inférieure à 8 mm, le diamètre des conduites inférieur à 3 mm, et la longueur effective comprise entre 200 et 1000 mm (Maydanik, 2004) [10]. Les LHP présentent l'avantage de transférer des densités de flux beaucoup plus élevées sur de plus grandes distances. De plus, la LHP se caractérise par la robustesse de son fonctionnement, en particulier lorsqu'elle est soumise à des forces volumiques externes de gravité ou d'accélération. Cette caractéristique est particulièrement intéressante pour les systèmes électroniques embarqués.

I.4.1. Fonctionnement d'une LHP

Le fonctionnement d'une LHP est basé sur le même principe qu'un caloduc classique. La LHP comporte une pompe capillaire, encore appelée évaporateur, une chambre de compensation, encore appelée réservoir, un condenseur et des lignes de transport du liquide et de la vapeur. Seuls l'évaporateur et le réservoir contiennent une structure capillaire, le reste de la boucle étant constitué de tubes lisses. Le réservoir est le composant ayant le volume le plus important et il est souvent intégré à l'évaporateur. Il a deux fonctions principales :

- Constituer une réserve de fluide pour compenser les variations du débit circulant,
- Alimenter la pompe capillaire en liquide.

Ainsi, une structure capillaire secondaire est souvent interposée entre le réservoir et l'évaporateur. La structure capillaire de l'évaporateur, encore appelée « mèche primaire », est

constituée de petits pores afin de développer une force motrice capillaire suffisante pour faire circuler le fluide dans la boucle. La mèche secondaire, quant à elle, possède de tailles de pores plus grandes, car son rôle ne consiste qu'à alimenter en liquide la mèche primaire, particulièrement en conditions de microgravité. Le condenseur doit être conçu afin de dissiper la puissance vers la source froide. Les lignes de liquide et de vapeur sont des tubes de petit diamètre, pouvant facilement être intégrés dans les espaces confinés des systèmes électroniques. Dans certaines LHP, une portion de la ligne de liquide appelée « bayonette » pénètre dans le réservoir afin d'alimenter directement la mèche primaire en liquide (Van Oost et al., 2002) [23]

Le principe de fonctionnement d'une LHP [Maydanik, 2005 [17], Ku, 1999 [24], Hoang et Ku, 2003[25], Hamdan, 2003[26]]est le suivant. En régime permanent, la puissance apportée à l'évaporateur permet la vaporisation du liquide dans le milieu poreux. L'interface liquide-vapeur est formée de ménisques qui se creusent d'autant plus que le débit de vaporisation est important. Ainsi, il se crée une pression motrice capillaire capable de drainer le liquide depuis le réservoir. La température et la pression de la vapeur en contact avec la paroi chauffée deviennent plus élevées que celles du réservoir. Cependant, les forces capillaires empêchent la vapeur de traverser la structure capillaire des canaux jusqu'au réservoir. Ainsi, cette structure joue le rôle de « barrière hydraulique ». La vapeur se déplace alors vers le condenseur. En fonctionnement normal, il existe trois interfaces liquide-vapeur dans la LHP : à l'évaporateur, au condenseur et dans le réservoir. Ces interfaces se déplacent en fonction de la puissance thermique.

Une grande partie de la puissance imposée est utilisée pour la vaporisation du fluide à la surface de la mèche primaire. L'autre fraction de la puissance est dissipée sous forme d'un flux de fuite, par conduction à travers la mèche primaire ou par conduction longitudinale à travers la paroi de l'évaporateur. Le flux de fuite est proportionnel à la différence de température entre l'évaporateur et le réservoir. Comme il est bien inférieur au flux utilisé pour la vaporisation, la mèche primaire joue le rôle de « barrière thermique ». En régime permanent, le flux de fuite parvenant dans le réservoir doit être compensé par le sous-refroidissement du liquide à l'entrée du réservoir. La température du réservoir s'ajuste pour que ce bilan thermique soit satisfait.

I.4.2. Etude thermodynamique

L'étude thermodynamique de la LHP peut aider à la compréhension des processus qui contrôlent le fonctionnement de la LHP. Le cycle thermodynamique d'une LHP est représenté sur le diagramme P-T de la figure I.8. La vapeur générée à la surface de la mèche primaire (point 1) est à l'état saturé. Lors de son écoulement dans les canaux de vapeur, elle subit une

surchauffe, jusqu'au point 2. En supposant que la ligne de vapeur est isolée thermiquement, la différence de température entre la sortie des canaux (point 2) et l'entrée du condenseur (point 3) est négligeable. Par contre, la pression diminue entre ces deux points, à cause des pertes de charges dans la ligne de vapeur. Dans le condenseur, la vapeur subit une désurchauffe jusqu'au point 4, une condensation du point 4 au point 5, puis un sous-refroidissement du point 5 au point 6. La variation de température dans la ligne de liquide, entre les points 6 et 7, dépend des échanges thermiques de cette conduite avec le milieu ambiant. Dans le cas de la figure I.8, la ligne de liquide est isolée thermiquement. Lorsque le fluide entre dans le réservoir, il se réchauffe du point 7 au point 8. L'évolution du point 8 au point 9 représente l'écoulement du liquide dans la structure poreuse jusqu'à la zone d'évaporation. La différence de pression entre les points 9 et 1 correspond au saut de pression capillaire.

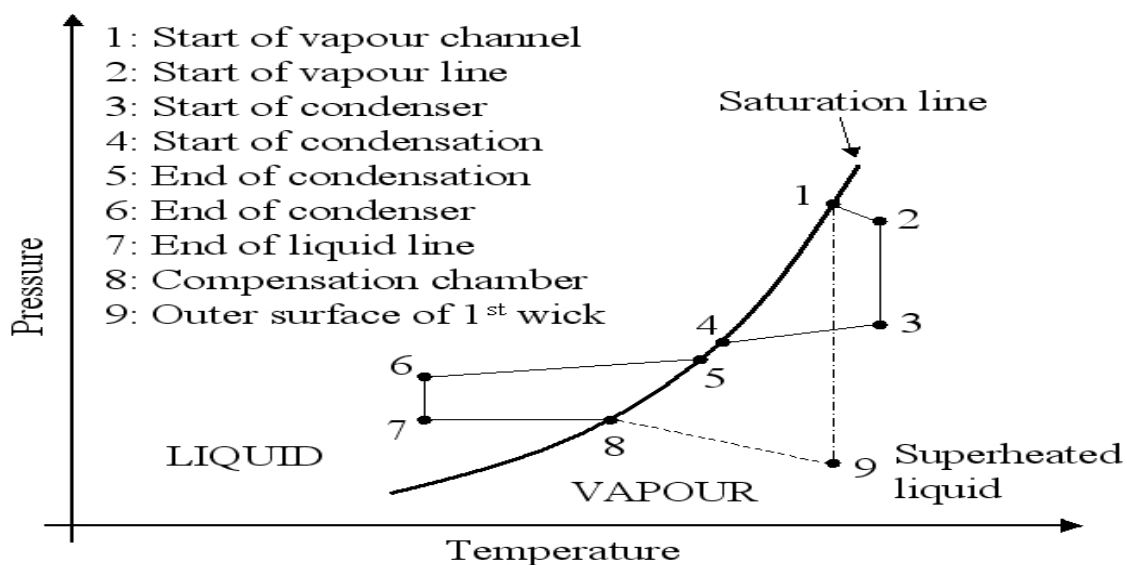


Figure I.8 : Cycle thermodynamique de la LHP

I.4.3. Les limites de fonctionnement

La limite de fonctionnement de la LHP est atteinte lorsque la pression motrice capillaire n'est plus suffisante pour compenser les pertes de charge du système. Le désamorçage de la mèche peut avoir lieu si la vapeur traverse la mèche pour rejoindre le liquide du réservoir, ou si des points chauds apparaissent, provoquant la formation de vapeur à l'intérieur de la mèche ou encore si la structure métallique de l'évaporateur atteint la surchauffe maximale.

Ainsi le pompage capillaire doit continuellement assurer son rôle, celui de transmettre suffisamment de liquide au niveau de la zone d'évaporation afin de compenser le départ de vapeur. L'interface liquide / vapeur a tendance à se rapprocher du réservoir afin d'absorber la quantité d'énergie suffisante nécessaire à son évaporation. Ce phénomène doit être maîtrisé

pour éviter le désamorçage de la mèche et éviter sa dégradation à cause de trop fortes températures.

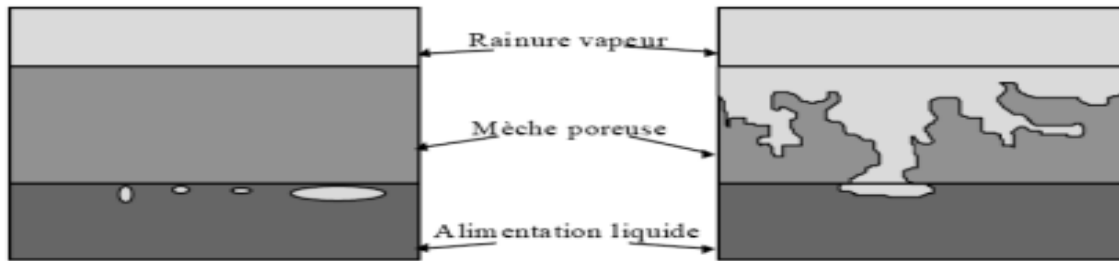


Figure I.9 : Désamorçage de la mèche

Il existe encore d'autres limites de fonctionnement comme la limite visqueuse lorsque la différence de pression vapeur entre l'évaporateur et le condenseur est trop faible devant les pertes de charge, la limite sonique si la vapeur atteint la vitesse du son et produit alors des instabilités, la limite d'entraînement lorsque le liquide est arraché par l'écoulement de la vapeur à contre-courant et la limite d'ébullition si il y a présence de sites de nucléation (apparition de bulles) qui déstabilisent l'interface liquide vapeur. Dans notre étude, c'est surtout la limite capillaire qui nous intéressera, pour éviter tout endommagement de l'évaporateur par le désamorçage de la mèche.

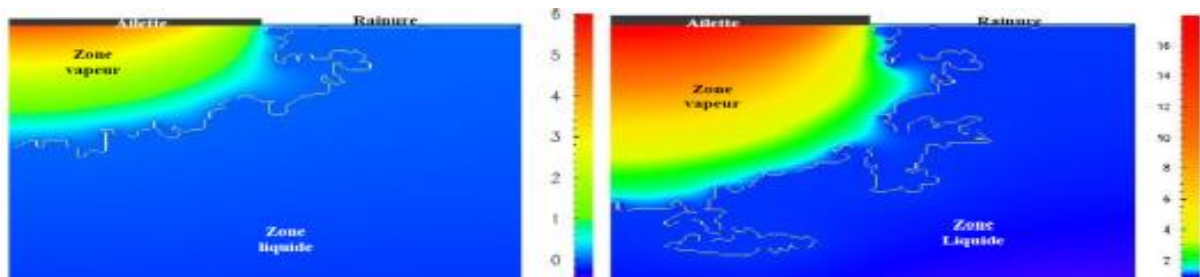


Figure I.10 : Champ de température dans la mèche – charge thermique de 30 kW/m² et 90 kW/m².

D'après Figus (1996)

Une modélisation fine des transferts de chaleur et de masse dans l'évaporateur d'une LHP a été menée par Figus (1996) [27]. Dans les images de la figure I.10, les lignes blanches représentent l'interface liquide/vapeur. Cette étude en deux dimensions prédit la présence d'une poche de vapeur sous l'ailette, une fois le régime permanent atteint. Un résultat important concerne la répartition des zones de liquide et de vapeur. Comme l'illustre la figure I.10, la surface de la zone de vapeur augmente avec la puissance thermique. De plus, la simulation montre que plus la température de fonctionnement est importante, plus la vapeur pénètre rapidement dans la mèche, pouvant conduire à un désamorçage rapide de celle-ci.

I.4.4. La conductivité thermique des mèches poreuses

La conductivité thermique effective de la mèche poreuse est un élément important pour notre étude. Il dépend fortement de la géométrie de la microstructure du milieu poreux. C'est pour cela qu'il n'est pas aisé de déterminer sa valeur théorique mais qu'il est préférable de posséder des valeurs expérimentales afin de mieux l'évaluer. La conductivité thermique de la mèche dépend donc de la conductivité thermique de la phase solide et de la phase du fluide, de la fraction volumétrique et du type de structure de la matrice solide. Cette valeur sera donc comprise entre la conductivité thermique du liquide et celle du solide.

Les mèches conductrices utilisées dans les évaporateurs capillaires peuvent être soit frittées soit agglomérées. Généralement, les modèles utilisés sont les suivants :

L'expression donnée par Chi (1976) [4], utilisée dans le cas de la mèche agglomérée, est celle qui pose la configuration du réseau comme étant un empilement de sphères, valable en considérant que la zone de contact entre les sphères se réduit à un seul point :

$$\lambda^* = \frac{\pi \left(\frac{r_c}{r_s} \right)^2}{8} \lambda_s + \left[1 - \frac{\pi \left(\frac{r_c}{r_s} \right)^2}{8} \right] \left[\frac{\lambda_s \lambda_f}{\varepsilon' \lambda_s + \lambda_f (1 - \varepsilon')} \right] \quad \varepsilon' = \frac{\varepsilon}{1 - \frac{\pi \left(\frac{r_c}{r_s} \right)^2}{8}}$$

Ou encore une relation plus empirique, celle d'Alexander (1972), qui dit :

$$\lambda^* = \lambda_f \left(\frac{\lambda_s}{\lambda_f} \right)^{(1-\varepsilon)^a}$$

Avec $a = 0,53$ pour les agglomérés de poudre

Dans notre étude nous disposons d'une mèche frittée. La conductivité thermique effective est déterminée par la corrélation d'Odelewski :

$$\lambda_{eff} = \varepsilon \lambda_f + \lambda_m \frac{1 - \varepsilon}{(1 + \varepsilon)^b}$$

avec $b = 2,1$ pour les structures dites « frittées ».

I.5. Principe de fonctionnement d'une LHP

Dans une LHP, la chaleur évacuée par le composant électronique est absorbée par évaporation d'un fluide caloporteur au niveau d'un évaporateur et rejetée vers le milieu ambiant par condensation de celui-ci au niveau d'un condenseur (figure I.11). Le principe de

fonctionnement de ce système se rapproche de celui du caloduc, à la différence que dans une LHP, les écoulements du liquide et de la vapeur du fluide caloporteur sont séparés.

L'évaporateur-réservoir, élément principal de la LHP, peut être de forme cylindrique ou plane. Lorsqu'il est plan, la surface en contact avec le composant peut être rectangulaire (figure I.11) ou circulaire. Le réservoir, couplé à l'évaporateur, permet de contrôler la température de fonctionnement de la LHP. Une structure capillaire est plaquée contre la paroi interne de l'évaporateur. Des canaux parallèles sont usinés soit sur cette paroi, soit dans le matériau poreux, pour permettre l'évacuation de la vapeur. Lorsque le composant électronique dissipe de la chaleur, le liquide provenant du réservoir circule dans la structure capillaire jusqu'au contact matériau poreux / canaux, où il s'évapore en formant des ménisques. L'augmentation de pression générée par le creusement des ménisques provoque la mise en circulation du fluide.

Dans les applications avioniques, les critères de choix du fluide caloporteur sont très contraignants. Il doit être ininflammable, non toxique, anticiper les futures réglementations environnementales. Il doit être compatible chimiquement avec les matériaux constitutifs de la LHP. Dans la plage de températures de fonctionnement de la boucle, le fluide doit avoir une pression ni trop basse, ni trop élevée. Il doit être suffisamment éloigné de son point triple et de son point critique. Par exemple, l'utilisation de l'eau peut se révéler délicate dans les climats froids, si la LHP doit démarrer à l'état gelé. Enfin, il doit être choisi en fonction des propriétés thermo-physiques (chaleur latente, capacité thermique massique, tension superficielle) conduisant aux performances optimales du système.

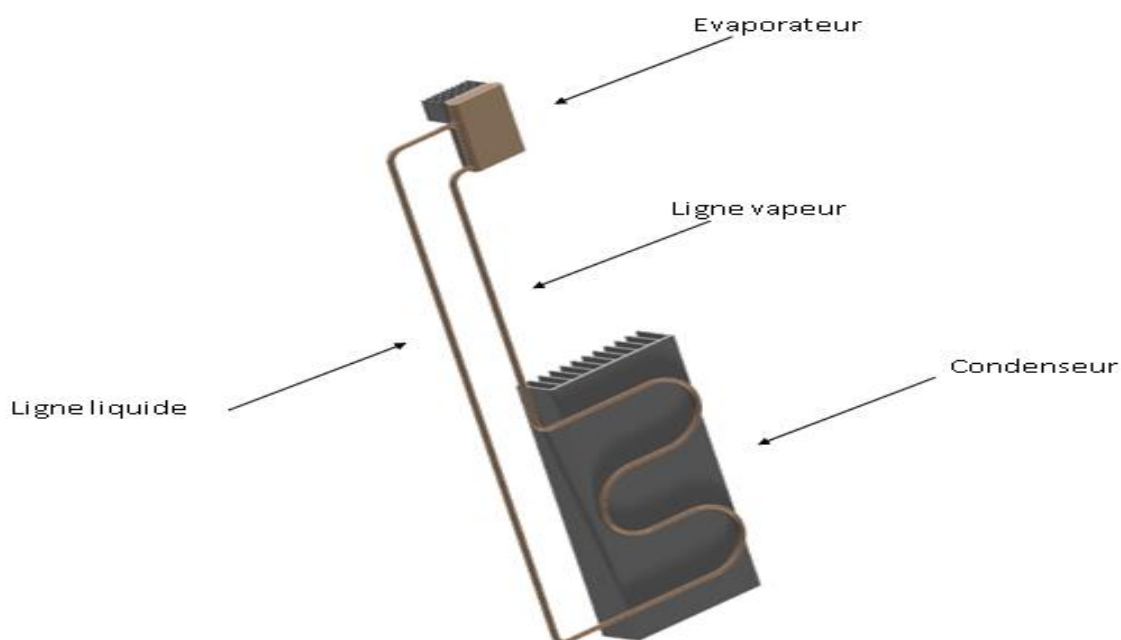


Figure I.11 : Géométrie d'une LHP

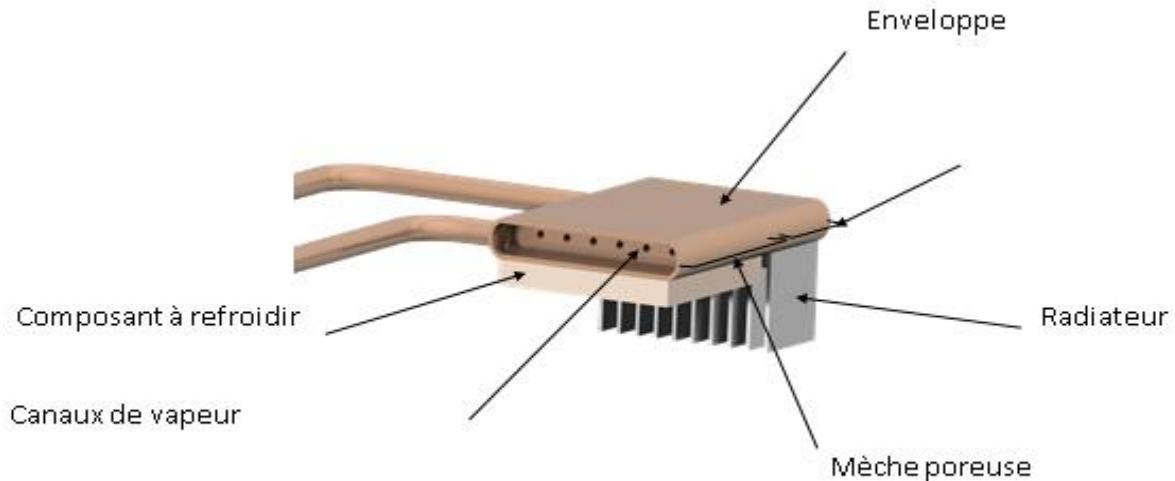


Figure I.12 : Détail de l'évaporateur.

I.6. Concept de base de caloduc en boucle (LHP)

Les caloducs en boucle (LHP) [13, 14], comme montré sur la Figure I. 12[15], est un dispositif de transfert de chaleur à deux phases (liquide / vapeur) permettant de transporter un flux thermique élevé sur une distance allant jusqu'à plusieurs dizaines de mètres dans une position horizontale ou verticale en raison de sa structure capillaire ou gravitationnelle.

LHP a un évaporateur et un condenseur séparé, minimisant ainsi l'effet d'entraînement se produisant entre les deux. Le LHP peut fonctionner sous différents régimes gravitationnels, indépendamment du fait que l'évaporateur soit au-dessus ou en dessous du condenseur.

Le principe de fonctionnement du dispositif LHP pourrait être décrit comme suit : Le fluide caloporteur dans la mèche absorbe la chaleur reçue et se vaporise à l'évaporateur puis s'écoule via la conduite de vapeur vers le condenseur. À l'intérieur du condenseur, la vapeur sera condensée en liquide à la même température et retournera dans la chambre de compensation à travers la conduite de liquide. Le liquide sera ensuite accumulé et stocké dans la chambre de compensation et saturer la mèche.

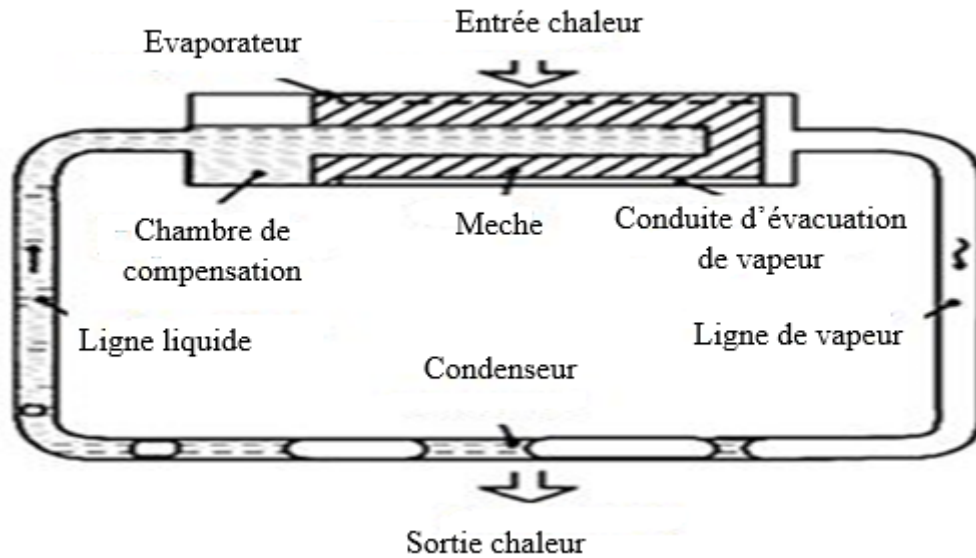


Figure I.13 : Schéma d'un caloduc en boucle conventionnel (LHP)[15].

Selon Reay et Kew [13], trois éléments du dispositif LHP, à savoir le fluide caloporteur, la mèche et le récipient (enceinte), devraient être examinés lors de sa conception.

I.6.1. Le récipient

Le récipient est une enveloppe pour isoler le fluide caloporteur de l'environnement extérieur une fois scellé et aspiré [13], qui doit être étanche, facile à fabriquer et avoir une conductivité thermique élevée pour assurer une chute de température minimale entre l'évaporateur et le condenseur.

Les trois matériaux couramment utilisés pour la fabrication de récipient sont le cuivre, l'aluminium et l'acier inoxydable en raison de leurs propriétés élevées de conductivité thermique et d'étanchéité fiables et des possibilités changement de forme [13].

Dans les dernières avancées, d'autres matériaux tels que le magnésium [16] et le titane [17] sont devenus des alternatives pour les matériaux de récipient.

I.6.2. La mèche

La mèche dans une structure capillaire est généralement située dans l'évaporateur [18]. Il produit la force capillaire pour ramener le liquide du condenseur à l'évaporateur et assure une répartition uniforme du liquide caloporteur sur la surface de l'évaporateur.

Les mèches en toile, métal frittée et à rainure sont les structures les plus courantes.

I.6.3. Le fluide caloporteur

En ce qui concerne le fluide caloporteur, trois aspects doivent être pris en compte, notamment la compatibilité avec les matériaux de la mèche et du récipient, plage de la température de la vapeur et le rapport entre différence de pression et différence de température entre l'évaporateur et la chambre de compensation [7, 19, 20].

I.7. Architecture et comparaison:

I.7 Comparaison des différentes boucles de refroidissement à pompage capillaire

I.7.1. Architecture LHP

Dans une LHP, le réservoir est adjacent à l'évaporateur. Une mèche secondaire entre l'évaporateur et le réservoir permet d'alimenter constamment la mèche primaire en liquide. Ainsi, la LHP s'amorce automatiquement, conduit la vapeur au condenseur où celle-ci se condense, et autorégule la température du réservoir selon un bilan énergétique qui prend également en compte la chaleur évacuée au niveau du condenseur ainsi que dans la ligne liquide, le réchauffement ou bien le refroidissement du liquide par le milieu ambiant.

Les LHP utilisent généralement des pores de petites tailles (du nickel ou du titane pour un diamètre allant de 1 à 1,5 μm), qui assurent une grande capacité de pompage, nécessaire pour vaincre la gravité. Le contrôle de la température de la LHP est limité, à cause de la température du réservoir qui dépend du bilan énergétique mentionné ci-dessus. Lorsque l'on utilise conjointement plusieurs évaporateurs, les dimensions du réservoir de la LHP augmentent exponentiellement, ce qui explique que les LHP à évaporateurs multiples ne peuvent en pratique pas excéder trois évaporateurs.

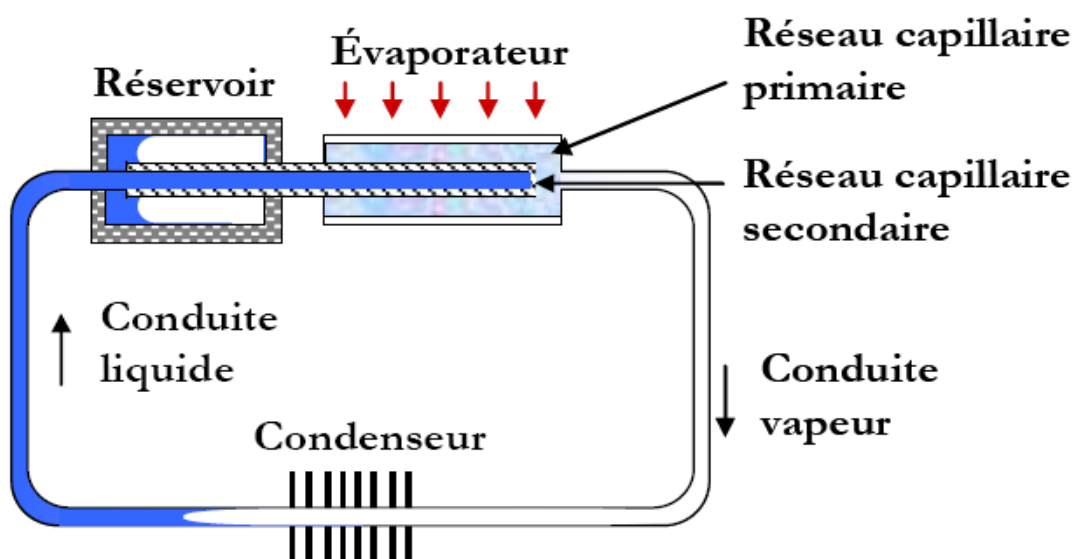


Figure I.14 : schéma d'une LHP.

I.7.2. Architecture CPL

Le réservoir est éloigné de l'évaporateur. Ainsi, la température de fonctionnement de la CPL est plus aisément contrôlable car le réservoir peut être monté près de la source froide. Sa température peut également être contrôlée par un système thermostatique.

A cause de l'éloignement entre le réservoir et l'évaporateur et de la proximité entre le réservoir et la source froide, l'évaporateur de la CPL ne contient pas toujours la quantité de liquide nécessaire au démarrage. Pour un démarrage fiable, la CPL nécessite une boucle de pré-conditionnement qui chauffe le réservoir afin d'alimenter correctement l'évaporateur.

Les CPL n'ont pas de moyens actifs pour produire de la chaleur motrice. Ainsi, elles doivent compenser cela par l'utilisation de mèches en polymère de faible conductivité thermique, dont les pores sont de taille relativement grande, tout en assurant que la température du liquide entrant à l'évaporateur soit de quelques degrés en dessous de la température de condensation. Dans le cas de l'utilisation d'évaporateurs multiples, la taille du réservoir varie linéairement en fonction du nombre d'évaporateur. Ainsi les CPL à évaporateurs multiples peuvent contenir un nombre quasiment illimité d'évaporateurs.

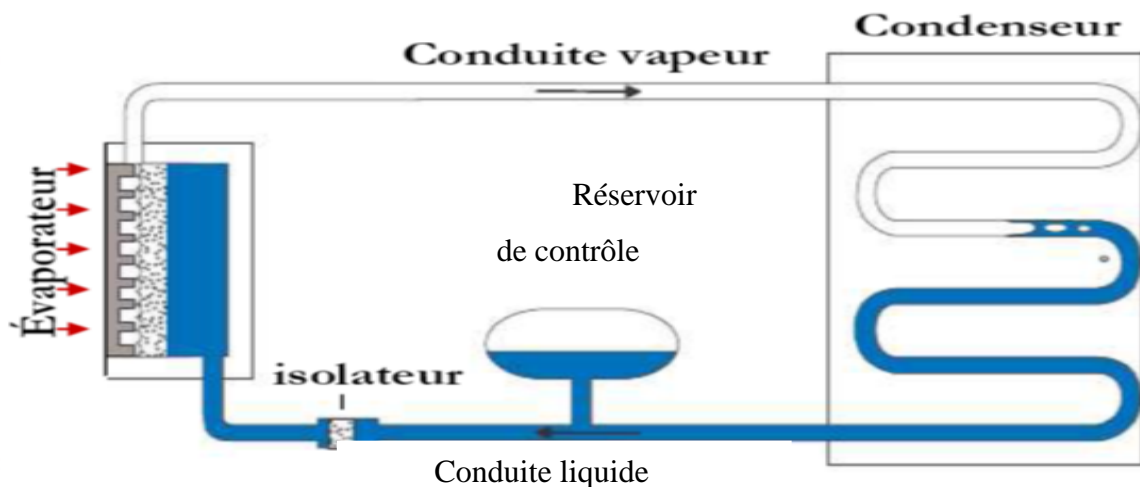


Figure I.15 : schéma de principe d'un CPL.

I.7.3. Les structures capillaires

Les structures capillaires utilisées dans les caloducs à pompage capillaire sont nombreuses et dépendent des applications pour lesquelles sont utilisés ces caloducs. Elles doivent satisfaire un bon compromis pour générer un saut de pression capillaire maximal tout en n'engendrant pas des pertes de pression trop importantes dans la phase liquide : des pertes

de pression trop conséquentes limiteraient le débit d'écoulement du fluide et, par conséquent, affecteraient directement la quantité de chaleur transportable par le caloduc.

En effet, à l'état stationnaire, le flux de chaleur Q transmis par changement de phase est directement proportionnel au débit de masse m° de l'écoulement.

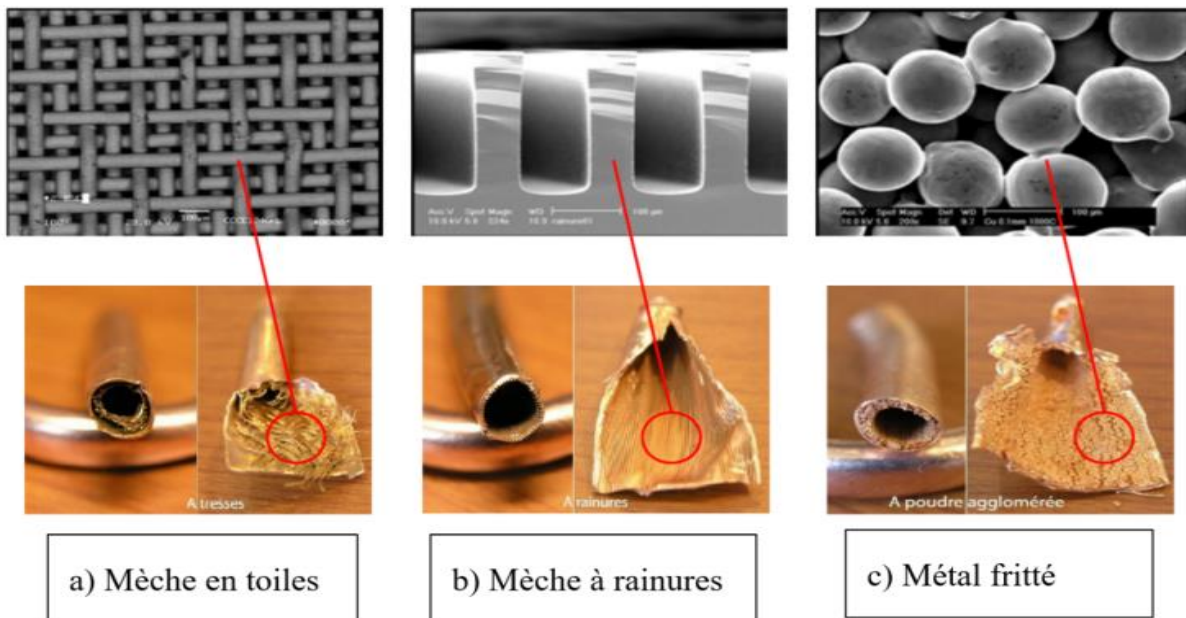


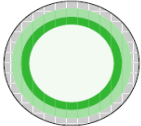
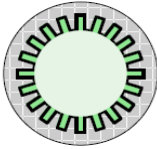
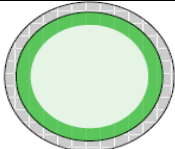
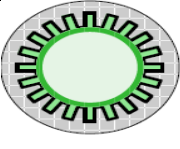
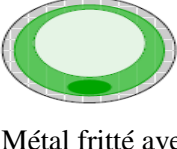
Figure I.16 : Différents types de réseaux capillaires[21].

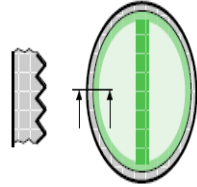
Pour engendrer le saut capillaire maximal $\Delta P_{c,max}$ le plus grand possible, le rayon moyen des pores doit être le plus petit possible mais, ce faisant, les pertes de pression augmentent, diminuant ainsi le débit du fluide.

Faghri[22] a défini trois critères permettant de quantifier les avantages et les inconvénients de chacune des structures capillaires : le pompage capillaire, la perméabilité qui, quand elle augmente, permet de faire diminuer les pertes de pression et, enfin, le coefficient d'échange thermique.

Le Tableau I.2 permet de comparer les différentes structures selon les critères de Faghri.

Tableaux I.2: Comparaison des différentes structures capillaires [16].

TYPE	Pompage Capillaire	Coefficient d'échange thermique	Perméabilité	Remarques
 Mèches composites	Elevé	Faible	Faible à moyenne	Le diamètre moyen des pores de la trame peut être ajusté. Fabrication très facile Mauvaise reproductibilité
 Rainures longitudinales	Faible	Très élevé	Moyenne à élevée	Il existe de nombreux profils : -rectangulaire, -triangulaire, -circulaire, -trapézoïdale, Fabrication de série facile et bon marché.
 Métal fritté	Très élevé	Moyen	Faible à moyenne	Le diamètre moyen des pores peut être ajusté. Fabrication assez délicate mais coût pouvant être faible.
 Rainures longitudinales et mèches	Elevé à Très élevé	Elevé	Moyenne à élevée	Fabrication délicate (positionnement de la mèche). Risques important de création de bulles de vapeur ou de gaz dans les rainures
 Métal fritté avec artère liquide intégrée	Elevé à Très élevé	Moyen	Moyenne à élevée	Le diamètre moyen des pores peuvent être ajusté ainsi que la section du canal liquide. Fabrication délicate.

 <p>Rainures radiales et milieu poreux central</p>	<p>Elevé à Très élevé</p>	<p>Elevé à Très élevé</p>	<p>Moyenne à élevée</p>	<p>Difficulté importante pour la réalisation de rainures radiales sur de grandes longueurs. Difficulté de maintien de l'élément central.</p>
---	-----------------------------------	-----------------------------------	---------------------------------	--

I.7.4. Paramètres structures capillaires

Pour obtenir de bonnes performances thermiques, des mèches capillaires avec une perméabilité et une porosité élevée et un rayon de pore fin sont attendus. Ces paramètres dépendent principalement du processus de fabrication. Les mèches les plus fréquemment utilisées sont en métal fritté, comme le nickel, le cuivre, le titane, l'acier inoxydable ou les polymères.

Les principaux paramètres de la mèche sont la porosité, le diamètre des pores et la perméabilité. La porosité optimale de la mèche frittée est comprise entre 30 et 75% quel que soit le diamètre des pores. La porosité du matériau fritté augmente lorsque la température ou la pression de formage diminue. La perméabilité optimale est comprise entre 10^{-14} et $3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$. Les diamètres de pores de ces différents matériaux poreux sont compris entre 1 et 20 μm , sauf pour le cuivre qui présente des diamètres de pores plus importants (entre 20 et 100 μm).

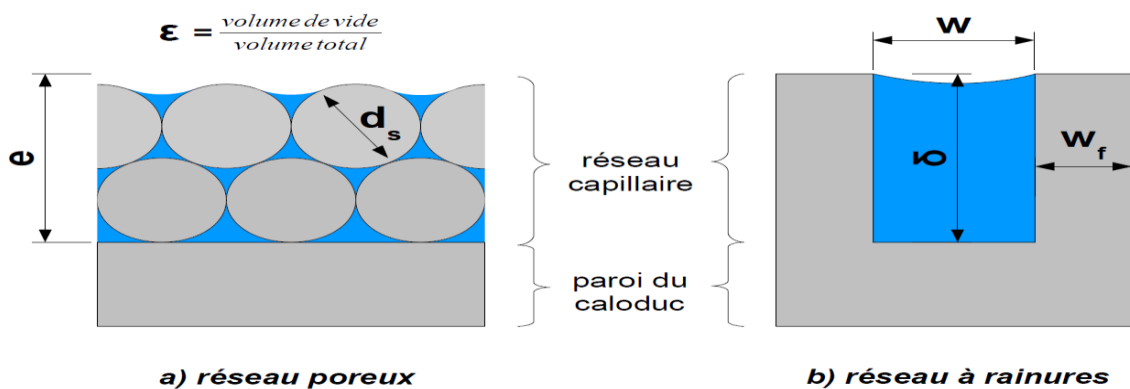


Figure I.17 : Principaux paramètres géométriques des réseaux capillaires.

Le rôle des mèches dans les caloducs est de diriger le liquide condensé du condenseur vers l'évaporateur du caloduc. Ses performances sont fonction de son épaisseur, de la taille de ses pores et de sa porosité. Plus la mèche est épaisse, plus le débit de retour du liquide de condensation est élevé. De plus, une mèche plus épaisse réduit la chute de pression du flux de retour. L'épaisseur de la mèche crée également une résistance thermique supplémentaire entre le caloduc interne et son environnement extérieur. Les pores plus fins augmenteront l'action

capillaire tandis que la porosité plus élevée augmentera la perméabilité aux liquides, ce qui compensera la résistance hydraulique accrue des pores plus fins.

I.7.5. Fluide de travail

Le fluide de travail et le réseau capillaire sont les éléments clés de la performance d'un caloduc à pompage capillaire. Les températures de service dans lesquelles il va évoluer imposent le choix du fluide de travail. Généralement, pour les applications terrestres, dans des conditions normales de température, l'eau distillée est très couramment utilisée pour son très bon nombre de mérite et de son faible impact environnemental. Dans les applications spatiales, on utilise plutôt de l'éthanol ou du méthanol, tandis que pour les applications à hautes températures le sodium liquide est préconisé.

Ku (1999) [22] considère que la masse du fluide de travail M dans la froide condition, c'est-à-dire sans charge thermique appliquée dans l'évaporateur et condenseur, au niveau de température minimum doit satisfaire les conditions suivantes équation :

$$M = \rho_{l,c}(V_{loop} + \beta V_{cc}) + \rho_{v,c}(1 - \beta)V_{cc} \quad (I.1)$$

$$\beta = \frac{V_{cc}}{V_{loop}} \quad (I.2)$$

Où V_{loop} est le volume total de LHP moins le volume de chambre de compensation, β est la fraction de la chambre de compensation occupée par le liquide et $\rho_{l,c}$, $\rho_{v,c}$ sont les densités de liquide et de vapeur, évalué à la température de fonctionnement minimale.

Le choix du fluide est essentiel car les performances de la boucle dépendent en grande partie de ses propriétés, qui doivent d'une part être intéressantes d'un point de vue énergétique et d'autre part être compatibles avec le matériel utilisé.

L'intervalle de température, qui doit correspondre à des pressions de saturation acceptables, est l'une des contraintes les plus évidentes. Comme on peut le voir sur la figure I.18, la température de fonctionnement doit se situer entre le point triple et le point critique. Dans la pratique, la plage de température utilisable est encore plus restreinte car les caractéristiques thermo-physiques des fluides se dégradent fortement lorsqu'on s'approche du point critique. Mais bien d'autres éléments doivent être pris en compte :

- La chaleur latente de vaporisation doit être élevée afin que, pour un débit de fluide donné, le transfert thermique soit important.
- La tension superficielle doit être la plus grande pour obtenir un saut de pression capillaire le plus grand possible.

- La masse volumique de la vapeur doit être la plus grande possible pour limiter la vitesse de la vapeur et la génération des pertes de charge visqueuses.
- Les viscosités dynamiques de la phase liquide et vapeur doivent être faibles pour diminuer les pertes de charges visqueuses.

En outre, ce fluide doit être non toxique, comme on l'a déjà dit compatibles avec les différents matériaux qui constituent la boucle, ininflammable, non détrônable et disponible à un coût raisonnable.

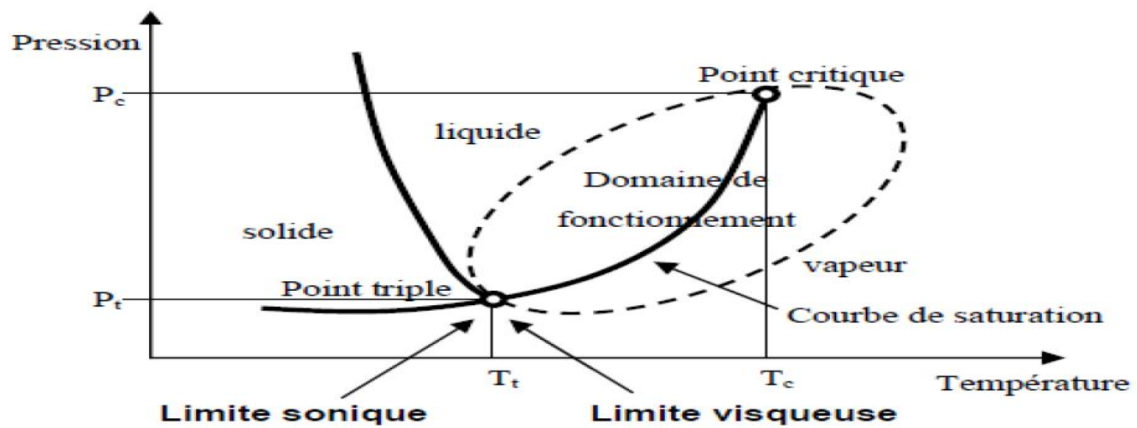


Figure I.18 : domaine de fonctionnement d'une boucle diphasique à pompage capillaire[23].

I.8. Conclusion

Ce chapitre a permis d'introduire le concept de caloduc conventionnel et LHP, mais nous allons intéresser aux caloducs LHP qui vont être étudiés de manière plus approfondie dans les autres chapitres. Préalablement à ces développements, nous avons besoin d'introduire un certain nombre de définitions et d'explications concernant les phénomènes physiques mis en jeu aux plus petites échelles dans les systèmes diphasiques, et plus particulièrement dans les caloducs. Nous allons tâcher d'affiner notre compréhension des mécanismes essentiels au transfert de chaleur et de masse au sein de ces caloducs.

Après avoir donné une approche extérieure des caloducs, nous aborderons en détails dans le chapitre II les principes physiques régissant le bon fonctionnement des caloducs LHP que ce soit au niveau des phénomènes capillaires, du cycle thermodynamique, des écoulements fluides ou des transferts thermiques.

Chapitre II :
Analyse théorique &
modélisation

II.1. Modèle stationnaire pour l'étude thermohydraulique du système LHP

Le travail de modélisation présenté ici est basé sur la méthode nodale. Les nœuds sont placés en des endroits judicieusement choisis de la boucle diphasique, correspondant aux composants de la boucle : l'évaporateur, le réservoir, le condenseur, et les conduites de liquide et de vapeur.

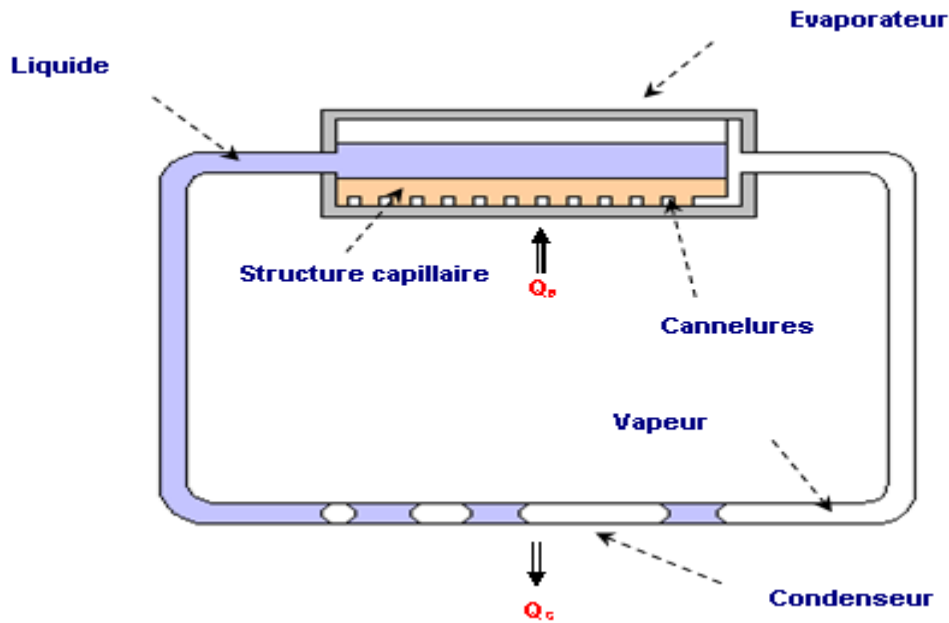


Figure II.1 : schéma de principe de la boucle LHP

➤ Hypothèses

Le modèle en régime permanent est basé sur les bilans de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ainsi que les relations thermodynamiques. Les hypothèses sont les suivantes :

- la température du fluide dans le réservoir est considérée comme étant constante,
- une partie du flux à évacuer est transféré par la paroi de l'évaporateur par conduction longitudinale et une autre partie vers l'interface liquide-vapeur par conduction transversale,
- les différents écoulements sont considérés comme incompressibles,
- les variations de leurs propriétés thermo-physiques en fonction de la température sont considérées,
- au niveau du condenseur, la longueur de désurchauffe est négligée et la condensation est supposée isobare,
- les échanges thermiques de la ligne de liquide avec l'ambiance sont pris en compte.

II.1.1. Bilan d'énergie sur l'évaporateur

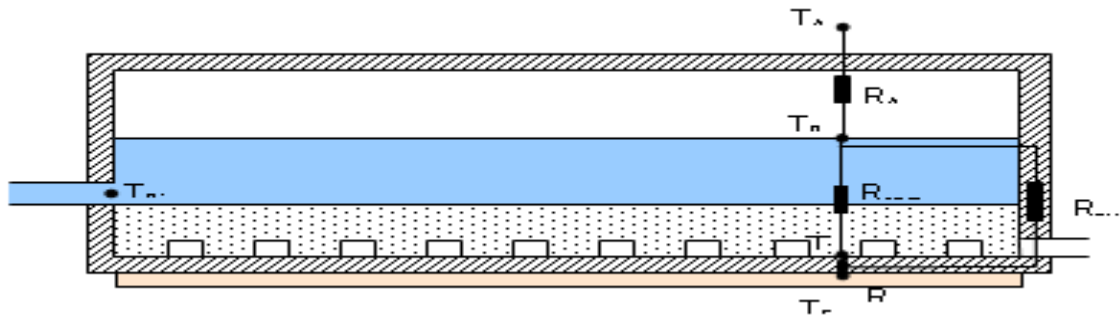


Figure II.2 : schéma de l'évaporateur et analogie électrique

➤ Bilan massique

Les composants électroniques embarqués génèrent une quantité de chaleur qu'il faut pouvoir évacuer pour éviter leur dégradation. C'est le calcul de ce flux ou encore du débit massique associé qui permet de dimensionner le système de refroidissement, soit :

$$\dot{m} = \frac{Q_E - Q_f}{\Delta h_v} \quad (\text{II.1})$$

La chaleur dissipée dans l'évaporateur va soit être transférée vers l'interface liquide-vapeur, soit être transmise au réservoir après avoir traversé longitudinalement la paroi de l'évaporateur. Le flux dissipé par le composant électronique s'exprime alors de la manière suivante :

$$Q_E = \underbrace{\frac{T_{Em} - T_v}{R_{vap}}}_{\text{Flux arrivant à l'interface L/V}} + \underbrace{\frac{T_{Em} - T_R}{R_{ax}}}_{\text{Flux de fuite longitudinal à travers la paroi}} \quad (\text{II.2})$$

Le flux de chaleur arrivant à l'interface se partage en trois flux distincts (figure II.3) : une partie correspond au changement de phase du fluide caloporteur, une autre correspond au chauffage par chaleur sensible du liquide s'écoulant à travers la structure poreuse, et le dernier représente le flux de fuite transféré par conduction transversale vers le réservoir. Le premier terme de l'équation (2) se décompose alors de la manière suivante :

$$\underbrace{\frac{T_{Em}-T_v}{R_{vap}}}_{\text{Partie du flux}} = \underbrace{\dot{m}\Delta h_v + \dot{m}C_p(T_v - T_R)}_{\text{Partie du flux}} + \underbrace{\frac{T_v - T_R}{R_{cap}}}_{\text{Partie du flux}} \quad (\text{II.3})$$

Partie du flux permettant l'évaporation du liquide
 Partie du flux permettant le chauffage du liquide jusqu'à saturation
 Partie du flux transféré vers le réservoir à travers la structure poreuse

► Démonstration

Le modèle de l'évaporateur est adapté d'une analyse d'**Hamdan**, décrite dans ce qui suit. Dans la mèche, la chaleur est transférée par évaporation à l'interface liquide-vapeur et par conduction dans le sens opposé au débit :

$$\frac{T_E - T_v}{R_{vap}} = Q_{latent} + Q_{sensible} + Q_{fuite} \quad (\text{II.4})$$

Dans l'approche d'Hamdan, le courant de fuite est le flux conductif de chaleur quittant la surface de la mèche au contact avec le réservoir ($x = 0$) :

$$\lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = Q_{fuite} \quad (\text{II.5})$$

Dans une autre approche nous pourrions considérer le courant de fuite comme étant le flux de chaleur transféré par conduction-convection à la surface de la mèche en contact avec la paroi de l'évaporateur ($x = e_w$). En supposant que l'équilibre thermique local est assuré dans chaque portion de la mèche, le bilan énergétique local est :

$$\dot{m}c_p T_x + \lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_x = \dot{m}c_p T_{x+dx} + \lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+dx} \quad (\text{II.6})$$

De là :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (\text{II.7})$$

La solution de cette équation est :

$$T = C_1 + C_2 \exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff} A} x\right) = 0 \quad (\text{II.8})$$

Les conditions aux limites sont exprimées par un flux de chaleur connu du côté de la paroi de l'évaporateur ($x = e_w$) et une température connue du côté du réservoir ($x = 0$) :

$$\lambda_{eff} A \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=e_w} = \frac{T_E - T_V}{R_E} - \dot{m} \Delta h_w = Q_{fuite} \quad (\text{II.9})$$

Avec $T_{x=0} = T_R$

Les conditions aux limites permettent la détermination des constantes :

$$\begin{aligned} C_1 &= T_R - C_2 \\ C_2 &= \frac{1}{\dot{m} c_p} \exp\left(-\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A}\right) \left(\frac{T_E - T_V}{R_E} - \dot{m} \Delta h_v\right) \end{aligned} \quad (\text{II.10})$$

Le bilan énergétique de la mèche permet de dire que $T_{x=e_w} = T_V$

$$T_V = C_1 + C_2 \exp\left(\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) \Rightarrow \frac{T_V - T_R}{\frac{1 - \exp\left(-\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right)}{\dot{m} c_p}} = \frac{T_E - T_V}{R_E} - \dot{m} \Delta h_v \quad (\text{II.11})$$

$$\text{Ainsi } \frac{T_E - T_V}{R_{vap}} = \dot{m} \Delta h_w + \frac{T_V - T_R}{R_W}, \text{ avec } R_W = \frac{1 - \exp\left(-\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right)}{\dot{m} c_p}$$

Dans l'approche d'Hamdan, dire que le flux de fuite correspond au flux de chaleur dissipée en $x = 0$, conduit à :

$$Q_{fuite} = \dot{m} c_p C_2 = \exp\left(-\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) \left(\frac{T_E - T_V}{R_{vap}} - \dot{m} \Delta h_v\right) \quad (\text{II.12})$$

En combinant cette expression avec l'équation (a), obtient :

$$Q_{fuite} = \frac{T_V - T_R}{\frac{\exp\left(-\frac{\dot{m} c_p}{\lambda_{eff} A} e_w\right) - 1}{\dot{m} c_p}} \quad (\text{II.13})$$

Et de là :

$$\frac{T_E - T_v}{R_{vap}} = \dot{m}\Delta h_v + \dot{m}c_p(T_v - T_R) + \frac{T_v - T_R}{\frac{\exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff}A}e_w\right) - 1}{\dot{m}c_p}} \quad (\text{II.14})$$

Soit :

$$R_{cap} = \frac{\exp\left(\frac{\dot{m}c_p}{\lambda_{eff}A}e_w\right) - 1}{\dot{m}c_p} \quad (\text{II.15})$$

II.1.2. Bilan énergétique du réservoir

Le réservoir ou encore chambre de compensation, contient un mélange liquide-vapeur en équilibre thermodynamique au point de fonctionnement (P_R , T_R). Il permet l'alimentation de la mèche poreuse. Le bilan thermique du réservoir fait intervenir quatre flux schématisés dans la figure II.3. La canalisation débouchant dans le réservoir apporte du liquide provenant du condenseur, de température inférieure à celle du réservoir. La température de l'ambiance étant inférieure à celle du réservoir, une partie de la chaleur du réservoir est dissipée à travers la paroi vers l'ambiance. Les flux entrants sont le flux de fuite transversal provenant de l'évaporateur qui traverse la structure poreuse saturée en fluide, et le flux de fuite longitudinal traversant les parois de l'évaporateur. La figure II.3 récapitule les flux mis en jeu au niveau du réservoir ainsi que les résistances associées.

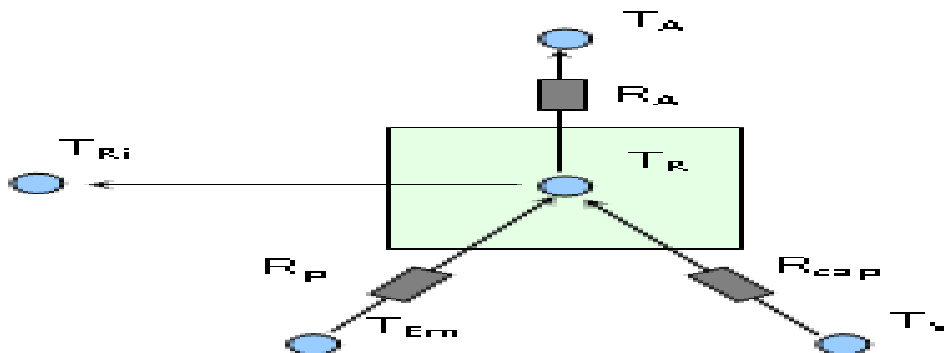


Figure II.3 : schéma du réservoir et analogie électrique.

$$\underbrace{\frac{T_{Em} - T_R}{R_p}}_{\text{Flux de fuite longitudinal}} + \underbrace{\frac{T_v - T_R}{R_{cap}}}_{\text{Flux de fuite transversal}} - \underbrace{\dot{m}c_p (T_{Re} - T_R)}_{\text{Flux apporté par le liquide provenant du condenseur}} - \underbrace{\frac{T_R - T_A}{R_A}}_{\text{Flux dissipé vers l'ambiance}} = 0 \quad (\text{II.16})$$

II.1.3. Bilan énergétique au niveau du condenseur

Le condenseur permet l'évacuation du flux vers la source froide. Il comporte généralement trois zones correspondant à des états différents du fluide caloporteur. Dans la zone de désurchauffe, la vapeur perd de la chaleur sensible jusqu'à atteindre l'état de saturation. Ensuite, dans la zone diphasique, le fluide se condense progressivement. La longueur totale de condensation est appelée « longueur diphasique ». Dans la zone de sous-refroidissement les transferts thermiques ont lieu par chaleur sensible. Selon la longueur de cette zone, qui dépend de la longueur totale du condenseur et du flux à dissiper, la température du liquide à la sortie du condenseur sera plus ou moins proche de celle de la source froide.

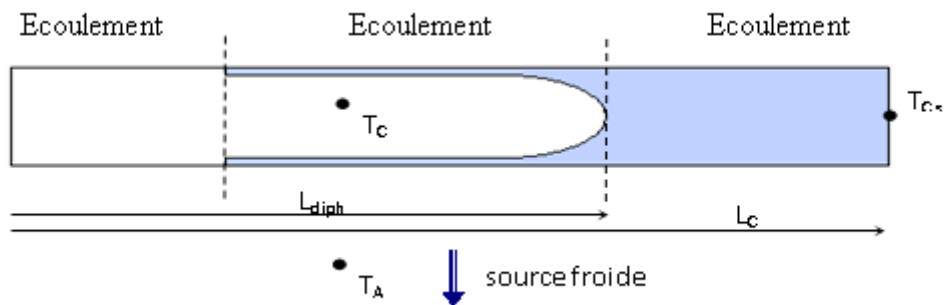


Figure II.4 : schéma du condenseur

Afin de faciliter l'étude, on se propose de décomposer le condenseur en deux parties :
Echange dans la zone diphasique :

$$Q_C = \dot{m}\Delta h_v = K_{glob-cond} \pi D_C L_{\eta} (T_C - T_{SF}) \quad (\text{II.17})$$

$$K_{glob-cond} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cond}} + \frac{1}{h_{SF}}}$$

Avec :

Dans notre modèle de condenseur, nous avons utilisé la différence de température ($T_C - T_{SF}$) au lieu de la différence de température logarithmique. Toutefois, l'erreur due à cette

approximation est très faible. Le transfert thermique conductif à travers la paroi du condenseur est également négligé, car la résistance thermique correspondante est faible par rapport à la résistance thermique due aux échanges avec la source froide. Le calcul du coefficient d'échange par condensation h_{cond} dépend du nombre de Reynolds, qui détermine le type d'écoulement diphasique. Les deux principaux types d'écoulement sont :

L'écoulement stratifié, où le liquide est situé dans la partie inférieure du tube et la vapeur dans la partie supérieure. Il a lieu soit pour des écoulements de faible débit, soit lorsque le tube est de grand diamètre.

L'écoulement annulaire, où le liquide est situé sur la périphérie du tube et la vapeur dans la partie centrale. Il a lieu soit pour des écoulements de fort débit, soit lorsque le tube est de faible diamètre.

Le calcul du coefficient d'échange thermique h_{SF} dépend du type d'échangeur, de la nature du fluide de refroidissement et de sa vitesse. Il fait appel à des corrélations spécifiques. Dans le cas d'un refroidissement par convection d'air, naturelle ou forcée, les échangeurs sont souvent munis d'ailettes.

Détermination des coefficients d'échange au niveau du condenseur :

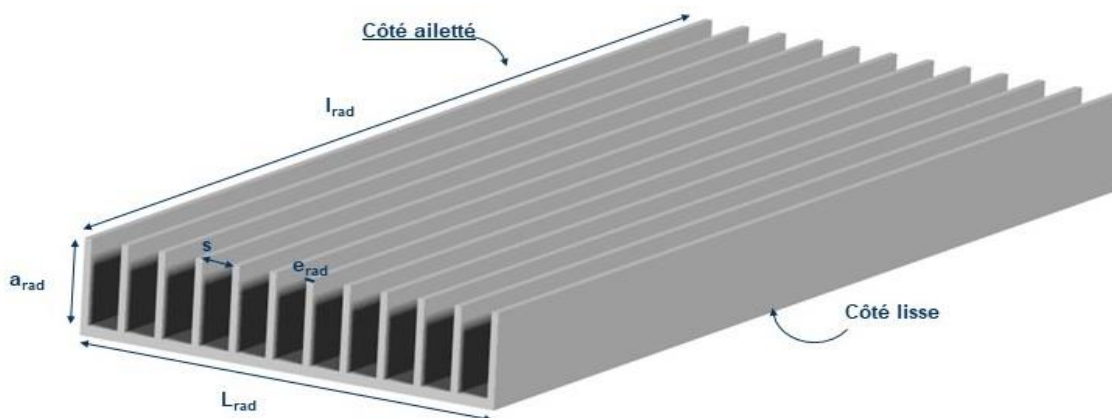


Figure II.5 : condenseur, dimensions du radiateur

Détermination des coefficients d'échange thermique de convection naturelle et rayonnement au niveau du condenseur en zone diphasique pour différentes inclinaisons :

Le coefficient d'échange h_{condr} côté ailetté avec l'air ambiant

Le coefficient d'échange h_{condl} côté lisse avec l'air ambiant

Le coefficient d'échange $h_{\text{condensation}}$ par condensation

$$Gr_c = \frac{g \cdot \beta_A \cdot |T_p - T_A| \cdot b_{rad}^3}{\nu_A^2} \quad (\text{II.18})$$

$$Nu_{ref} = 0,112 \left(Gr_c \cdot Pr_l \cdot \frac{s}{l_{rad}} \right)^{0,534} \cdot \left(1 - \exp \left(- \frac{129}{Gr_b \cdot Pr_l \cdot s \cdot l_{rad}} \right) \right)^{0,284} \quad (\text{II.19})$$

$$h_{ref} = Nu_{ref} \cdot \frac{\lambda_A}{s} \quad (\text{II.20})$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot h_{ref} \cdot a_{rad}^2 \cdot \frac{1}{\lambda_{rad} \cdot e_{rad}}} \quad (\text{II.21})$$

En position verticale :

$$h_{cond_{rv}} = h_{ref} \cdot \left(\frac{Sp_{rad}}{St_{rad}} + \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{Sp_{rad}}{St_{rad}} \right) \right) \quad (\text{II.22})$$

En position horizontale :

$$h_{cond_{rh}} = \frac{\lambda_A}{s} \cdot 6,7 \cdot 10^{-4} \cdot Gr_c \cdot Pr_l \cdot \left(1 - \exp \left(- \left(\frac{0,746 \cdot 10^4}{Gr_c \cdot Pr_l} \right)^{0,44} \right) \right)^{1,7} \quad (\text{II.23})$$

En position intermédiaire :

$$h_{cond_r} = \frac{h_{cond_{rh}} \cdot (0,647 - |H|) + h_{cond_{rv}} \cdot |H|}{0,647} \quad (\text{II.24})$$

Echange côté lisse du condenseur (avec rayonnement) :

$$h_{cond_l} = \frac{\lambda_{amb}}{l_{rad}} \cdot 0,68 \cdot \left(\frac{Pr_l^2}{Pr_l + \frac{20}{21}} \cdot Gr_c \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} \cdot \left(1 + \frac{H}{0,647} \right) \right) \right)^{0,25} + \underbrace{\varepsilon_{rad} \cdot \sigma_{st} \cdot (T_p^2 + T_{amb}^2) \cdot (T_p + T_{amb})}_{\text{Terme radiatif}} \quad (\text{II.25})$$

Le coefficient total d'échange entre le condenseur et l'air ambiant et le coefficient d'échange par condensation se calculent alors de la manière suivante :

$$h_{SF} = \frac{h_{cond_r} \cdot St_{rad} + h_{cond_l} \cdot (l_{rad} \cdot L_{rad})}{\pi \cdot D_c \cdot d_{c_{totale}}} \quad (\text{II.26})$$

$$h_{condensation} = \frac{\lambda_l}{D_c} \cdot 0,555 \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot D_c^3 \cdot l_v}{\lambda_l \cdot \mu_l \cdot |T_c - T_p|} \right)^{0,25} \quad (\text{II.27})$$

Echange dans la zone sous-refroidie : dans la zone sous-refroidie, la température de sortie condenseur est calculée grâce au coefficient de transfert convectif h_l ainsi que la température de la source froide :

$$\frac{T_{C,s} - T_{SF}}{T_C - T_{SF}} = \exp \left(- \frac{\pi D_c (L_C - L_{diph})}{\dot{m} C_{p,l}} K_{glob-rad} \right) \quad (\text{II.28})$$

$$K_{glob-rad} = \frac{1}{\frac{1}{h_l} + \frac{1}{h_{SF}}}$$

Avec :

Le coefficient de transfert convectif h_l entre le liquide et la paroi du tube est identique à celui qui sera calculé pour la ligne de liquide. Son calcul sera donc détaillé dans le paragraphe suivant.

II.1.4. Bilan énergétique dans les canalisations

Le bilan thermique entre la ligne de liquide et l'ambiance permet de déterminer la température d'entrée du réservoir :

$$\frac{T_{Re} - T_A}{T_{Cs} - T_A} = \exp \left(- \frac{\pi D_L L_L}{\dot{m} C_{p,l}} K_{glob-amb} \right) \quad (\text{II.29})$$

$$\text{Avec } K_{glob-amb} = \frac{1}{\frac{1}{h_l} + \frac{1}{h_A}}$$

Le coefficient de transfert convectif h_l entre le liquide et la paroi du tube est calculé à partir du nombre de Nusselt, défini comme le rapport entre le flux échangé par convection et le flux échangé par conduction :

$$Nu = \frac{h_l L}{\lambda_l} \quad (\text{II.30})$$

Avec en régime laminaire :

$$\begin{cases} Nu=3,66 \text{ pour } A>0,05 \\ Nu=1,06A^{-0,4} \text{ pour } A<0,05 \end{cases} \text{ Avec } A = \frac{1}{Re Pr D} \frac{x}{\alpha} = \frac{VD}{\alpha} \text{ et } \alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p}$$

Pour un écoulement turbulent on utilise la corrélation expérimentale de Colburn, :

$$Nu = 0,023 Pr^{\frac{1}{3}} Re^{0,8} \quad (\text{II.31})$$

Le coefficient de transfert de chaleur h_{amb} est calculé à partir des corrélations de Churchill et Chu :

En position verticale :

$$Gr_V = \frac{g \cdot \beta_A \cdot |T_L - T_A| \cdot L_L^3}{\nu_A^2} \quad (\text{II.32})$$

Avec $T_L = \frac{(T_{CO} - T_{RI})}{2}$ la température moyenne de la ligne liquide.

$$h_{A_v} = \frac{\lambda_A}{L_L} \cdot \left(\frac{4}{3} \cdot \left(7 \cdot \frac{Gr_V \cdot Pr_l^2}{5 \cdot (20 + 21 \cdot Pr_l)} \right)^{0,25} + \frac{4}{35} \cdot \frac{272 + 315 \cdot Pr_l}{64 + 63 \cdot Pr_l} \cdot \frac{L_L}{D_L} \right) \quad (\text{II.33})$$

En position horizontale :

$$Gr_V = \frac{g \cdot \beta_A \cdot |T_{II} - T_A| \cdot D_L^3}{\nu_A^2} \quad (\text{II.34})$$

$$h_{A_H} = \frac{\lambda_A}{D_L} \cdot \left(0,6 + \frac{0,387 \cdot (Gr_H \cdot Pr_l)^{\frac{1}{6}}}{\left(\left(1 + \frac{0,559}{Pr_l} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{16}}} \right) \quad (\text{II.35})$$

Afin de déterminer le coefficient d'échange thermique en position intermédiaire, on effectue une interpolation linéaire entre les corrélations définies pour les positions horizontales et verticales de la boucle en y intégrant les transferts radiatifs :

$$h_A = \frac{(h_{A_H} \cdot (0,647 - |H|) + h_{A_V} \cdot |H|)}{0,647} + \varepsilon_{cu} \cdot \sigma_{st} \cdot (T_L^2 - T_A^2) \cdot (T_{ll} - T_A) \quad (\text{II.36})$$

Où ε_{cu} est l'émissivité du cuivre, σ_{st} la constante de Stephan-Boltzmann et H est la hauteur entre l'évaporateur et le condenseur suivant l'inclinaison de la boucle donnée par la formule :

$H = -0,647 \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{\theta}{180}\right)$ avec θ l'angle d'inclinaison du système. Si la boucle est positionnée en vertical défavorable (l'évaporateur au-dessus du condenseur), on a $\theta = 90^\circ$ soit $H = -0,647$.

II.1.5. Equations thermodynamiques

Les équations thermodynamiques expriment les relations entre pressions et températures pour les trois interfaces liquide-vapeur existant dans la boucle diphasique, dans le réservoir, le condenseur et à la surface de la structure poreuse en contact avec la paroi interne de l'évaporateur :

Couplage évaporateur – condenseur :

$$T_V - T_C = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_{T_c} \Delta P_v \quad (\text{II.37})$$

Couplage condenseur – réservoir :

$$T_C - T_R = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_{T_c} \Delta P_l \quad (\text{II.38})$$

L'approximation de Clausius-Clapeyron exprime la variation de la température en fonction de la pression lors d'un changement de phase (annexe 1) :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_T = T \frac{v_v - v_l}{\Delta h_v} \quad (\text{II.39})$$

II.1.6. Calcul des pertes de charge

Les pertes de charge interviennent dans la détermination de la température de la vapeur. En effet, la température de la vapeur est liée à la température du réservoir par la relation de Clausius-Clapeyron (39). C'est une relation qui permet de définir l'évolution de la pression d'équilibre en fonction de la température d'équilibre au cours d'un changement d'état physique du corps pur.

Ainsi la détermination des pertes de charge le long de la boucle, entre les canaux de vapeur et le réservoir, permet de calculer la température de la vapeur. Elles comprennent les pertes régulières dans la conduite de vapeur, les pertes de charge dans le condenseur, les pertes de charge régulières dans la conduite de liquide, les pertes de charge singulières dans les coudes, les canaux et le collecteur au niveau de l'évaporateur, et celles dues à l'élargissement brusque à l'arrivée du fluide dans le réservoir.

➤ Les pertes de charge régulières

Les pertes de charge régulières représentent les pertes d'énergie dues aux frottements visqueux du fluide le long d'une conduite de section constante. Elles peuvent être exprimées en hauteur de fluide, selon l'expression :

$$\Delta H = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{II.40})$$

Où L est la longueur de la conduite, D son diamètre, V la vitesse du fluide et λ le coefficient de pertes de charge régulière. Le coefficient de pertes de charge régulière λ dépend du régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) et donc du nombre de Reynolds.

Pour un écoulement laminaire, on utilise la corrélation de Poiseuille :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{II.41})$$

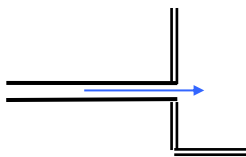
Pour un écoulement turbulent, on utilise la corrélation de Colebrook-White :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (\text{II.42})$$

➤ **Les pertes de charge singulières :**

Les pertes de charge singulières sont dues à des accidents de parcours que sont les coudes, les téés, les vannes, les raccords, ... Elles sont proportionnelles au carré de la vitesse du fluide, et dépendent de la géométrie du système (comme le diamètre de la canalisation) et du régime d'écoulement du fluide (donc du nombre de Reynolds).

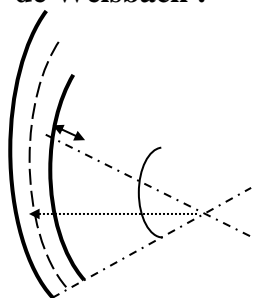
L'arrivée de la ligne de liquide dans le réservoir est considérée comme un élargissement brusque débouchant un réservoir de dimensions « infinies ». Dans ce cas, les pertes de charge sont exprimées par la relation suivante :



$$\Delta H = k \frac{V^2}{2g} \quad (\text{II.43})$$

Où ΔH représente les pertes de charge, k un coefficient compris entre 1,06 et 1,1 en fonction de la configuration du raccord entre la canalisation et le réservoir, V la vitesse moyenne du fluide après élargissement, et g l'accélération de la pesanteur.

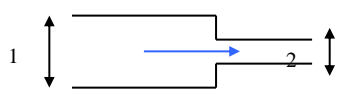
➤ **Les pertes de charge au niveau des coudes arrondis sont déterminées par la formule de Weisbach :**



$$\Delta H = \frac{\alpha}{90} \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2\rho} \right)^{3,5} \right] \quad (\text{II.44})$$

Avec α l'angle de courbure de la canalisation, ρ son rayon de courbure, D le diamètre de la canalisation.

➤ **Les pertes de charge dues au rétrécissement brusque au niveau de l'évaporateur et de la canalisation de vapeur se calculent par la relation suivante :**



$$\Delta H = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2} \right) \frac{V^2}{2g} \quad (\text{II.45})$$

Avec D_1 le diamètre de la conduite avant le rétrécissement, D_2 le diamètre de la conduite après rétrécissement, V la vitesse moyenne dans la conduite après rétrécissement.

➤ **Les pertes de charge en milieu diphasique : le condenseur**

Il n'existe pas de modèles fiables pour prédire les pertes de charge d'un écoulement diphasique car c'est un phénomène complexe lié aux non-linéarités, à la transition vers le régime turbulent, aux instabilités, aux caractéristiques diphasiques (mouvement et déformation de l'interface), aux effets de non-équilibre et interactions entre phase.

Plusieurs approches existent afin de prédire ces pertes de charge : les corrélations empiriques, les modèles analytiques, les modèles phénoménologiques. Une des méthodes prédictives efficaces se construit de la manière suivante :

La perte de charge totale dans un fluide est due à la variation de l'énergie cinétique, de l'énergie potentielle du fluide ainsi que des frottements du fluide sur les parois de la conduite. Ainsi la perte de charge totale du fluide ΔP_t est la somme des pertes de charge hydrostatiques ΔP_{static} , des pertes de charge dues à l'accélération ΔP_{mom} et des pertes de charge par frottement ΔP_{frict} :

$$\Delta P_t = \Delta P_{static} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{frict} \quad (\text{II.46})$$

Les pertes de charge hydrostatiques pour un fluide diphasique homogène sont :

$$\Delta P_{static} = \rho_\eta g H \sin(\theta) \quad (\text{II.47})$$

Avec H la hauteur, θ l'angle que fait le condenseur avec l'horizontale, et ρ_η la masse volumique homogène du fluide diphasique :

$$\rho_\eta = \rho_l (1 - \varepsilon_\eta) + \rho_v \varepsilon_\eta \quad (\text{II.48})$$

La fraction homogène α_η de vide est déterminée à l'aide du titre de vapeur x :

$$\alpha_\eta = \frac{1}{1 + \left(\frac{V_v}{V_l} \frac{(1-x)\rho_v}{x\rho_l} \right)} \quad (\text{II.49})$$

Où u est la vitesse de la phase, ρ sa masse volumique.

Le gradient de pertes de charge par unité de longueur de canalisation est donné par :

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{mom} = \frac{d \left(\frac{\dot{m}_t}{\rho_\eta} \right)}{dz} \quad (\text{II.50})$$

Les pertes de charge par frottement sont données par :

$$\Delta P_{frict} = \frac{2f_\eta L \dot{m}_t^2}{D_i \rho_\eta} \quad (\text{II.51})$$

Le facteur de frottement f_η dépend du nombre de Reynolds selon l'équation de Blasius :

$$f_\eta = \frac{0,079}{\text{Re}^{0,25}} \text{ et } \text{Re} = \frac{\dot{V}_t D_i}{\mu_\eta} \quad (\text{II.52})$$

La viscosité dynamique du mélange diphasique homogène se détermine à partir de la viscosité dynamique du liquide et de la vapeur ainsi que du titre de vapeur :

$$\mu_\eta = x\mu_v + (1-x)\mu_l \quad (\text{II.53})$$

Ainsi l'équation générale des pertes de charge totales diphasiques au condenseur se définit de la manière suivante :

$$\Delta P_t = \rho_H g H \sin(\theta) + \frac{\dot{m}_t}{\rho_H} L_\eta + \frac{2f_\eta L_\eta \dot{m}_t}{\text{Re}^{0,25}} \quad (\text{II.54})$$

II.1.7. Validation du modèle

La validation de notre modèle est effectuée à partir des résultats de **S. Becker** [42], pour une boucle fluide chargée en eau à évaporateur plan. L'évolution de la température de l'évaporateur et température de canal vapeur de la boucle de fluide en fonction de la puissance thermique imposée à l'évaporateur, est représentée sur la tableau 3-1, (résultats du présent modèle de la simulation), et utilise les données expérimentales : la connaissance empirique des températures d'entrée et de sortie d'eau de refroidissement ainsi que sa capacité calorifique et son débit permettent de déterminer le flux thermique évacué au niveau du condenseur :

$$Q_C = \dot{m}_C c_p (T_{SF_i} - T_{SF_o}) \quad (\text{II.55})$$

Le débit massique du fluide est estimé à partir des valeurs de la puissance dissipée au condenseur :

$$\dot{m} = \frac{Q_E(1-Q_f)}{\Delta h_v} = \frac{Q_C}{\Delta h_v} \quad (\text{II.56})$$

Dans cette équation, nous faisons l'hypothèse que la puissance évacuée par chaleur latente est très supérieure à celle dissipée par chaleur sensible, au cours de la désurchauffe et du sous-refroidissement du fluide caloporteur. On se base dans un premier temps sur les valeurs expérimentales de la température du réservoir pour déterminer la température de la vapeur au niveau de l'interface liquide-vapeur de l'évaporateur par la relation de Clausius-Clapeyron, comme démontré précédemment.

$$T_v = T_R \frac{\left(1 + \frac{(v_v - v_l) \Delta P_t}{2 \Delta h_v}\right)}{\left(1 - \frac{(v_v - v_l) \Delta P_t}{2 \Delta h_v}\right)} \quad (\text{II.57})$$

Le bilan thermique au niveau du réservoir (voir réf. [38]) permet de déterminer la température de l'évaporateur :

$$T_E = R_{ax} \left(\dot{m} c_{pl} (T_R - T_{Re}) - \frac{\dot{m} c_{pl}}{\exp(a_p) - 1} \right) + \frac{T_R}{R_{ax}} + \frac{(T_R - T_A)}{R_A} \quad (\text{II.58})$$

$$R_{wi} = \frac{\left(\frac{\dot{m} \cdot c_p}{\lambda_{eff}} \cdot e_w\right) - 1}{\dot{m} \cdot c_p}$$

$$R_{wi} = \frac{\left(\frac{\dot{m} \cdot c_p}{\lambda_{eff}} \cdot \ln\left(\frac{D_{hp,in}}{D_{v,e}}\right)\right) - 1}{\dot{m} \cdot c_p}$$

Dans cette équation, la température à l'entrée du réservoir est fournie au moyen des résultats expérimentaux. Comme la ligne de liquide est isolée thermiquement, nous avons $T_{co} = T_{res,i}$.

Les résultats qui précèdent permettent alors d'évaluer la résistance thermique entre la paroi de l'évaporateur et l'interface liquide-vapeur :

$$a_p = \frac{\dot{m} c_{pl} e_{pww}}{\lambda_{eff} l_E e_{pw}} \quad (\text{II.59})$$

$$R_{vap} = \frac{T_v - T_E}{\frac{T_E}{R_{ax}} - Q_E - \frac{T_R}{R_{ax}}} \quad (\text{II.60})$$

Ce système d'équation permet, par ajustement des valeurs expérimentales et théoriques de la température de paroi de l'évaporateur, de déterminer la résistance , qui intervient dans le calcul du flux de fuite longitudinal, ainsi que la résistance . Ces valeurs sont identifiées pour chaque inclinaison et chaque niveau de charge thermique.

Tableau II-1: Comparaison entre les résultats de la simulation LHP et les données de test publiées.

T _{sat} =20°C	Pu issanc(W)	Température(K)					Q _{cond} (W)
		T _{eva}	T _{eva}	T _v	T _v	T _{res}	
Angle θ	Q _{in}	Becker [69]/EXP.	L'étude actuelle/SIM.	Becker [69]/EXP.	L'étude actuelle/SIM.		
0°	20	332,1728	328,981642	331,853	328,818116	327,9562	18,631
	40	331,6182	328,046585	331,2752	328,093633	326,7844	34,934
	60	331,1492	327,160605	330,6558	327,541234	325,6678	52,543
	80	330,4184	325,923246	329,7764	326,797456	324,2362	70,368
	100	330,8148	325,879448	330,0608	327,088316	323,961	86,074
30°	20	338,318	336,280217	338,2826	333,589474	333,0758	14,857
	40	338,5784	336,117328	337,9726	333,458904	332,6032	31,814
	60	337,3922	334,413077	336,685	332,089582	330,7782	49,536
	80	336,2248	332,617526	335,47	330,763548	328,8932	67,41
	100	335,7132	331,505553	334,8852	330,115730	327,6238	85,538
60°	20	345,4682	345,733503	345,3064	340,206794	340,0808	4,8744
	40	347,1276	346,805649	346,5614	341,022696	340,6774	19,675
	60	345,0746	343,742616	344,4294	338,468750	337,7434	36,736
	80	343,6064	341,584583	342,8768	336,845814	335,5766	54,873
	100	341,5218	338,772330	340,8092	334,905620	332,893	72,564
90°	20	333,3364	327,335612	333,665	324,452270	323,7648	16,482
	40	334,4016	327,926136	334,0804	325,071816	324,0114	32,794
	60	334,3872	327,405887	333,8768	324,833570	323,3472	48,874
	80	334,031	326,553212	333,5138	324,403736	322,3942	66,096
	100	334,6458	326,904542	334,0482	324,944124	322,474	81,983

La résistance thermique correspondant au flux de fuite longitudinal R_{ax} a été identifiée à 0,3 K/W. Il y a une différence quasiment constante de 10K entre la température de la vapeur théorique et la température expérimentale. Cette différence s'explique par le fait que l'on ne calcule pas la température de la vapeur au même point. Expérimentalement, la température de la vapeur est mesurée par un thermocouple placé sur la paroi de la ligne de vapeur, à la sortie de l'évaporateur, alors que théoriquement, elle est calculée à l'interface liquide-vapeur de la mèche. Or, la température de la vapeur mesurée en sortie de l'évaporateur est plus élevée qu'à l'interface de vaporisation, du fait qu'elle est surchauffée lors de son passage à travers les canaux de vapeur. C'est ce que l'on retrouve dans les résultats comparatifs ci-dessus. Les

erreurs entre les valeurs simulées et expérimentales sont inférieures à 10 %.

II.2. Modèle stationnaire pour l'étude paramétrique du système LHP

Une fois le modèle validé et la résistance thermique fluide / paroi de l'évaporateur et la résistance axiale déterminées, nous pouvons introduire ces valeurs dans le programme principal et procéder à l'étude paramétrique, qui va nous permettre d'optimiser les performances thermiques de la boucle diphasique, en particulier lorsqu'elle est en position verticale défavorable. Seuls les paramètres géométriques et les propriétés physiques de la structure capillaire seront modifiés, les autres paramètres (dimensions des composants de la LHP, nature des matériaux et du fluide caloporteur) étant fixés. Dans une première partie, nous allons simuler une mèche de l'évaporateur constituée d'un seul milieu poreux. Les paramètres qui peuvent varier sont sa conductivité thermique, la longueur de la mèche (figure II.6) la porosité, le rayon des pores ainsi que la perméabilité du milieu poreux. Dans cette partie, la plage de variation de ces grandeurs ne correspond pas à une réalité physique, mais on cherche surtout à mettre en évidence les effets engendrés. Dans une dernière partie, les simulations sont réalisées avec deux milieux poreux différents afin d'étudier l'intérêt d'une mèche bi-poreuse. Le milieu poreux situé près du composant électronique sera considéré comme le milieu de référence, et nous ferons varier les paramètres du second milieu.

II.2.1. Influence de la gravité

La gravité peut influencer positivement ou négativement les performances de la LHP, selon son orientation. La LHP est souvent étudiée en inclinaison adverse, c'est-à-dire quand l'évaporateur est positionné au-dessus du condenseur. La gravité joue alors défavorablement sur les performances du système, car le liquide condensé doit vaincre les forces de pesanteur afin de regagner l'évaporateur. Il faut alors rajouter aux pertes de charge un terme de pression hydrostatique $\rho g H$. Dans cette configuration, l'inclinaison favorable de la ligne vapeur ajoute

un terme de pression motrice, mais la différence de densité entre le liquide et la vapeur fait que ce terme est négligeable. La diminution des performances de la LHP en fonction de l'inclinaison est observable sur la figure II.6. Plus l'inclinaison du système est élevée, plus la température moyenne de la paroi de l'évaporateur est importante. Cette inclinaison ralentit l'écoulement du liquide dans les canalisations à cause de l'effet de la pesanteur, qui s'oppose à la pression motrice capillaire. L'augmentation de la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur provoque une augmentation de la différence de température, qui explique l'augmentation de la température T_E . C'est donc dans la position la plus défavorable possible (inclinaison de 90°) qu'il faut veiller à ce que la température de l'évaporateur ne dépasse pas la limite admissible pour les composants électroniques. Les simulations présentées dans la figure II.6 ont été réalisées en prenant un coefficient d'échange entre la paroi extérieure du condenseur et la source froide de $350 \text{ W/m}^2/\text{K}$.

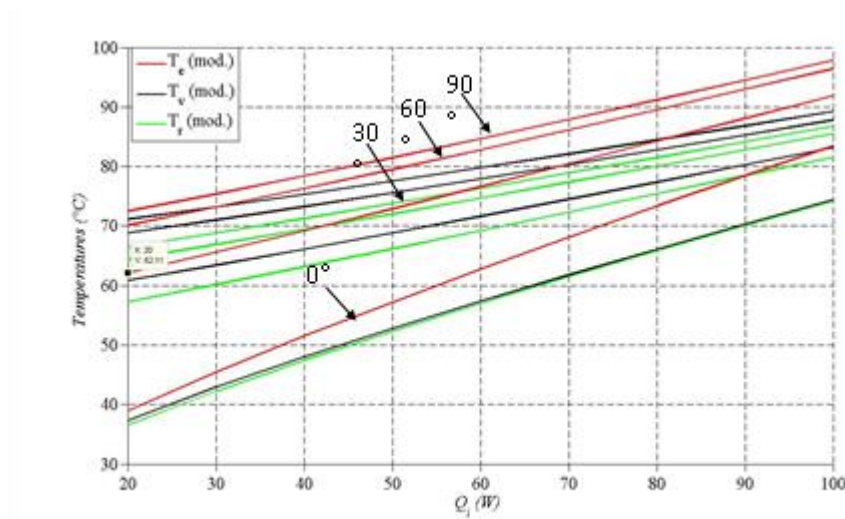


Figure II.6 : Influence de la gravité sur les performances de la LHP.

II.2.2. Influence des principales caractéristiques du milieu poreux

Les caractéristiques importantes du milieu poreux sont sa porosité, sa conductivité thermique, sa perméabilité et le rayon moyen des pores. On suppose que le milieu poreux est en permanence saturé en liquide. Connaître leur influence sur le fonctionnement de la LHP est primordiale pour son optimisation. On s'intéressera également à l'influence de la longueur de structure capillaire. Les simulations sont réalisées pour une LHP placée **horizontalement**.

II.2.3. Influence de la conductivité thermique de la mèche poreuse

L'évolution des températures de la LHP en fonction de la puissance imposée, pour différentes valeurs de la conductivité thermique du milieu poreux saturé variant de 10 à 40 W/m.K, est représentée sur la figure II.7. Plus la conductivité thermique du milieu poreux est faible, plus les températures du réservoir, de l'évaporateur sont élevées. Si la structure poreuse présente une résistance thermique plus importante au flux de chaleur en direction du réservoir, la température de ce dernier sera plus élevée à cause d'un flux de fuite axial plus important. De plus, comme la mèche se comporte comme une « barrière thermique », la température de la paroi de l'évaporateur est augmentée.

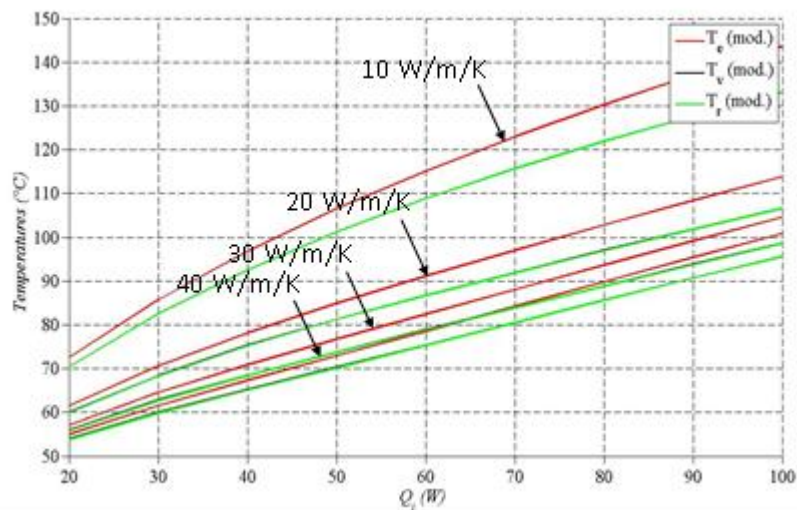


Figure II.7 : Influence de la conductivité thermique du milieu poreux sur les températures de la LHP.

II.2.4. Influence de la porosité de la mèche

L'évolution des températures de la LHP en fonction de la puissance imposée, pour différentes valeurs de la porosité de la mèche variant de 20 à 80 %, est représentée sur la figure II.8. Plus la porosité de la mèche est grande, plus les températures du réservoir, de l'évaporateur, de la vapeur ainsi que du condenseur sont élevées. Nous allons montrer que cette évolution est logique puisque la porosité du milieu est directement liée à la conductivité thermique de la mèche.

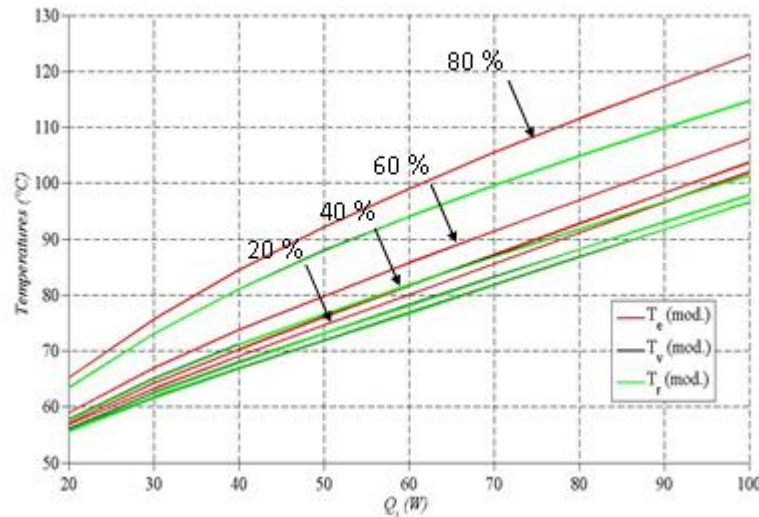


Figure II.8 : Influence de la porosité de la mèche sur les températures de la LHP

La corrélation d'Odelevski permet de déterminer la conductivité thermique effective λ_{eff} de la mèche poreuse en fonction de la porosité ε du milieu, de la conductivité thermique du fluide λ_f et du matériau λ_m :

$$\lambda_{eff} = \varepsilon\lambda_f + \lambda_m \frac{1 - \varepsilon}{(1 + \varepsilon)^b} \quad (\text{II.61})$$

Avec $b = 2,1$ pour les structures dites « frittées ».

La figure II.9 montre l'évolution de la conductivité thermique effective d'un milieu en fonction de la porosité pour 4 matériaux différents : le cuivre, l'aluminium, le carbone et le titane. On remarque que pour une porosité de 0, la conductivité thermique est celle du même matériau non poreux (à 20°C : $\lambda_{cuivre} = 390$ W/m.K, $\lambda_{aluminium} = 237$ W/m.K, $\lambda_{carbone} = 129$ W/m.K, $\lambda_{titane} = 20$ W/m.K) et que pour une porosité de 1, la conductivité thermique du milieu est celle du fluide à l'état saturé (à 20°C : $\lambda_{eau} = 0,602$ W/m.K). Entre ces deux extrémités, les courbes suivent la loi d'Odelevski. Ces graphes montrent que la porosité et la conductivité varient de manière inverse : plus la porosité de la mèche est importante, plus la conductivité thermique effective du milieu diminue. Ainsi, une augmentation de la porosité a le même effet sur les températures de la LHP qu'une diminution de la conductivité thermique.

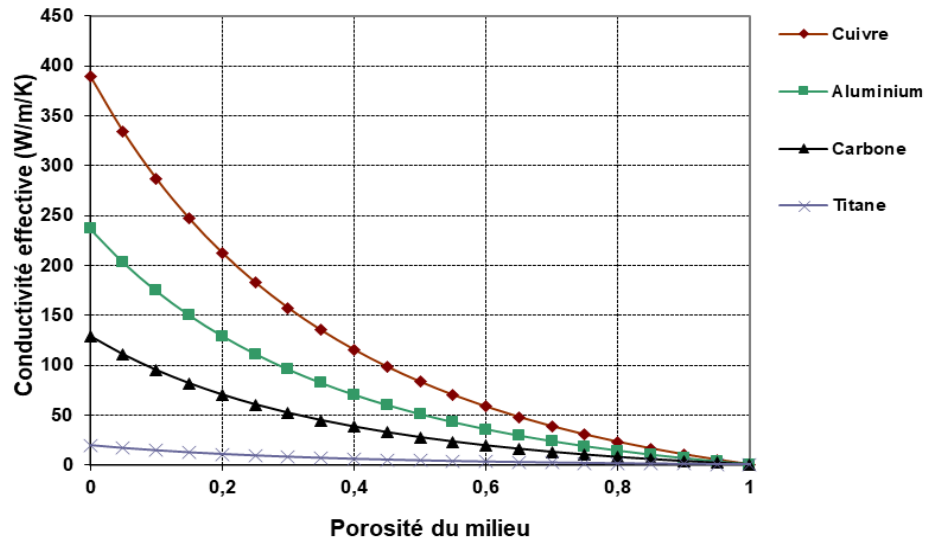


Figure II.9 : Evolution de la conductivité thermique effective d'un milieu en fonction de sa porosité.

II.2.5. Influence de la longueur de la mèche

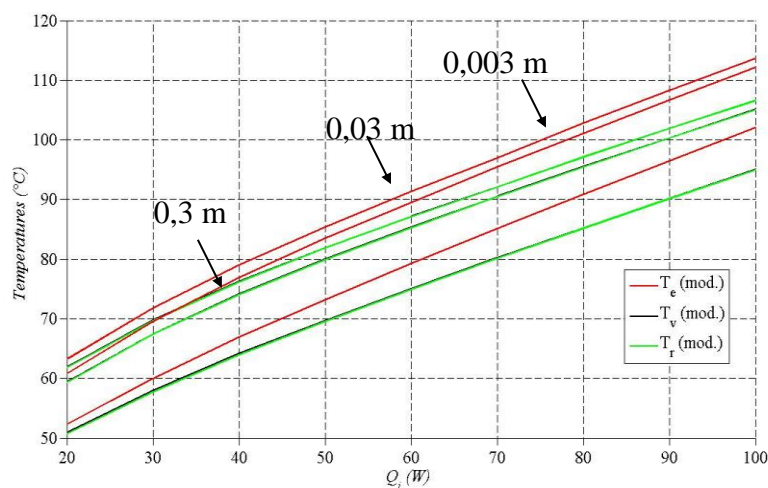


Figure II.10 : Influence de la longueur de la mèche sur les températures de la LHP.

L'évolution des températures de la LHP en fonction de la puissance imposée, pour différentes valeurs de la longueur de la mèche variant de 0,003 m à 0,3 m, est montrée sur la figure II.10. Plus la longueur de la mèche est grande, plus les températures du réservoir, de l'évaporateur, de la vapeur ainsi que du condenseur sont basses. Néanmoins nous ne pouvons en pratique pas dépasser une longueur de 0,04 m à cause de la taille de l'évaporateur. Il en résulte que la variation des températures de la LHP est faible. Ainsi, la longueur de la mèche est un paramètre moins influent que, par exemple, la porosité du milieu.

II.2.6. Influence du rayon des pores de la mèche

Dans notre modèle, le rayon des pores intervient dans le calcul de la pression motrice capillaire selon l'expression suivante :

$$\Delta P_{cap-max} = \frac{2\sigma}{r_{pore}} \quad (\text{II.62})$$

où σ est la tension superficielle.

Pour assurer le fonctionnement correct de la LHP, la pression motrice capillaire doit compenser l'ensemble des chutes de pression dues aux forces de frottement et à la gravité. En pratique, le rayon du ménisque s'ajuste de façon à respecter l'équilibre des pressions. Par contre, il ne peut pas devenir inférieur à celui du pore. Si les chutes de pression deviennent trop importantes, la LHP atteint une limite de fonctionnement appelée « limite capillaire », pour laquelle :

$$r_m = r_{pore} \quad (\text{II.63})$$

Une augmentation de la puissance imposée, au-delà de la limite capillaire, entraîne un assèchement de la structure capillaire. La LHP peut fonctionner au-delà de cette limite, mais avec une résistance thermique plus élevée.

Avec la géométrie de LHP et le fluide caloporteur étudiés, le flux correspondant à la limite capillaire est très élevé et bien supérieur à la puissance imposée par le composant électronique, quelque soit l'orientation du système. Il en résulte que le rayon du ménisque est toujours largement supérieur au rayon du pore, qui n'est donc pas un paramètre influant le comportement thermique de la LHP.

II.2.7. Influence de la perméabilité du milieu

Il faut bien distinguer les notions de perméabilité et porosité, car ces paramètres ne varient pas forcément dans le même sens. La perméabilité d'un matériau est fonction du rapport entre la chute de pression et le débit du fluide le traversant. Elle traduit la capacité de ce matériau à se laisser traverser par un fluide. La porosité, quant à elle, est le rapport du volume de vide et du volume total. Il est possible à un matériau de posséder une forte porosité et une faible perméabilité, comme c'est le cas de l'argile dont les pores ne sont quasiment pas connectés les uns aux autres.

La perméabilité intervient dans le calcul du rayon du ménisque. En négligeant les pertes de pression dans les canaux de vapeur, l'équilibre des pressions de la LHP s'écrit :

$$\Delta P_{cap} = \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_C + \Delta P_w + \Delta P_g \quad (\text{II.64})$$

Dans cette expression, ΔP_w représente les pertes de pression dans la structure capillaire, qui sont généralement déterminées par la loi de Darcy :

$$\Delta P_w = \frac{\dot{m} \mu_l e_w}{K_w A_w \rho_l} \quad (\text{II.65})$$

La somme des pertes de pression dans la ligne de vapeur, le condenseur et la ligne de liquide est égale à la différence de pression entre la vapeur, au niveau de l'interface de vaporisation, et le réservoir :

$$P_v - P_R = \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_C \quad (\text{II.66})$$

En combinant les équations (67), (70) et (71), on obtient l'expression du rayon du ménisque, dans laquelle intervient la perméabilité :

$$r_m = \frac{2\sigma}{P_v - P_r + \frac{\mu_l}{\rho_l} \frac{e_{pw}}{K_w S_w} \dot{m}} \quad (\text{II.67})$$

Le modèle calcule le rayon du ménisque après résolution du système d'équations régissant le fonctionnement de la LHP. Il en résulte que la perméabilité de la mèche, de même que le rayon des pores, n'est pas un paramètre influent. Il n'est utilisé ici que pour la détermination de la limite capillaire, sans modifier le fonctionnement de la LHP.

II.3. Comparaison entre les évaporateurs plans à sections rectangulaire et circulaire

L'objectif de cette étude est la comparaison des performances de deux LHP de géométries différentes. Ces deux LHP ont été conçues selon les mêmes spécifications. La première LHP, qui a permis la validation de notre modèle numérique, possède un évaporateur en cuivre, de forme parallélépipédique. La seconde LHP a été fabriquée par la société belge Euro Heat Pipe (EHP). Son évaporateur, en titane, présente une surface circulaire parfaitement ajustée à la géométrie du composant électronique. Pour simplifier les notations, la LHP de section rectangulaire sera appelée LHP 1 et la LHP de section circulaire LHP 2.

II.3.1. Description de la LHP à évaporateur plan circulaire

Le principe de fonctionnement de la LHP à évaporateur plan circulaire reste similaire à la boucle diphasique précédemment étudiée : la chaleur évacuée par le composant électronique est absorbée par évaporation d'un fluide caloporteur au niveau d'un évaporateur et rejetée vers le milieu ambiant par condensation de celui-ci au niveau d'un condenseur. La différence se situe au niveau de l'évaporateur : l'évaporateur reste plan mais de section circulaire et est

constitué de titane, de conductivité plus faible que le cuivre. Le schéma de la LHP est présenté dans la figure II.11 et la géométrie détaillée de l'évaporateur dans la figure II.12.

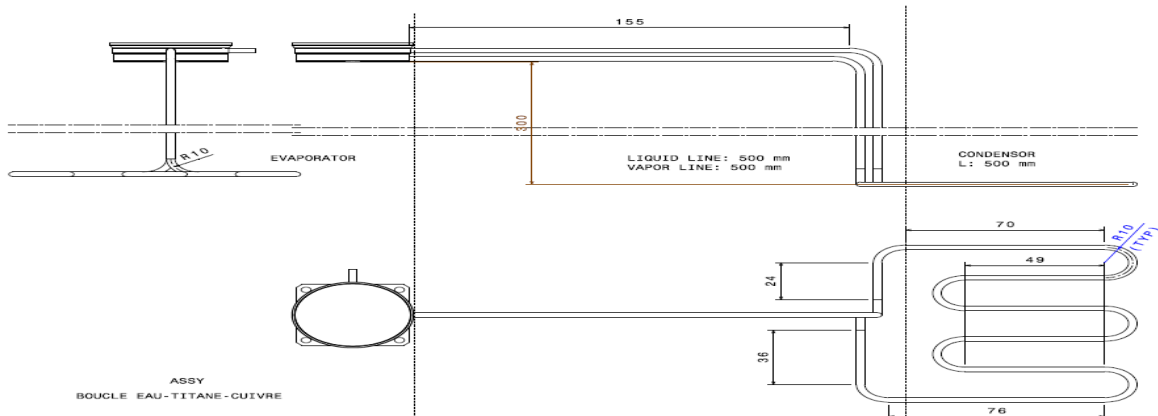


Figure II.11 : schéma de la LHP à évaporateur plan de section circulaire (document EHP)

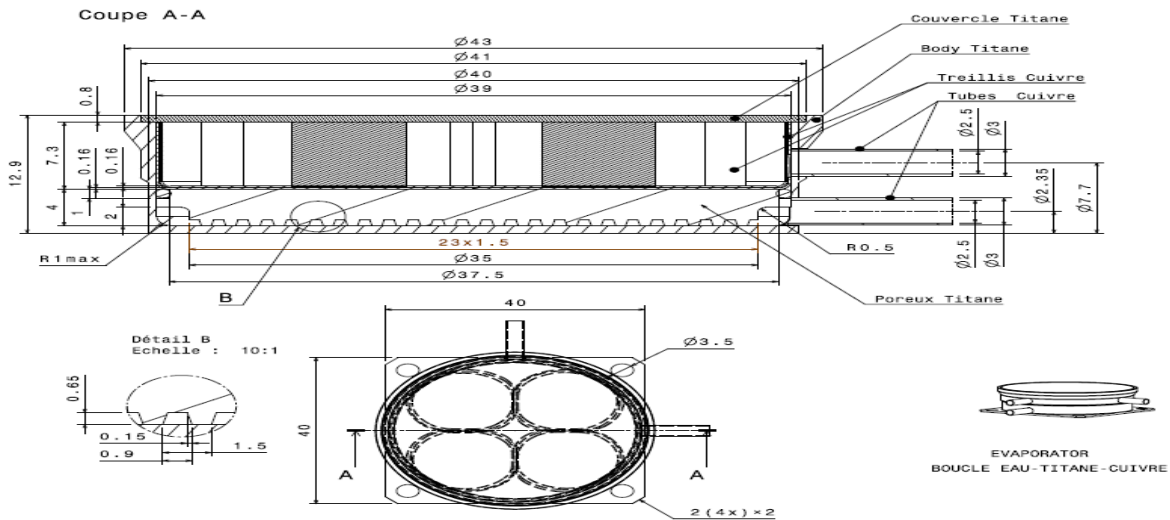


Figure II.12 : Vue en coupe de l'évaporateur (document EHP)

II.3.2. Tableau comparatif et conditions de fonctionnement

Le tableau II.2 permet de mieux cerner les similitudes et les différences entre les géométries des deux boucles diphasiques. Les caractéristiques de chacun des composants de la boucle sont comparées. On note par exemple la différence de matériau pour les évaporateurs, une surface d'échange au condenseur plus faible pour la boucle d'EHP, une différence de longueur et de diamètre des conduites qui induiront des pertes de charge différentes.

Caractéristiques	LHP 1	LHP 2
Evaporateur		
Longueur (mm)	85	40
Largeur (mm)	40	40
Hauteur (mm)	7	4,8
Epaisseur paroi (mm)	0,5	0,8 (au fond) et 1 (paroi latérale)
Zone chauffée (mm ²)	40 x 40	40 x 40
Matériau	Cuivre	Titane
Réservoir		
Longueur (mm)	20	39
Largeur (mm)	40	39
Hauteur (mm)	7	7,3 (interne) 8,3 (externe)
Epaisseur paroi (mm)	0,5	0,8 (couvercle) 1-4 (paroi latérale)
Matériau	Cuivre	Titane + treillis en cuivre
Structure capillaire		
Longueur (mm)	55	39
Largeur (mm)	39	39
Hauteur (mm)	7	4
Matériau	Cuivre	Titane
Porosité	0,69	0,63
Diamètre de pore (μm)	8	13
Perméabilité (m ²)	$2,15 \cdot 10^{-12}$	$11 \cdot 10^{-13}$
Conductivité thermique (W/m/K)	40	1,05
Nombre de canaux de vapeur	12	23
Section de passage des canaux de vapeur (mm ²)	2,5447	0,4875
Ligne Liquide		
Longueur (mm)	765	500
Diamètre interne (mm)	3	2,5
Epaisseur paroi	1	0,25
Matériau	Cuivre	Cuivre
Ligne vapeur		
Longueur (mm)	358	500
Diamètre interne (mm)	3	2,5

Epaisseur paroi (mm)	1	0,25
Matériau	Cuivre	Cuivre
Condenseur		
Longueur (mm)	562	500
Diamètre interne (mm)	3	2,5
Epaisseur paroi (mm)	1	0,25
Matériau	Cuivre	Cuivre

Tableau II.2 : comparaison des géométries des deux boucles diphasiques

Afin de pouvoir comparer les performances des deux géométries, les paramètres ont été fixés de telle manière à ce que les deux LHP soient dans les mêmes conditions de fonctionnement. Ainsi, les paramètres imposés sont regroupés dans le tableau II.3.

Tableau II.3 : Conditions de fonctionnement des boucles diphasiques

Température ambiante (K)	293
Température de la source froide (K)	293
Coefficient d'échange condenseur ($W/m^2/K$)	300
Coefficient d'échange réservoir / ambiance ($W/m^2/K$)	2
Coefficient d'échange ligne liquide / ambiance ($W/m^2/K$)	0 (isolation)
Élévation évaporateur / condenseur (mm)	300 (27,6°)

En position horizontale, l'évaporateur de la LHP 2 est positionné 300 mm au-dessus du condenseur. Ainsi nous devons incliner la LHP 1 de 27,6° afin d'obtenir le même dénivelé et donc une force hydrostatique liée à la gravité identique.

II.4. Simulation d'une mèche bi-poreuse

II.4 Présentation de la simulation d'une mèche bi-poreuse

Comme nous l'avons vu précédemment, une partie du flux dissipé par le composant électronique à l'évaporateur est transmise au réservoir sous forme d'un flux de fuite. Ces pertes dégradent considérablement les performances de la LHP. Une partie de ce flux est transmis au réservoir par conduction à travers la structure poreuse de la mèche. Il s'ensuit qu'une augmentation de la résistance thermique de cette structure permettrait de réduire ce flux de fuite. L'intérêt d'une mèche bi-poreuse se situe essentiellement à ce niveau : une première structure capillaire de faible conductivité thermique constitue une barrière thermique entre celui-ci et le composant électronique. La deuxième structure poreuse doit favoriser la

circulation du fluide par capillarité et donc posséder des caractéristiques adaptées à cette fonction (dimensions des pores, porosité, perméabilité). Le tableau II.4 présente les principales caractéristiques des structures poreuses avec lesquelles a été menée cette étude

Matériau	Porosité (%)	Rayon du pore (m)	Perméabilité (m ²)	Conductivité (W/m/K)
Cuivre	69	8.10^{-6}	$21,5.10^{-13}$	40
Nickel	67,5	5.10^{-6}	$10,1.10^{-13}$	7,5
Polypropylène	45	$12,75.10^{-6}$	---	0,2

Tableau II.4 : caractéristiques principales des milieux poreux utilisés pour les simulations

Le modèle a été adapté à cette nouvelle configuration en offrant à l'utilisateur la possibilité de simuler la présence d'une deuxième mèche dans l'évaporateur. Cela revient entre autres à rajouter dans les équations une résistance thermique supplémentaire, associée en série avec celle de la première mèche. Les paramètres pertinents à faire varier sont :

Le rapport des longueurs des deux mèches de l'évaporateur, en gardant la longueur totale du milieu poreux constante

Le rapport des longueurs des deux mèches de l'évaporateur, en gardant la longueur de la mèche de référence constante et en faisant varier la longueur de la deuxième mèche,

La conductivité thermique de la barrière thermique (c'est-à-dire sa résistance thermique), en prenant les milieux poreux définis dans le tableau II.4.

Hormis la longueur, les caractéristiques de la mèche de référence seront conservées dans toutes les simulations, c'est-à-dire celles du milieu poreux en cuivre. La figure II.13 montre de façon schématique le passage d'un évaporateur mono-poreux vers un évaporateur plan rectangulaire bi-poreux.

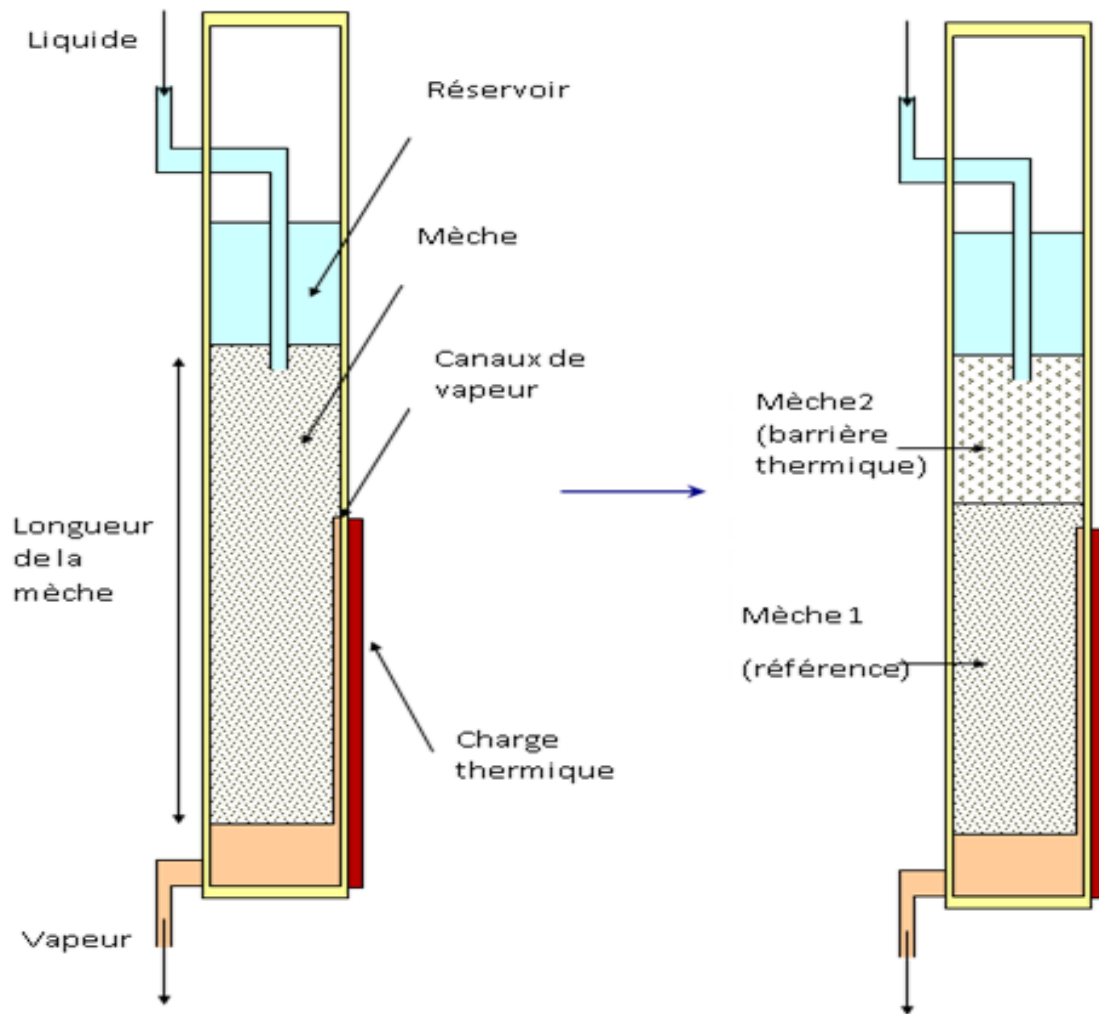


Figure II.13 : Passage d'un milieu mono-poreux vers un milieu bi-poreux

Chapitre III

Résultats et discussions

III.1. Introduction

Les résultats des simulations obtenus sont visualisés graphiquement selon plusieurs formes appropriées pour chaque paramètre (des courbes d'évolution, des profils, des surfaces tridimensionnelles...etc.). Or, les deux paramètres de performances primordiaux caractérisant le comportement du présent modèle à l'état d'équilibre sont ; la puissance optimale....

La présente une investigation du modèle thermo-hydraulique du système LHP, en emphasiant differents impacts sur les performances du système LHP; tels que l'impacts de l'angle d'inclinaison et l'impacts des flux thermiques imposés. Aussi, des profils de la température et de pression le long de la ligne vapeur sont présentés et discutés.

III.2. Résultats des simulations 1

III.2.1. Impacts de l'angle d'inclinaison sur les performances du système LHP

III.2.1.1 Débit de la vapeur

La Figure .III.1 montre l'influence de la variation de la puissance imposée variant de 20 à 100 W tracée en fonction du débit de la vapeur produite qui varie quasi-linéairement de 0.02 à 0.14 g/s pour chaque angle d'inclinaison du dispositif LHP. Le fluide caloporteur qui est l'eau dans notre cas montre des débits de vapeur plus élevés pour une inclinaison horizontale, et cela diminue en augmentant l'angle du LHP jusqu'à la position verticale où la vapeur produite ne dépassant pas 0.035 g/s pour un flux imposé d'environ 100 W.

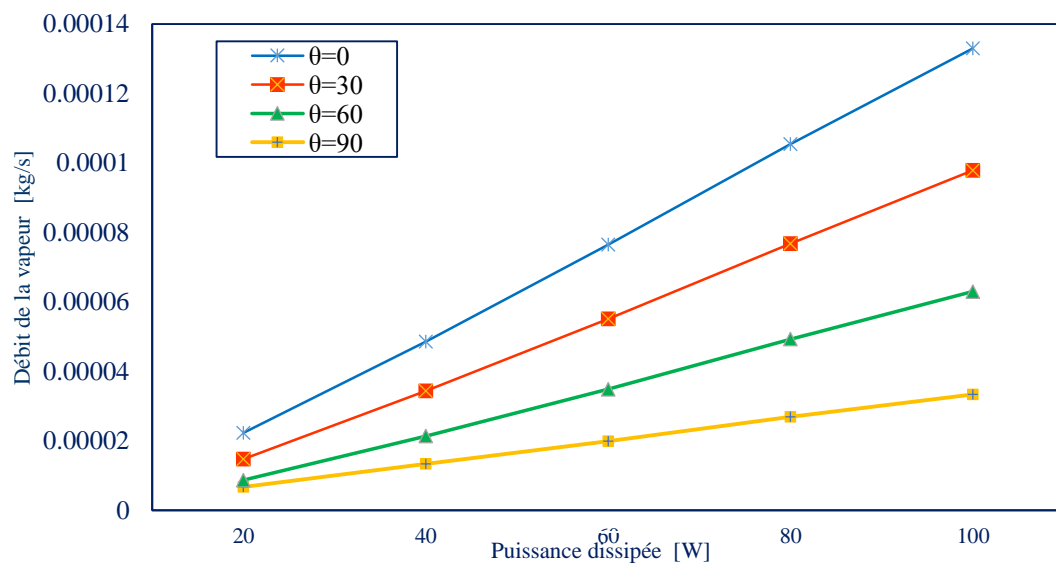


Figure III.1 : Variation du débit de la vapeur d'eau en fonction de la puissance dissipée

II.2.1.2 Température de l'évaporateur

Plusieurs courbes données en fonction de l'angle d'inclinaison du LHP sont présentées sur la figure III.2, pour mettre en évidence l'impact des flux thermiques imposés variant entre 20 et 100W sur les températures au niveau de l'évaporateur. On remarque que pour des angles d'inclinaison étudiés, la température de l'évaporateur décroît lorsque le flux thermique augmente. On peut tirer la remarque que la boucle est moins performante en position verticale (donc défavorable) où les températures à l'évaporateur soient beaucoup plus élevées. En conséquence, dans cette position, le poids de la colonne liquide crée une perte de pression piézométrique (hydrostatique) arrivant à s'ajouter aux pertes de charge par frottement entre le réservoir et le condenseur.

On peut observer sur la Figure. III.2, une diminution des températures calculées au sein du canal du système LHP en fonction de l'angle d'inclinaison, de sorte que plus l'inclinaison du système est élevée, plus la température de la vapeur sera moins importante. Cette dernière ralentit l'écoulement du fluide caloporteur confiné dans le canal vapeur à cause de l'effet de la pesanteur, qui s'oppose aux forces motrices de la pression capillaire. C'est donc dans la position la plus défavorable possible (inclinaison de 90°) qu'il faut veiller à ce que la température du canal vapeur ne dépasse pas la limite admissible par nos composants électroniques concernés par ce refroidissement. Les simulations présentées dans la figure. III.2 ont été réalisées en prenant un coefficient d'échange convectif à la paroi extérieure de 350 W/m².K.

III.2.2. Température de la vapeur dans le canal :

III.2.2.1 Température de l'eau en convection forcée : 20 °

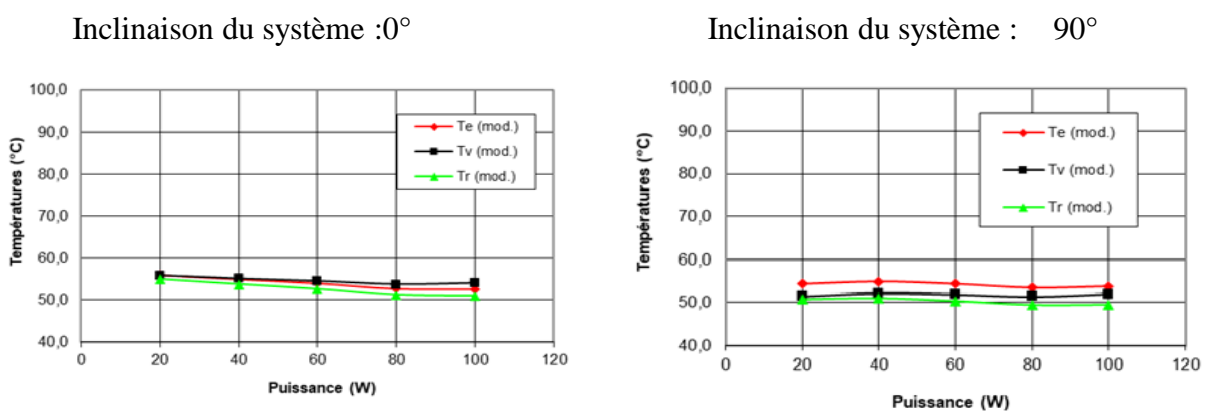


Figure. III.2 : Variation de la température de l'évaporateur pour les différents angles d'inclinaison.

III.2.1.2 Température de l'eau en convection forcée : 55 °

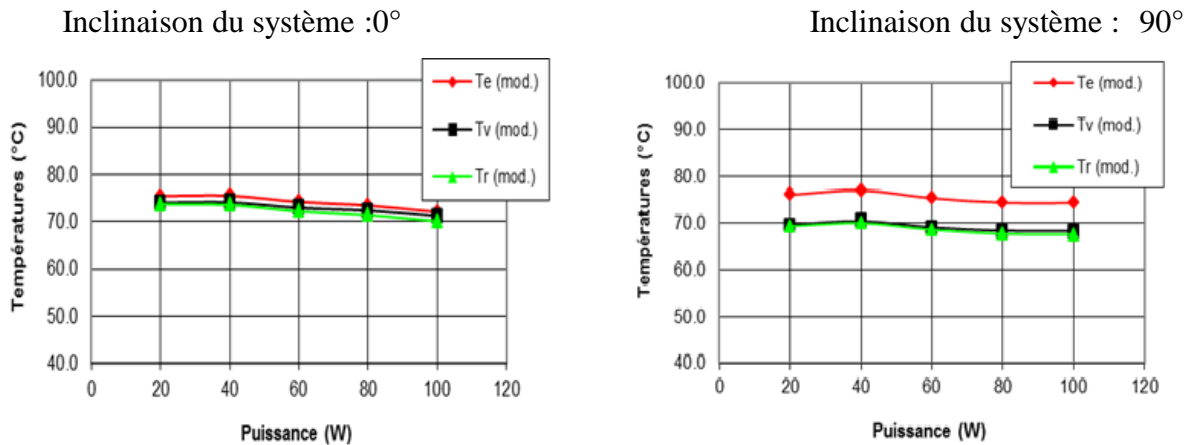


Figure .III.3 : Variation de la température de l'évaporateur pour les différents angles d'inclinaison

III.2.1.3 Résistance thermique de l'évaporateur

Les valeurs obtenues pour la résistance thermique R_{evap} pour diverses valeurs de l'angle d'inclinaison sont présentées comme fonction de la puissance dissipée allant de 20 jusqu'à 100W (Figure III.4). On peut constater clairement que quelque soient l'angle d'inclinaison, la résistance thermique de la paroi de l'évaporateur décroît avec la puissance imposée. Les allures des courbes obtenues sont similaires aux courbes présentes dans le travail de S. Becker [69].



Figure III.4 : Résistance thermique de la paroi de l'évaporateur en fonction de la puissance imposée, pour les différents angles d'inclinaison.

III.2.1.4 Résistance thermique de la vapeur

La figure III.5 montre la résistance thermique de la vapeur en fonction de la charge thermique. On peut observer qu'avec l'augmentation de la charge thermique, la résistance thermique de la vapeur diminue constamment pour toutes les valeurs des angles d'inclinaison. Mais, on peut observer clairement que l'angle $\theta = 60^\circ$ présente un comportement différent par rapport aux autres angles ($\theta = 0^\circ, 30^\circ$ et 90°), en donnant de grandes valeurs de la résistance thermique de la vapeur allant jusqu'à 4.8 K/W pour une charge thermique de 20W.

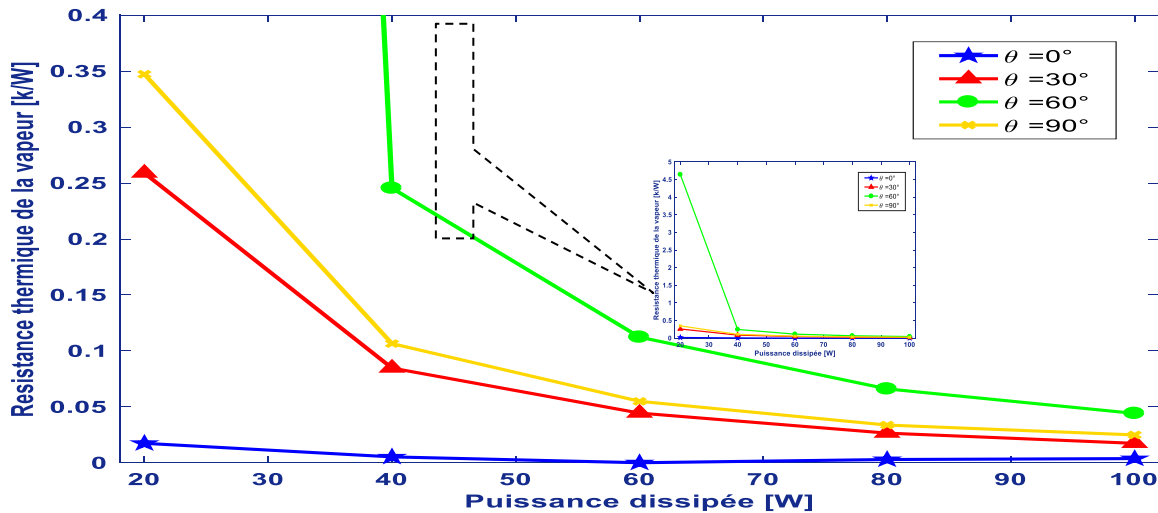


Figure III.5 : Résistance thermique de la vapeur dans le canal en fonction de la puissance imposée, pour les différents angles d'inclinaison.

III.3. Résultats des simulations 2 :

La comparaison des évaporateurs reste à l'état actuel difficile à mener du fait que certains paramètres de l'évaporateur plan circulaire n'ont pas encore été identifiés, comme sa résistance de paroi R_{ax} et la résistance paroi évaporateur-vapeur R_{vap} . Deux simulations ont donc été réalisées en faisant varier ces résistances pour la LHP de section circulaire :

Dans la première simulation, nous avons choisi arbitrairement la résistance paroi évaporateur-vapeur en la maintenant identique dans les deux boucles diphasiques :

$R_{vap\ LHP1} = R_{vap\ LHP2} = 0,72\ K/W$. Cette valeur est assez élevée mais permet la convergence des calculs pour les deux configurations. La résistance de paroi de l'évaporateur circulaire est déterminée théoriquement par la relation suivante (73) et celle de l'évaporateur rectangulaire est la valeur identifiée précédemment (§ 4.4.2.).

$$R_{ax\ LHP2} = \frac{4}{\lambda_E \pi} \left(\frac{L_E}{(l_E + 2e_{E1})^2 - l_E^2} + \frac{L_R}{2(l_E + 2e_{E2})^2 - l_E^2} \right) \quad (\text{III. 1})$$

Dans la deuxième simulation, nous avons injecté dans le modèle de la LHP1 les valeurs de R_{vap} et R_{ax} identifiées pour l'évaporateur rectangulaire, soit $R_{\text{vap}_{LHP1}} = 0,05 \text{ K/W}$ et $R_{\text{ax}_{LHP1}} = 0,3 \text{ K/W}$. Pour la LHP2 R_{ax} est calculée comme dans la simulation précédente. Comme le modèle de la LHP 2 ne converge pas avec la valeur de R_{vap} identifiée pour la LHP1, nous avons modifié uniquement R_{vap} , en déterminant la plus petite valeur possible permettant la convergence des calculs. Ainsi, nous avons fixé $R_{\text{vap}_{LHP2}} = 0,72 \text{ K/W}$ pour l'évaporateur circulaire.

La figure III.6 montre l'évolution des températures au niveau de l'évaporateur (courbes de gauche) et au niveau du condenseur (courbes de droite) en fonction de la puissance thermique, pour les deux boucles diphasiques de la première simulation. A résistances paroi évaporateur-vapeur identiques, les températures moyennes de l'évaporateur, du réservoir et du condenseur sont nettement plus élevées dans le cas de l'évaporateur plan rectangulaire. La température en sortie de condenseur T_{co} n'apparaît pas, car la courbe d'évolution de cette température est pratiquement superposée à celle représentant la température d'entrée du liquide dans le réservoir T_{ri} . En effet, la ligne liquide a été isolée thermiquement de l'ambiance.

Bien que nos simulations semblent montrer que la LHP à évaporateur rectangulaire est plus performante que la LHP à évaporateur circulaire, ce résultat ne peut être confirmé qu'une fois la validation expérimentale de l'évaporateur circulaire réalisée. En effet, comme nous l'avons vu précédemment, la détermination théorique de la résistance de paroi de l'évaporateur circulaire reste assez éloignée de la réalité : les échanges de chaleur entre la paroi de l'évaporateur et le fluide circulant dans le milieu poreux ne sont pas pris en compte. Pour cela il faudrait procéder à une modélisation en trois dimensions de l'évaporateur. De plus, la résistance thermique R_{vap} a été fixée à une valeur arbitraire, car la détermination théorique de cette résistance est très délicate. Or, cette résistance a une influence importante sur les résultats.

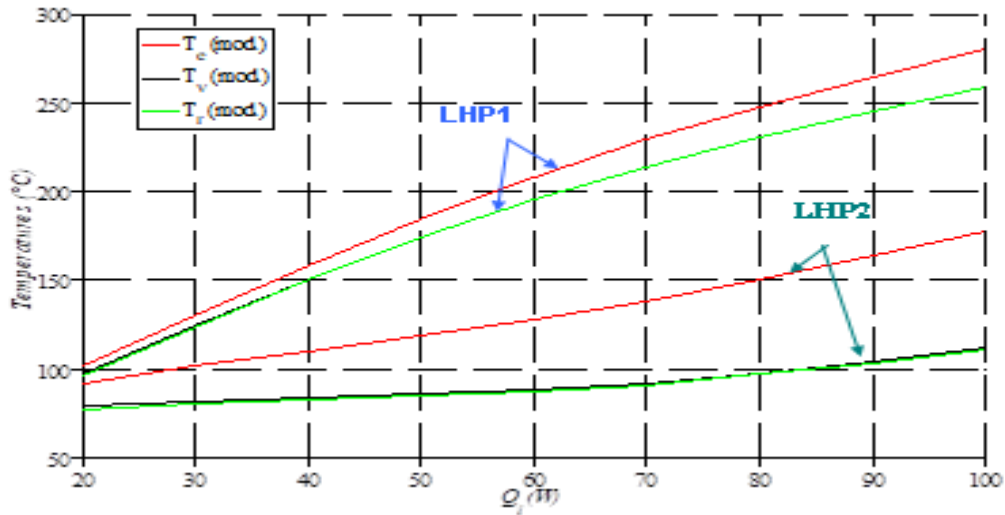


Figure III.6 : comparaison LHP1 / LHP2 – Températures évaporateur

$$R_{\text{vapEHP}} = R_{\text{vapLHP}} = 0,72 \text{ K/W}$$

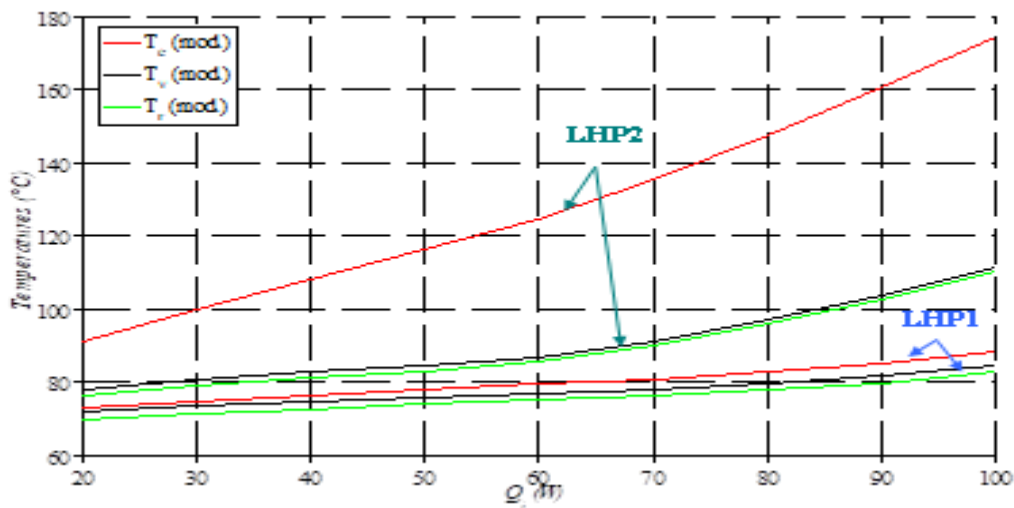


Figure III.7 : Comparaison LHP1 / LHP2 – Températures évaporateur

$$R_{\text{vapLHP2}} = 0,72 \text{ K/W} \text{ et } R_{\text{vapLHP1}} = 0,05 \text{ K/W}$$

III. 3 Impacts d'une mèche bi-poreuse sur les performances du système LHP

Cinq simulations du modèle de l'évaporateur à mèche bi-poreuse ont été réalisées. Chacune des simulations compare le comportement de deux configurations différentes du milieu poreux, en ne faisant généralement varier qu'un seul paramètre. Les résultats des simulations sont exposés de manière à rappeler dans un premier temps les géométries des mèches comparées, puis à comparer les températures de l'évaporateur et les résistances thermiques globales de la LHP dans ces deux configurations.

La simulation 1 (figure III.8) a pour but de vérifier la validité du modèle modifié : la configuration est la même que celle du milieu mono-poreux étudié dans le § 5.2. Le milieu poreux est constitué d'une seule mèche de longueur 30 mm. La LHP est placée horizontalement. On retrouve la tendance précédemment observée, ainsi que les écarts de températures : les températures de l'évaporateur augmentent lorsque que la conductivité effective de la mèche diminue. Ainsi, les résultats sont cohérents ; le modèle de la LHP à mèche bi-poreuse est validé.

Dans la simulation 2 (figure III.9), la longueur totale du milieu poreux est gardée constante dans les deux configurations (1 : milieu mono-poreux, 2 : milieu bi-poreux). Dans la configuration 1, le milieu est constitué d'une mèche de cuivre de 30 mm (référence). Une barrière thermique de 5 mm de polypropylène a été introduite dans la configuration 2, ce qui réduit la longueur de la mèche de cuivre à 25 mm. La LHP est placée horizontalement. Comme pour toutes les simulations, les températures de l'évaporateur ainsi que la résistance thermique de la LHP sont présentées et comparées.

La simulation 3 (figure III.10) reprend la configuration de la simulation 2, mais la LHP est positionnée verticalement.

La simulation 2 (figure III.9) montre clairement les effets engendrés par l'ajout d'une barrière thermique dans l'évaporateur. L'adjonction d'une structure bi-poreuse provoque une augmentation de la température moyenne de la paroi de l'évaporateur ainsi que de la température de vapeur et du réservoir.

Les simulations 2 et 3 (figures III.9 et III.10) comparent deux configurations identiques pour une inclinaison de la LHP différente. Dans la simulation 2, la LHP est placée horizontalement et dans la simulation 5, verticalement. De manière globale, on observe que les températures calculées à l'évaporateur sont plus élevées pour une position verticale de la LHP, ce qui montre que l'inclinaison joue défavorablement sur les performances de la LHP, même dans le cas d'un milieu bi-poreux. Pour les faibles puissances thermiques (de 0 à 30 W) et en inclinaison verticale, le milieu bi-poreux permet d'améliorer sensiblement les performances de la LHP.

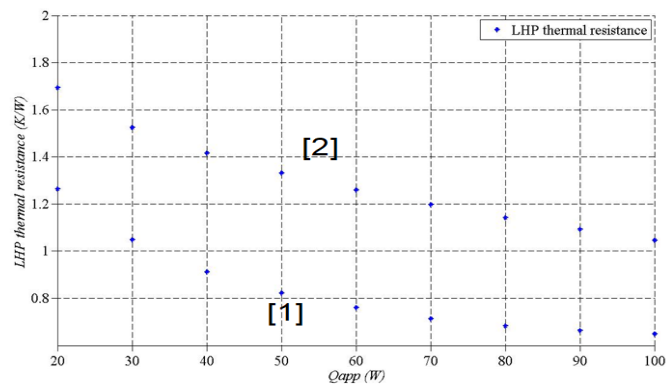
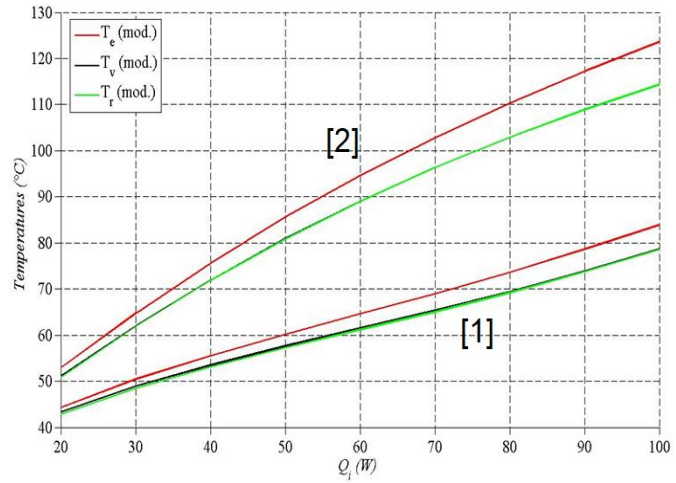
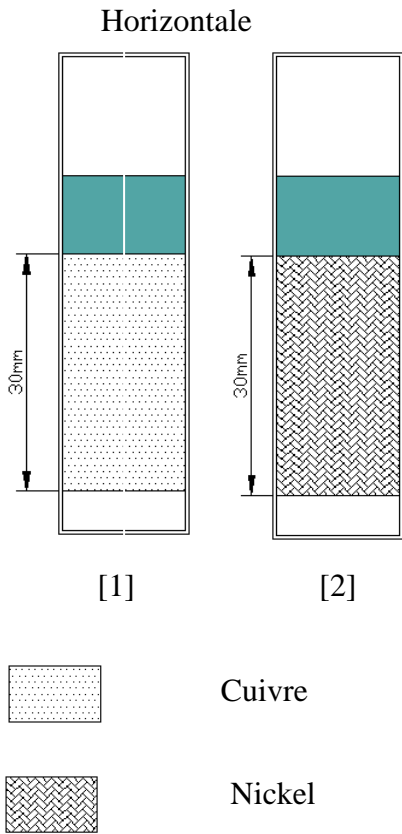


Figure III.8 : Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 1

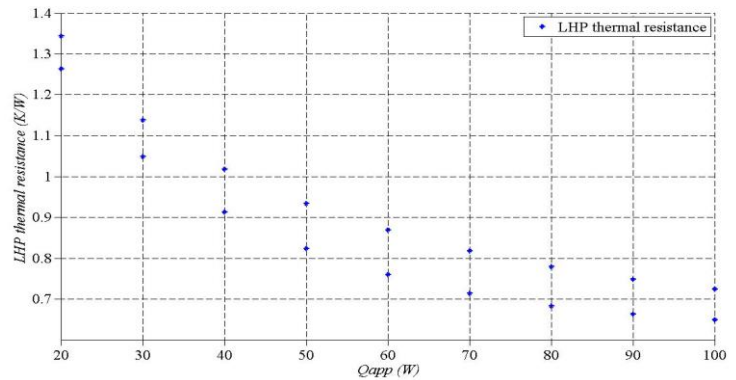
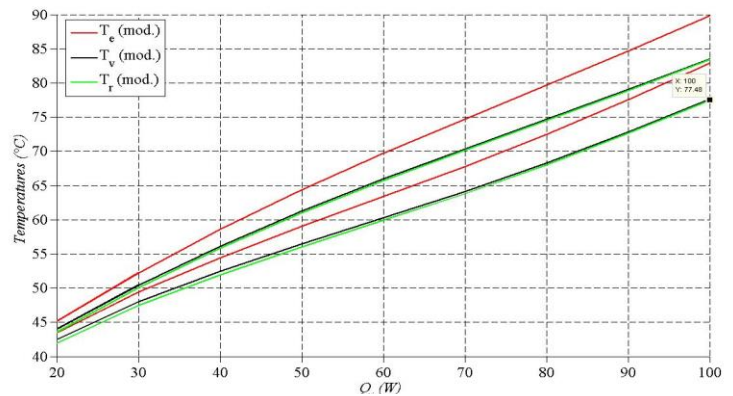
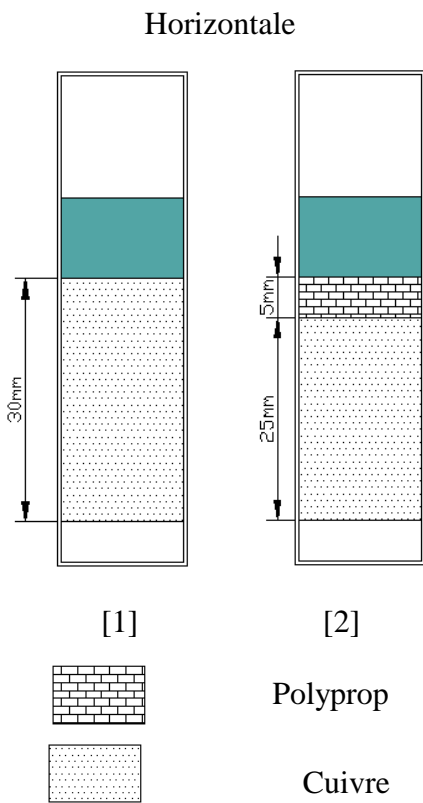


Figure III.9 : Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 2

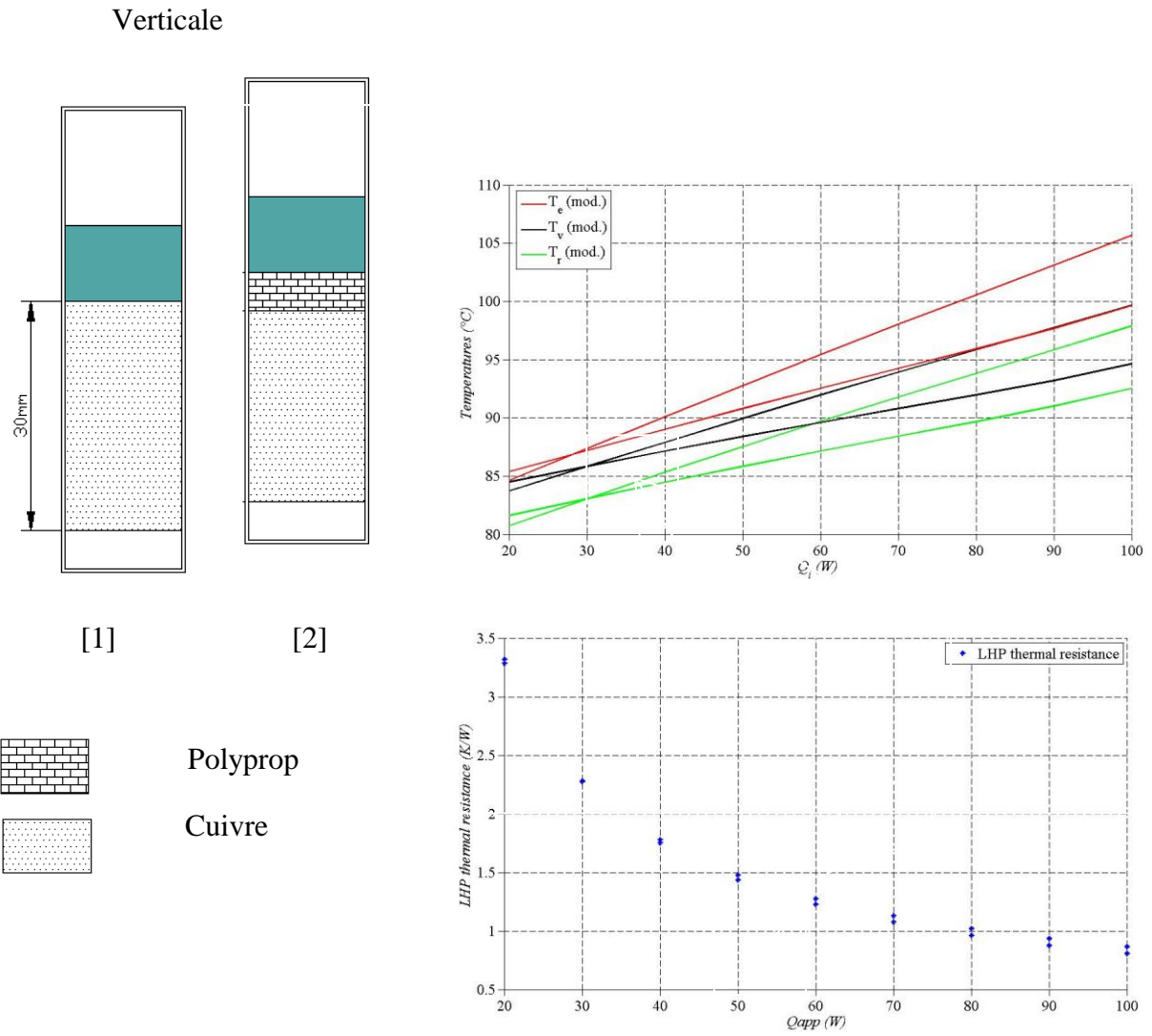


Figure III.10 : Etude paramétrique du bi-poreux – Simulation 3

Conclusion générale

Conclusion générale

L'investigation du modèle thermo-hydraulique du système LHP présenté dans la première partie, a concentré sur les impacts sur les performances du système LHP des différents paramètres; tels que l'angle d'inclinaison et les flux thermiques imposés. Ainsi, on a trouvé que pour les différents angles d'inclinaison compris entre 0° et 90° l'angle 60° présentait de grandes valeurs de la résistance thermique de la vapeur dans le dispositif LHP.

Le but de notre mémoire de fin d'étude fut tout d'abord de poursuivre la validation du modèle de la LHP, à partir des résultats expérimentaux. Pour cela il a fallu adapter le modèle afin de simuler au mieux les conditions de test. On a du modéliser avec plus de précision les transferts thermiques entre le condenseur et la source froide d'une part et entre la paroi de l'évaporateur et le fluide circulant dans la structure capillaire d'autre part. La validation de ce modèle a conduit à la détermination de deux paramètres important propre à notre LHP qui sont la résistance évaporateur-vapeur et la résistance axiale de l'évaporateur grâce à un programme d'ajustement créé sous MATLAB.

Suite à la validation de ce modèle, nous avons pu procéder à l'étude paramétrique de la boucle qui s'est notamment porté sur les effets de gravité liés à l'inclinaison de la LHP, ainsi que la géométrie et les propriétés thermo-physiques de la structure capillaire : porosité, conductivité thermique, épaisseur, ...

Nous avons également simulé le cas d'une structure capillaire composite, comportant deux milieux poreux de propriétés différentes. L'amélioration de performances de la LHP dans cette configuration n'est pas probante, cependant, une très sensible amélioration des performances de la LHP en position défavorable est tout de même à noter. L'emploi d'un milieu mono-poreux en cuivre semble être le plus indiqué.

Toutefois, la nouvelle configuration du milieu poreux présentée en fin de rapport apparaît prometteuse, et il serait intéressant de pouvoir par la suite en étudier les performances. Ce qui nous conduit à citer les quelques perspectives d'étude suivantes :

Simuler le comportement de la LHP avec d'autre fluide caloporteur comme le méthanol, l'ammoniac, l'acétone, R245fa, ...

Modéliser et simuler le comportement de la nouvelle configuration de la mèche en milieu multi-poreux,

Identifier les paramètres de la boucle LHP à évaporateur plan circulaire afin de pouvoir continuer l'étude comparative avec l'évaporateur plan rectangulaire que nous avons commencé dans ce présent rapport,

Développer un modèle en trois dimensions de l'évaporateur, afin d'y modéliser, avec plus de précision, les échanges thermiques.

Références bibliographiques

- [1] Alain, A., S. Ali, and F.J. Luc, Theoretical and experimental study of a heat pipe in zero-G for electrochemical cell cooling. 1991, SAE Technical Paper.
- [2] Polášek, F. and M. Zelko. Thermal control of electronic components by heat pipes and thermosyphons; A historical overview. in Proceedings of the 10th International Heat Pipe Conference, Stuttgart, Germany. 1997.
- [3] Groll, M., et al., Thermal control of electronic equipment by heat pipes. *Revue générale de thermique*, 1998. 37(5): p. 323-352.
- [4] G.P., P. Heat pipes in the thermal control of electronics components in Heat pipe symposium. 1988. Tsukuba, Japan.
- [5] Lips, S., et al., Overview of heat pipe studies during the period 2010-2015. *Interfacial Phenomena and Heat Transfer*, 2016. 4(1): p. 33-53.
- [6] Dunn PD, R.D., Heat Pipes 4th edn. 1994.: Elsevier Science Ltd
- [7] Groll, M. and S. Khandekar. Pulsating heat pipes: progress and prospects. in Proceedings of the International Conference on Energy and the Environment, China. 2003.
- [8] Khandekar, S. and M. Groll. On the definition of pulsating heat pipes: an overview. in Proceedings of the Fifth Minsk International Seminar. 2003.
- [9] Van Oost S., Mullender B., Bekaert G., Legros J.-C., Secondary wick operation principle and performance mapping in LHP and FLHP evaporators, in: Space Technology and Applications International Forum, Albuquerque, New Mexico, 3-7 February 2002, pp. 94-103.
- [10] Maydanik Y.F. Loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 635-657.
- [11] Delil A.A.M., Baturkin V., Friedrikhson Yu., Khmelev Yu., Zhuk S. Experimental results on heat transfer phenomena in miniature loop heat pipe with a flat evaporator. *12th IHPC*, Moscou (19-24 mai 2002) 8 p.
- [12] Hoang T.T., Ku J., Miniature loop heat pipes for electronic cooling, *InterPack 2003-35245*, Maui, Hawaii, USA (6-11 juil. 2003) 9 p.
- [13] Ku J., Rodriguez J.I., Low frequency high amplitude temperature oscillations in loop heat pipe operation, in: International Conference On Environmental Systems, Vancouver, July 2003, (SAE paper 2003-01-2386) 12 p.
- [14] Y.F. Maydanik, "Development and tests results of Loop Heat Pipes with a flat evaporator", Institute of Thermal Physics, Russie, p. 134-138.
- [15] Ku J., Operating characteristics of loop heat pipes, in: International Conference On Environmental Systems, Denver, July 1999, (SAE paper 1999-01-2007) 16 p.

- [16] S. Launay, V. Sartre, J. Bonjour, "Effect of fluid thermophysical properties on loop heat pipe operation", UMR 5008 CNRS-INSA-Univ. Lyon1, 14th International Heat Pipe Conference, 2007, 6 p.
- [17] Launay S., Sartre V., Bonjour J. Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review. *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 7 (2007) 621-636.
- [18] Mishkinis D., Wang G., Nikanpour D., MacDonald E., Kaya T., Steady-state and transient loop heat pipe performance during periodic heating cycles, in: 13th IHPC, Shanghai, China, 21-25 Sept. 2004, pp. 71-77.
- [19] Singh R., Akbarzadeh A., Mochizuki M. Operational characteristics of a miniature loop heat pipe with flat evaporator, *International Journal of Thermal Sciences* (2008), à paraître, disponible en ligne (doi:10.1016/j.ijthermalsci.2007.12.013)
- [20] Chen Y., Groll M., Mertz R., Maydanik Y.F., Vershinin S.V. Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe. *International Journal of Thermal Sciences* 45 (2006) 1084–1090
- [21] T.T. Hoang, T.A. O'Connell, J. Ku, C. Dan Butler, T.D. Swanson, "Miniature Loop Heat Pipes for electronic cooling", International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition, USA, 2003, 9 p.
- [22] Pastukhov V.G., Maidanik Y.F., Vershinin C.V., Korukov M.A. Miniature loop heat pipes for electronics cooling. *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1125-1135.
- [23] Cheung K.-H., Hoang T., Ku, J., Kaya T., Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipe (NRL LHP), in: International Conference On Environmental Systems, Danvers, July 1998, (SAE paper 981813) 9 p.
- [24] A.A.M. Delil, V. Baturkin, G. Gorbenko, P. Gakal, V. Ruzaykin, "Modelling of a miniature loop heat pipe with a flat evaporator", National Aerospace Laboratory, 2002, 19 p.
- [25] M. Hamdan, F.M. Gerner, H.T. Henderson, "Steady state model of a Loop Heat Pipe (LHP) with coherent porous silicon (CPS) wick in the evaporator", University of Cincinnati, 9 p.
- [26] Hoang T.T., Ku J., Heat and Mass Transfer in loop heat pipes, in: Proc. ASME Summer Heat Transfer Conference, Las Vegas, Nevada, 21-23 July 2003, 9 p.
- [27] J. Hong, Chung, W. Bok, "Thermal performance of a small-scale loop heat pipe with pp wick", School of Aerospace and Mechanical Engineering, Hankuk Aviation University, p. 259–264.
- [28] W. Joung, T. Yu, J. Lee, "Experimental study on the Loop Heat Pipe with a planar bifacial wick structure", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008), p. 1573-1581.

- [29] T. Kaya, J. Goldak, “Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe”, Carleton University, International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006) p. 3211-3220.
- [30] Ku J., Ottenstein Rogers P., Cheung K., Investigation of low power operation in a loop heat pipe, in: 31st International Conference On Environmental Systems, Orlando, July 2001, (SAE paper 2001-01-2192) 10 p.
- [31] Ku J., High frequency low amplitude temperature oscillations in loop heat pipe operation, in: International Conference On Environmental Systems, Vancouver, July 2003, (SAE paper 2003-01-2387) 9 p.
- [32] Maydanik Y.F. Miniature loop heat pipes, *13th IHPC*, Shanghai, Chine, 21-25 sept. 2004, p. 23-35.
- [33] Maydanik Y.F., Veshinin S.V., Korukov M.A., Ochterbeck J.M. Miniature loop heat pipes – A promising means for cooling electronics. *IEEE Trans. On Components and Packaging Technologies* 28, 2 (Juin 2005) 290-296.
- [34] Zhang H.-X., Ding T., Shao X.-G., Lin G.-P., Sudakov R.G., Maidaik Y.F., Effects of start-up on operating of loop heat pipes, in: 13th IHPC, Shanghai, China, Sept. 21-25, 2004, pp. 133-138.
- [35] Y.F. Maydanik, 2004, “Loop Heat Pipe”, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005), p. 635-657.
- [36] C. Ren, Q. Wu, M. Hu, “Heat transfer in Loop Heat Pipe’s wick : effect of porous structure parameters”, University of Science and Technology of China, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* Vol. 21, N°4, October-December 2007, p. 702 – 711.
- [37] Vershinin S.V., Maydanik Y.F. Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 5232–5240.
- [38] P.A. Chuang, 2003, “An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analyses”, The Pennsylvania State University, 245 p.
- [39] E. Pouzet, “Influence du champ de pesanteur sur le fonctionnement d’un boucle fluide diphasique à pompage thermocapillaire – expérimentation et modélisation », Université Paul Sabatier, France, 144 p.
- [40] Hamdan M.O., Loop heat pipe (LHP) modelling and development by utilizing coherent porous silicon (CPS) wicks, PhD Thesis, University of Cincinnati, 2003, 161 p.

[41] Kamenova, L., Modélisation thermo-hydraulique de caloducs miniatures plats à faible épaisseur pour des applications électroniques. 2007, Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG.

Annexe : La relation de Clausius-Clapeyron

Considérons deux états d'équilibre dont un état de référence connu, caractérisés par les couples de paramètres : état 1 de référence (P_{ref} ; T_{ref}), état 2 (P_{eq} ; T_{eq}). Intégrons la relation de Clapeyron entre ces deux états d'équilibre :

$$\int_{P_{ref}}^{P_{eq}} dP = \int_{T_{ref}}^{T_{eq}} \frac{L}{\Delta V} \cdot \frac{dT}{T}$$

Les trois courbes de fusion-solidification, sublimation-condensation, vaporisation-condensation, décrites par les relations de Clapeyron intégrées, sont représentées sur le diagramme de Clapeyron $P_{eq} = f(T_{eq})$. Ces trois branches se rejoignent au point triple qui est le seul point où coexistent les trois états physiques, liquide-solide-gaz, du corps pur. La branche de vaporisation se termine au point critique; point au-delà duquel le liquide et le gaz ne peuvent plus être différenciés.

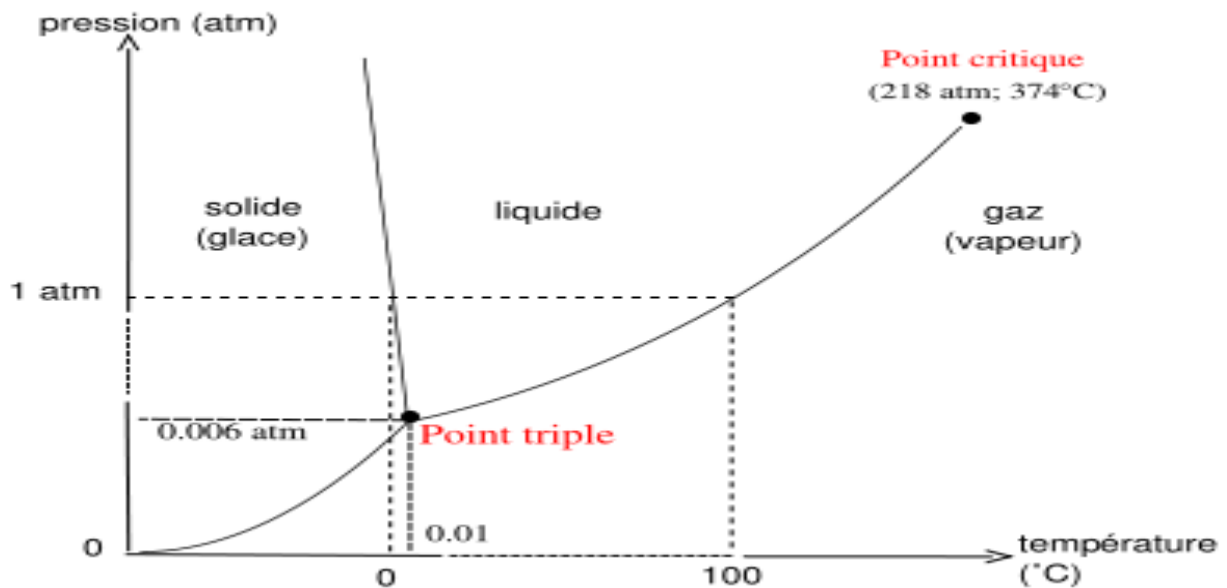


Figure III.11 : Exemple de diagramme de phase de l'eau où les courbes sont déduites de la relation de Clapeyron.