

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure 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 : Génie mécanique

Spécialité : Énergies renouvelables

Thème

Etude analytique des limites de transfert de chaleur d'un
système de caloduc en boucle (LHP)

Encadré par :

-M. MENECEUR Redha

Présenté par :

- HENKA Amir

- TRIA Hamza

2017-2018

Remerciements

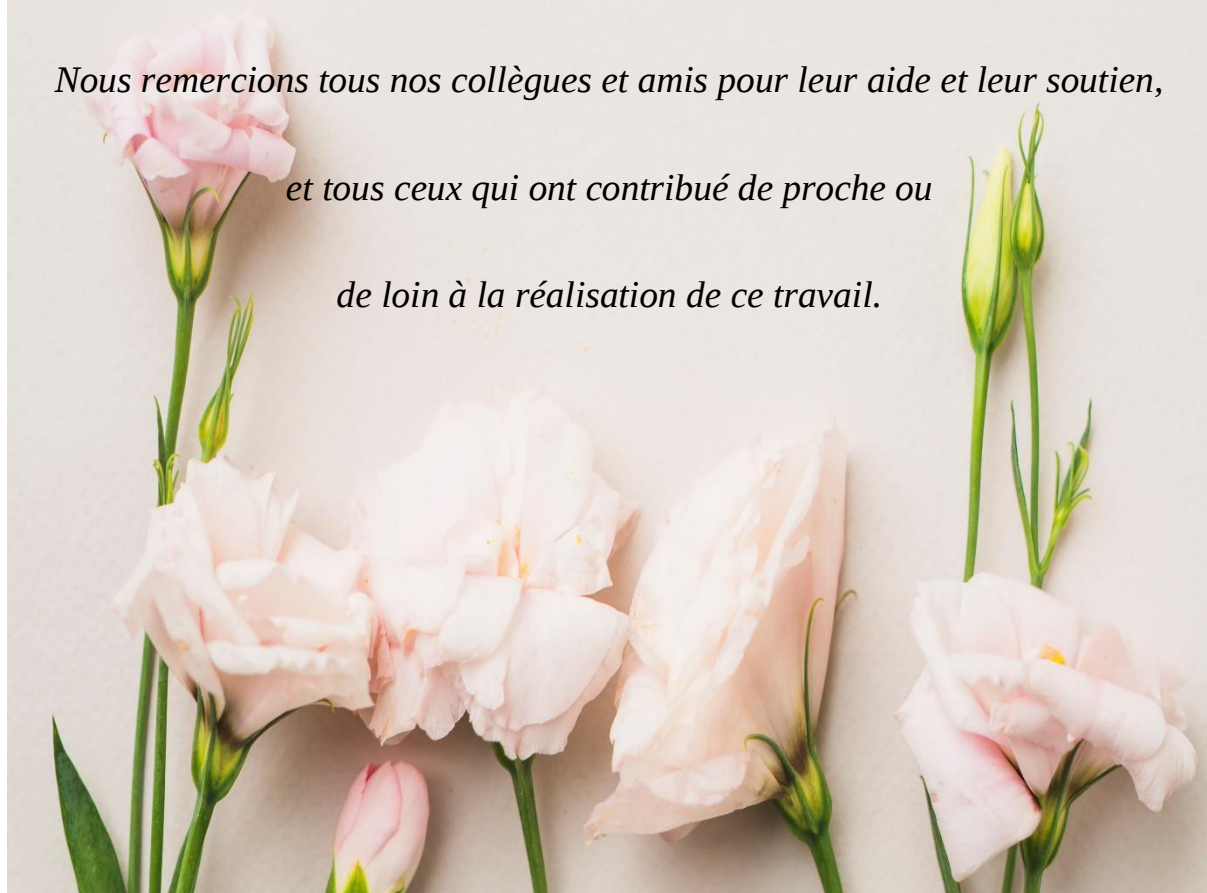
Nos remerciements vont premièrement à Dieu le tout puissant pour la volonté, la santé, et la patience, qu'il nous a donné durant toute cette année d'étude.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur

R. Meneceur

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 moi,
Et pour leurs sacrifices et leur soutien durant ma vie.*

A ma chère femme qui m'a soutenu le long de ce mémoire,

A mes chères sœurs,

À toute ma famille.

Henka Amir



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.*

*À mes chers frères mes chères sœurs,
À toute ma famille*

Tria Hamza



Résumé

Ce mémoire présente une analyse théorique des limites de transfert de chaleur associées à un caloduc en boucle gravitationnelle (LHP).

Les équations mathématiques régissant la capacité de transport de chaleur ont été appliquées pour simuler plusieurs limites de transfert de chaleur communément connues, à savoir les limites visqueuse, sonique, d'entraînement, capillaire, d'ébullition et de masse de liquide de remplissage. Cela permettra de déterminer la valeur réelle de la limitation et les analyses des facteurs affectant les limites, y compris la température de fonctionnement de la boucle, type de mèche, diamètre/longueur de l'évaporateur, angle d'inclinaison de l'évaporateur, diamètre de la colonne de vapeur de raccord à trois voies et différence de hauteur évaporateur-condenseur.

Les résultats obtenus à partir du modèle analytique indiquent que la mèche en toile composite peut atteindre une meilleure performance thermique par rapport au métal fritté et aux mèches à rainures rectangulaires ouvertes.

Il a également été constaté que la capacité de transport thermique de ce type de LHP est positivement proportionnelle à la température de fonctionnement, au diamètre de l'évaporateur, à l'angle d'inclinaison de l'évaporateur, au diamètre de la colonne de vapeur, à la masse de liquide de remplissage et dans un ordre réciproque à la longueur de l'évaporateur.

Abstract

This thesis presents a theoretical analysis of the heat transfer limits for a gravitational loop heat pipe (LHP).

Using the mathematical equations which reign over the heat transport capacity to simulate several known heat transfer limits of the heat pipe, namely, capillary, entrainment, viscous, sonic, boiling and liquid filling mass limits. These equations will determine the value of each limit and analysing the factors affecting the limits, including loop operating temperature, wick type, evaporator tilt angle, evaporator diameter / length, vapour column diameter within the three-way fitting, evaporator-condenser height difference and liquid filling mass.

From the analytical model shown above, the results indicate that the compound screen mesh wick presents better thermal performance over the open rectangular groove wicks and sintered powder.

We also found that the heat transport capacity of LHP operation is proportional to the operational temperature, evaporator inclination angle, evaporator diameter, vapour column diameter within the three-way fitting, evaporator to condenser height difference and liquid filling mass, and is in a reciprocal order to the evaporator length.

Table des matières

Introduction générale.....	1
Chapitre I : Recherche bibliographique et généralités sur les caloducs	3
1. Introduction	3
2. Recherche bibliographique et historique de caloduc.....	3
3. Domaines d'applications.....	5
3.1. Les applications spatiales.....	6
3.2. Les applications terrestres.....	6
4. Différents types de caloducs.....	7
4.1. Thermosiphon	7
4.2. Caloduc conventionnel	8
4.3. Caloduc oscillant.....	9
4.4. Caloduc en boucle diphasique	9
5. Principe de fonctionnement d'un caloduc conventionnel	10
6. Principe de fonctionnement d'un caloduc en boucle (LHP)	11
7. Concept de base de caloduc en boucle (LHP).....	13
7.1. L'enveloppe	13
7.2. La mèche.....	14
7.3. Le fluide caloporteur.....	14
8. Comparaison entre les caloducs en boucles LHP & CPL	14
8.1. Architecture LHP	14
8.2. Architecture CPL	15
9. Les structures capillaires	16
10. Paramètres de structures capillaires.....	19
11. Fluide de travail.....	20
12. Conclusion.....	22
Chapitre II : Phénomènes thermiques et hydrauliques mis en jeu	23
1. Introduction	23
2. Définition et mise en évidence de la tension de surface.....	23
3. Angle de contact et mouillabilité.....	24
4. Principe de fonctionnement de la structure capillaire	26
5. Phénomènes d'origine fluidique.....	28
5.1. Pertes de pression dans le liquide	29
5.2. Pertes de pression dans la phase vapeur	29

5.3.	Evolution des pressions dans le caloduc	30
6.	Evaporation/condensation au niveau d'une interface liquide/vapeur	31
7.	Cycle thermodynamique.....	32
8.	Echanges thermiques au sein du caloduc	34
8.1.	La conduction	34
8.2.	La convection.....	34
8.3.	Le rayonnement	35
9.	Phénomènes d'origine thermique	35
9.1.	Conduction en milieu poreux ou assimilé poreux	35
9.2.	Conductivité thermique des mèches capillaires.....	36
9.3.	Conductivité thermique des structures à Métaux frittés	36
10.	Résistances thermiques.....	38
10.1.	Résistances thermiques de l'enveloppe	38
10.2.	Résistances thermiques de la structure capillaire	39
10.3.	Résistance thermique de la colonne de vapeur	39
10.4.	Résistance thermique axiale de l'enveloppe.....	39
10.5.	Résistance thermique axiale de réseau capillaire.....	39
10.6.	Résistances thermiques du changement de phase liquide/vapeur.....	40
11.	Couplage thermique-hydraulique d'un caloduc	40
12.	Conclusion.....	41
Chapitre III :	Analyse théorique des limites de fonctionnement du système (LHP).....	42
1.	Introduction	42
2.	Modèle analytique pour la limite de transfert de chaleur du LHP	42
2.1.	Objectif de modélisation pour la limite de transfert de chaleur du LHP	42
2.2.	Description du système de LHP.....	42
3.	Limites de fonctionnement des caloducs en boucle LHP.....	44
3.1.	Limite visqueuse Q_{VL}	45
3.2.	Limite sonique Q_{SL}	46
3.3.	Limite d'entraînement Q_{EL}	47
3.4.	Limite capillaire Q_{CL}	49
3.5.	Limite d'ébullition Q_{BL}	58
3.6.	Limite de masse de liquide de remplissage Q_{FL}	61
4.	Algorithme pour le développement et le fonctionnement du modèle de transfert thermique de caloduc en boucle (LHP)	61
5.	Conclusion.....	65

Chapitre IV : Résultats et analyse	66
1. Introduction	66
2. Influence des paramètres opérationnels et géométriques sur les limites de transfert de chaleur du LHP	66
2.1. Impact de la température de fonctionnement.....	66
2.2. Impact de la structure de la mèche.....	68
2.3. Impact du diamètre de l'évaporateur	69
2.4. Impact de la longueur de l'évaporateur	71
2.5. Impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur	73
2.6. Impact de la différence de hauteur entre le condenseur et l'évaporateur ...	74
2.7. Impact de la masse du liquide de remplissage	76
2.8. Impact du diamètre de la colonne de vapeur de raccord à trois voies	77
3. Conclusion.....	79
Conclusion générale	81
Référence.....	83
ANNEXE	86

Liste des figures

Figure I.1 : Nombre d'articles dédiés aux caloducs selon la base de données de Web of Science[4].	5
Figure I.2 : Schéma de principe du fonctionnement d'un thermosiphon.	8
Figure I.3 : Schéma de principe du fonctionnement d'un caloduc conventionnel.	8
Figure I.4 : Schéma du caloduc oscillant.	9
Figure I.5 : Schéma de principe d'une boucle diphasique de type LHP.	10
Figure I.6 : Schéma de principe d'un caloduc conventionnel.	11
Figure I.7 : Schéma d'un caloduc en boucle (LHP).	11
Figure I.8 : Schéma d'un caloduc en boucle conventionnel (LHP)[16].	13
Figure I.9 : schéma d'une LHP.	15
Figure I.10 : schéma de principe d'un CPL.	16
Figure I.11 : Différents types de réseaux capillaires[22].	17
Figure I.12 : Principaux paramètres géométriques des réseaux capillaires.	19
Figure I.13 : domaine de fonctionnement d'une boucle diphasique à pompage capillaire[25].	22
Figure II.1 : Forces d'interaction entre molécules à la surface et au sein d'un liquide.	23
Figure II.2 : Manifestations de la tension superficielle : force normale au déplacement de la ligne.	24
Figure II.3 : Positionnement de l'angle d'accrochage en fonction de la mouillabilité du fluide.	25
Figure II.4 : Différents cas de mouillage d'une surface solide.	26
Figure II.5 : Schéma d'une structure capillaire.	27
Figure II.6 : Phénomènes physiques d'origine fluidique dans les caloducs.	28
Figure II.7 : Evolutions des pressions liquide et vapeur le long du caloduc.	31
Figure II.8 : Evaporation/condensation dans le caloduc LHP.	32
Figure II.9 : cycle thermodynamique d'un caloduc à pompage capillaire (diagramme $P=f(T)$)[28].	33
Figure II.10 : Phénomènes physiques d'origine thermique dans les caloducs à réseau capillaire.	35
Figure II.11 : Représentation nodal du transfert thermique dans un caloduc.	38
Figure II.12 : Modèles utilisés dans les différentes sections des caloducs.	40

Figure III.1 : Schéma des couplages thermiques et hydrodynamiques dans le LHP[36].	43
Figure III.2 : Schéma de raccord à trois voies et de la structure de séparation vapeur / liquide[36].	44
Figure III.3 : Les limites de fonctionnement des caloducs en fonction de la température de vapeur.	45
Figure III.4 : Manifestation de la limite d'entraînement dans un caloduc.	48
Figure III.5 : Évolution des profils de pression liquide et vapeur dans un caloduc en fonctionnement normal.	50
Figure III.6 : Paramètres de mèche et de pores dans l'évaporateur et le condenseur.	51
Figure III.7 : Coefficient de frottement pour l'écoulement laminaire dans les tubes rectangulaires[34].	58
Figure III.8 : Apparition des bulles de vapeur dans la structure capillaire d'un caloduc.	59
Figure III.9 : Organigramme pour le calcul des limites de transfert de chaleur du caloduc en boucle.	64
Figure IV.1 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de température de vapeur.	67
Figure IV.2 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de structure de la mèche.	69
Figure IV.3 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de diamètre de l'évaporateur.	71
Figure IV.4 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de la longueur de l'évaporateur.	73
Figure IV.5 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur.	74
Figure IV.6 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de la hauteur entre le condenseur et l'évaporateur.	76
Figure IV.7 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de la masse du liquide de remplissage.	77
Figure IV.8 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de diamètre de raccord à trois voies.	79

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Exemples des domaines d'application des caloducs[9].....	7
Tableau I.2 : Comparaison des différentes structures capillaires [16].....	18
Tableau I.3 : Plage de température de fonctionnement des fluides de travail [24].....	21
Tableau II.1 : Modèles de conductivité thermique effective d'un milieu poreux[31].....	37
Tableau IV.1 : Impact de la température de fonctionnement sur les performances de transfert de chaleur du LHP.	67
Tableau IV.2 : Impact de la structure de la mèche (couche capillaire) sur les performances de transfert de chaleur du LHP.....	68
Tableau IV.3 : Impact du diamètre de l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP.....	70
Tableau IV.4 : Impact de la longueur de l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP.....	72
Tableau IV.5 : Impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP.	73
Tableau IV.6 : Impact de la différence de hauteur entre le condenseur et l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP.	75
Tableau IV.7 : Impact de la masse du liquide de remplissage sur les performances de transfert de chaleur du LHP.	76
Tableau IV.8 : Impact du diamètre de la colonne de vapeur de raccord à trois voies sur les performances de transfert de chaleur du LHP.	78

Liste des tableaux annexe

Tableau annexe 1 : Paramètres de conception du fonctionnement du LHP et de l'échangeur de chaleur[36].....	i
Tableau annexe 2 : Structures de mèche alternatives dans l'évaporateur LHP[36].....	ii
Tableau annexe 3 : Les propriétés de l'eau à différentes températures[43, 44].....	iii

Liste des symboles

Lettres grecques

β	fraction de la chambre de compensation	[-]
γ_v	rapport de chaleur spécifique de la vapeur	[-]
δ	épaisseur de couche	[m]
ε	porosité d'un milieu poreux	[%]
θ	angle de contact	[°]
μ	viscosité dynamique	[Pa.s]
ρ	masse volumique	[kg.m ⁻³]
σ	tension superficielle de l'interface liquide/vapeur	[N.m ⁻¹]
ϕ	angle d'inclinaison du caloduc	[°]

Lettres latines

A_w	section de la structure capillaire du caloduc	[m ²]
C	constante qui dépend du nombre de Mach	[-]
C_p	chaleur massique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
$D_{hp,in}$	diamètre intérieur du caloduc	[m]
$D_{hp,o}$	diamètre extérieur du caloduc	[m]
D_{lf}	diamètres du film liquide	[m]
D_v	diamètre du canal vapeur du caloduc	[m]
E	énergie	[J]
f	coefficient de trainée	[-]
F	force	[N]

F_v	coefficient de frottement de vapeur	$[s.m^{-4}]$
g	accélération gravitationnelle	$[m.s^{-2}]$
h	coefficient d'échange convectif moyen en condensation	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
h_{fg}	chaleur latente de changement de phase liquide/vapeur	$[J.kg^{-1}]$
k	conductivité thermique	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
K_p	perméabilité du milieu	$[m^2]$
L	longueur	$[m]$
L_a	longueur de la zone adiabatique du caloduc	$[m]$
l_e	longueur de l'évaporateur du caloduc	$[m]$
m	masse molaire	$[g.mol^{-1}]$
M	nombre de Mach	$[-]$
m_f	masse de liquide de remplissage	$[kg]$
P	pression	$[Pa]$
P_c	pression capillaire	$[Pa]$
$P_{c,max}$	pression capillaire maximale	$[Pa]$
P_g	pression de gravitaire	$[Pa]$
P_l	pression de liquide	$[Pa]$
P_v	pression de vapeur	$[Pa]$
Q	puissance dissipée	$[W]$
Q_{BL}	limite d'ébullition	$[W]$
Q_{CL}	limite capillaire	$[W]$
Q_{EL}	limite d'entraînement	$[W]$

Q_{Fl}	limite de masse du liquide de remplissage	[W]
Q_{SL}	limite sonique	[W]
Q_{VL}	limite visqueuse	[W]
R_0	constante universelle des gaz parfaits	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]
R_1	premier rayon de courbure principal de l'interface liquide vapeur	[m]
R_2	second rayon de courbure principal de l'interface liquide vapeur	[m]
r_b	rayon de nucléation	[m]
r_e	rayon capillaire	[m]
Re	nombre de Reynolds	[-]
$r_{h,s}$	rayon hydraulique	[m]
R_{th}	résistance thermique	[K.W ⁻¹]
S	surface	[m ²]
T	température	[K]
w_f	largeur de l'ailette d'un réseau capillaire	[m]
w_g	largeur de rainure d'un réseau capillaire	[m]
x	paramètre relatif à la masse de liquide de remplissage	[-]

Indices

c	relatif au condenseur du caloduc
e	relatif à l'évaporateur du caloduc ou l'ébullition
g	mèche à rainure
hx	condenseur
l	propriété relative au liquide

ms	mèche en toile
sat	saturation
sp	mèche à métal fritté
v	propriété relative au gaz
wi	mèche

Introduction

Introduction générale

Le thème du transport d'énergie est très vaste puisqu'il concerne plus ou moins tous les processus physiques. Or, la croissance continue des performances d'une grande partie des technologies utilisées au quotidien conduit souvent à de grandes difficultés pour évacuer, sous un gradient de température acceptable, la chaleur produite.

De nombreuses solutions sont constamment développées pour améliorer le transfert, d'un point à un autre, de l'énergie sous forme thermique. Parmi l'ensemble de ces solutions nous avons orienté notre étude vers les systèmes exploitant les propriétés thermophysiques d'un fluide lors du changement d'état entre la phase liquide et la phase vapeur.

Les systèmes diphasiques passifs exploitant les phénomènes d'évaporation et de condensation dans les transferts thermiques constituent une innovation technologique majeure dans le domaine du contrôle thermique. Ces dispositifs sont aujourd'hui largement utilisés dans diverses applications spatiales scientifiques et commerciales [1]. En effet, ils permettent de répondre aux contraintes imposées aux systèmes de refroidissement en termes de compacité, de masse et de consommation d'énergie. Outre ces avantages, ces dispositifs offrent une importante capacité de transfert de chaleur grâce au phénomène de changement de phase, un contrôle précis de la température et une flexibilité en termes de design.

Au cœur de ce mémoire, nous allons présenter les caloducs qui correspondent à des systèmes basés sur le principe décrit ci-dessus et qui ne comportent pas d'éléments mécaniques mobiles permettant la circulation en boucle fermée du fluide. Cette dernière n'est alors assurée que par des phénomènes capillaires ou des forces de volume externes (typiquement la gravité terrestre).

Les travaux réalisés au cours de ce mémoire ont été synthétisés en quatre chapitres.

Dans le **chapitre I**, nous allons commencer par une présentation générale des caloducs, qui ont une discipline très vaste, nous verrons un petit historique, leurs principes de fonctionnement et d'exemples très variés d'applications. Nous introduirons une classification des différents caloducs. Cette première approche, nous permettra de restreindre notre domaine

principal d'analyse aux caloducs en boucles LHP avec structure capillaire soumis à des forces de volume.

Le **chapitre II** nous mettons en évidence et détaillons des approches qualitatives de la physique des caloducs, les principaux mécanismes de transfert thermique, sur la notion de résistance thermique et les écoulements en conduite. L'apparente simplicité du principe de fonctionnement cache une très grande complexité que l'on doit aborder au travers de grands principes simples si l'on veut éviter l'écueil d'une approche trop réductionniste conduisant à oublier des phénomènes essentiels.

En nous basant sur une sélection des très nombreuses données bibliographiques disponibles, nous détaillerons, dans le **chapitre III**, l'ensemble des limites de fonctionnement d'un caloduc en appuyant notre présentation sur les principes physiques mis en jeux pour chaque type de limite. Nous montrerons ainsi que les expressions communément admises pour la limite correspondante.

Puis, au travers de la vaste campagne de mesures que nous avons réalisée, nous analysons, dans le **chapitre IV**, les résultats numériques fournis par la modélisation des limites de fonctionnement et l'impact de chaque paramètre sur les performances des caloducs en boucles LHP.

Chapitre I : Recherche bibliographique et généralités sur les caloducs

1. Introduction

L'utilisation du terme « caloduc » tend à devenir de plus en plus courante au sein de l'industrie au fur et à mesure de la diffusion de solutions technologiques utilisant le principe de fonctionnement du caloduc. L'utilisation des caloducs a démarré avec l'avènement de la conquête spatiale et aujourd'hui, les applications terrestres se multiplient.

Un caloduc est un dispositif de transfert de chaleur qui combine les principes de la conductivité thermique et de la transition de phase pour gérer efficacement le transfert de chaleur entre deux interfaces solides [1]. Les caloducs sont des conducteurs de chaleur très efficaces et peuvent, dans certains cas, transporter 1000 fois mieux qu'un conducteur en cuivre massif [1].

Les caloducs sont des systèmes permettant de transférer de la chaleur d'une source chaude vers un point froid en utilisant l'enthalpie de changement de phase d'un fluide à l'état de saturation liquide/vapeur. A titre d'exemple, pour augmenter la température d'1 kg d'eau liquide de 0°C au 100°C il faut fournir 419 kJ, mais la vaporisation d'1 kg d'eau liquide à 100°C nécessite 2 257 kJ, c'est de la chaleur latente.

Les caloducs sont composés de trois zones principales :

- La première au niveau de laquelle le flux de chaleur est introduit : l'évaporateur,
- La deuxième où il y a transport du flux de chaleur, sans échange de chaleur avec l'extérieur, c'est la zone adiabatique,
- Une dernière zone où cette chaleur est rejetée vers l'extérieur : le condenseur.

Leur grande conductance thermique équivalente leur confère une efficacité exceptionnelle pour transférer la chaleur, la différence de températures entre la partie où est injectée la chaleur et la partie où elle est rejetée reste faible par rapport à des systèmes conductifs classiques.

2. Recherche bibliographique et historique de caloduc

L'histoire du caloduc remonte à Angier « AM » Mars Perkins [2] en 1831, qui a déposé un brevet sur un « tube de chaudière hermétique ». Il se mêlait à l'idée d'un fluide de travail, mais seulement dans le sens d'un dispositif monophasé à haute pression.

En 1936, Jacob Perkins [2], a obtenu un brevet sur ce qui était alors appelé le tube de Perkins dans lequel un long tube torsadé rempli d'eau a été passé sur un évaporateur et un condenseur. Ce progrès a utilisé un cas dans lequel l'eau encapsulé fonctionnait en deux phases ; liquide tournant à la vapeur. Ces premiers modèles comptaient sur la gravité de telle sorte que l'eau condensée se rendrait de nouveau à l'évaporateur.

En 1944, le concept du caloduc moderne a été introduit par RS Gaugler [3] de la General Motors Corporation qui a fait breveter un dispositif de transfert de chaleur léger destiné à l'origine d'un processus de réfrigération. Cependant, le processus n'a jamais dépassé le stade des brevets comme une solution alternative a été trouvée.

En 1963, Grover construit ses premiers tubes de chaleur utilisant l'eau comme fluide de travail, puis rapidement suivi les essais avec un tube de chaleur de sodium liquide pour une plage de fonctionnement de 1100 ° K au 1500 ° C. Avec ces succès, à la fois haute température et les procédures de la température ambiante ont été rapidement explorées par de nombreux techniciens et scientifiques dans le domaine de transfert de chaleur.

En 1967, le premier « zéro g » a montré, une démonstration d'un caloduc mené par un groupe d'ingénieurs au laboratoire scientifique de Los Alamos. La première expérience de vol réussi a surmonté la réticence que de nombreux concepteurs de vaisseaux spatiaux avaient pour utiliser cette nouvelle technologie de caloduc pour résoudre les problèmes de contrôle de la température avec des engins spatiaux en orbite. De ces expériences, la plupart des véhicules de l'engin spatial d'aujourd'hui comptent maintenant sur caloducs soit contrôler la température des composants individuels ou de l'ensemble de la structure du véhicule.

En 1968, RCA a développé un dissipateur de chaleur caloduc pour les transistors utilisés dans les émetteurs d'avions. Cela représente la première application commerciale de caloducs.

Il a fallu attendre le début des années 1970, la LHP a été inventée en Union Soviétique, en réponse aux besoins croissants de l'industrie électronique en matière de refroidissement. 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 (1999), Maydanik (2005), et Launay et al. (2007).

Durant les années 80, plusieurs études portant sur les caloducs ont été publiées. D'innombrables prototypes de caloducs ont été conçus, entre autres, des micro-

caloducs, des caloducs pulsés, des caloducs LHP, des caloducs à pompage capillaire, et bien d'autres. Depuis les années 70 des conférences portant sur les caloducs sont organisées tous les deux ans en moyenne. A titre indicatif, le célèbre « Journal of Heat transfer » possède une section entière consacrée à la recherche et aux avancées dans le domaine des caloducs.

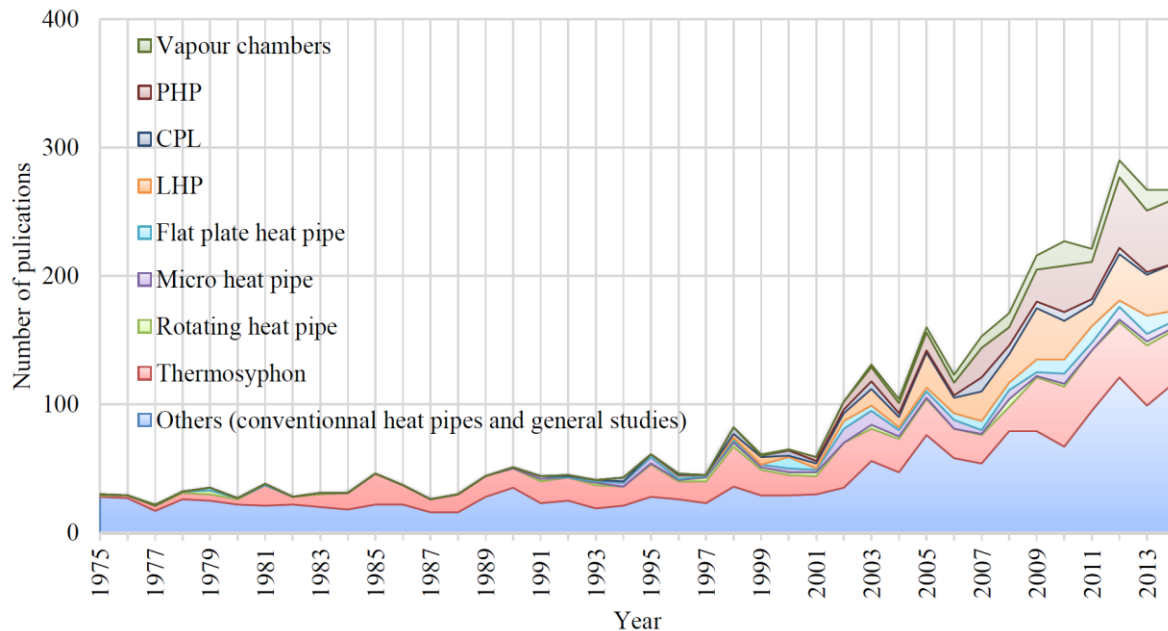


Figure I.1 : Nombre d'articles dédiés aux caloducs selon la base de données de Web of Science[4].

Aujourd'hui, des progrès significatifs dans les processus de fabrication, la modélisation informatique et de recherche élargi ont montré que la technologie de caloduc peut résoudre de nombreux problèmes critiques et les problèmes dans le transfert de chaleur et de contrôle de la température et de manière efficace à moindre coût.

3. 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.

3.1. 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 [5]) et au transport des flux thermiques vers les panneaux radiants dissipant vers le fond de l'espace à 3 K.

3.2. 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 [6], Grolle & al [7], Peterson [8]). 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[9].

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

4. Différents types de caloducs

4.1. Thermosiphon

C'est 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 [10].

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

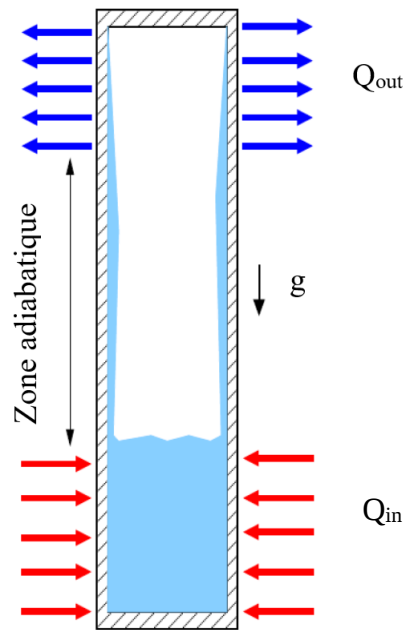


Figure I.2 : Schéma de principe du fonctionnement d'un thermosiphon.

4.2. Caloduc conventionnel

Présenté sur la figure I.3, 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 [10].

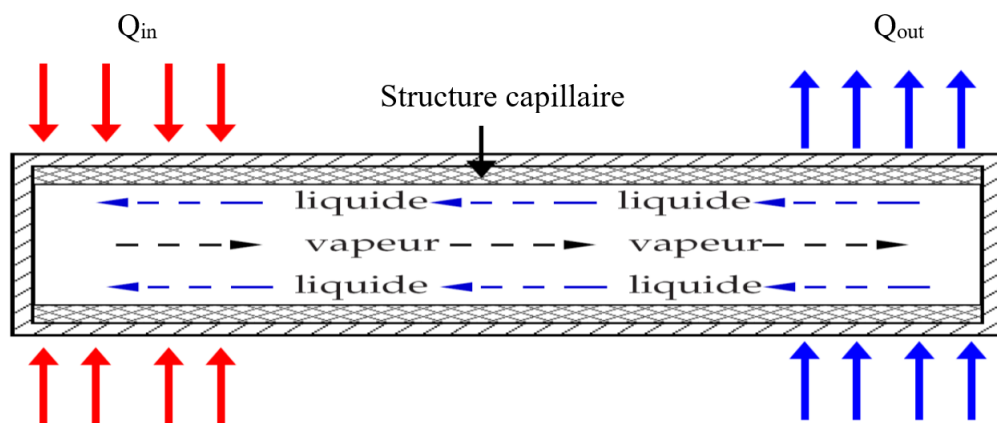


Figure I.3: Schéma de principe du fonctionnement d'un caloduc conventionnel.

4.3. Caloduc oscillant

La structure de base d'un caloduc oscillant se compose de plusieurs boucles interconnectées (aller-retour) sous forme de serpentins issues d'un seul tube capillaire lisse, comme le présente la figure I.4 [11]. 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 [12]. La structure capillaire est absente dans un caloduc oscillant et la zone adiabatique peut ou non exister entre l'évaporateur et le condenseur [13].

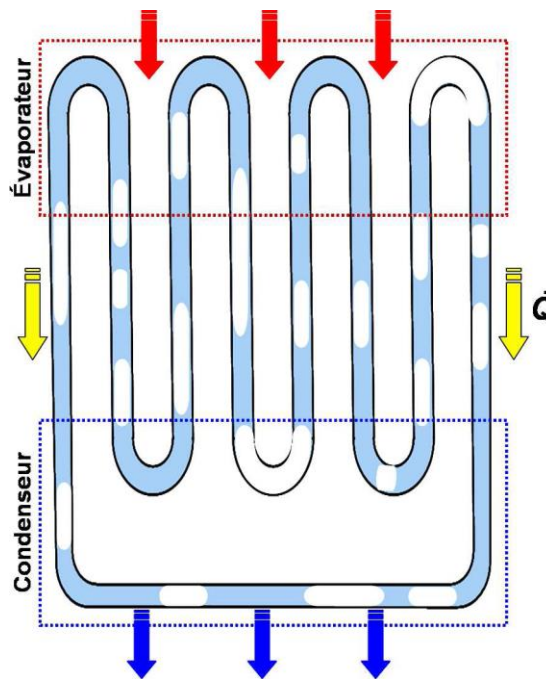


Figure I.4: Schéma du caloduc oscillant.

4.4. Caloduc en boucle diphasique

L'idée principale des boucles diphasiques (Figure I.5) consiste à séparer les écoulements de la phase liquide et de la phase vapeur. Cette technique présente l'avantage de réduire les pertes de charge dans l'écoulement liquide et de supprimer les problèmes liés à l'écoulement à contre-courant des phases liquide et vapeur. La circulation du fluide est assurée par pompage capillaire à l'évaporateur. 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.

Cette configuration d'écoulement dans des conduites séparées conduit à des performances maximales supérieures aux caloducs usuels en termes de distance entre la source froide et la source chaude.

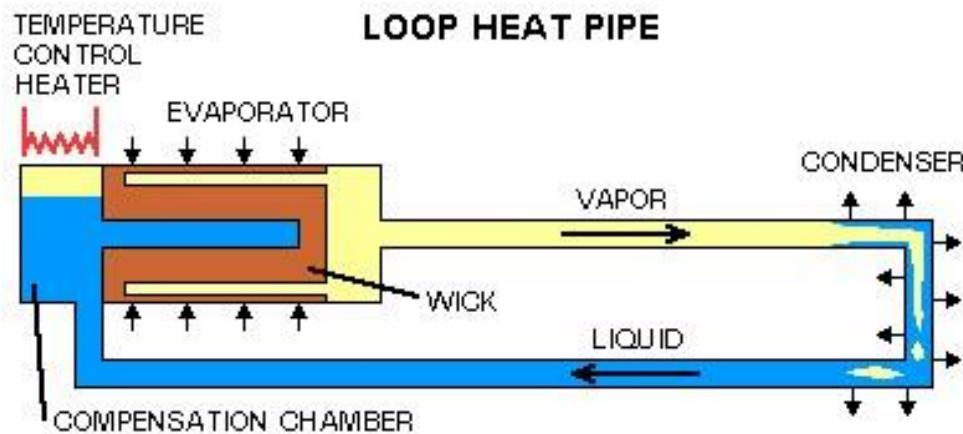


Figure I.5 : Schéma de principe d'une boucle diphasique de type LHP.

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.6) 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.

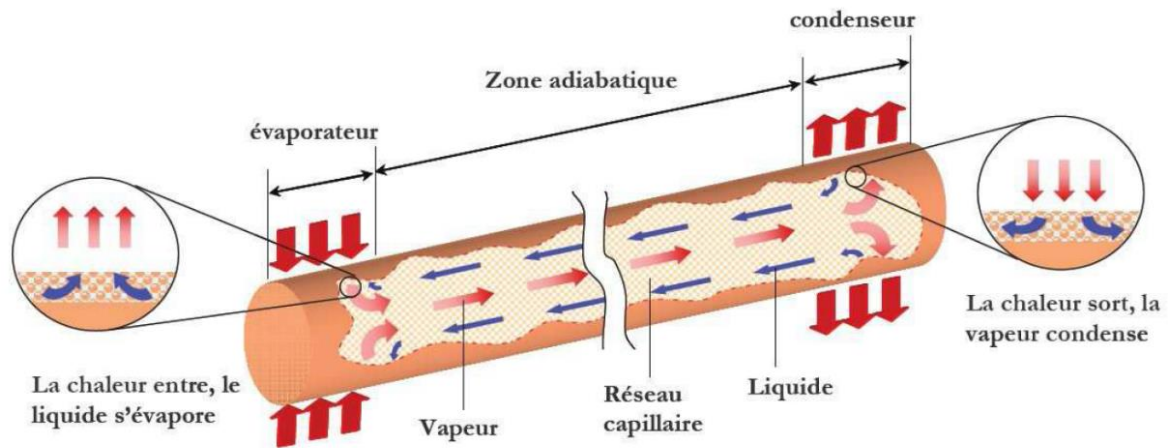


Figure I.6 : Schéma de principe d'un caloduc conventionnel.

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

Le principal caractéristique est 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".

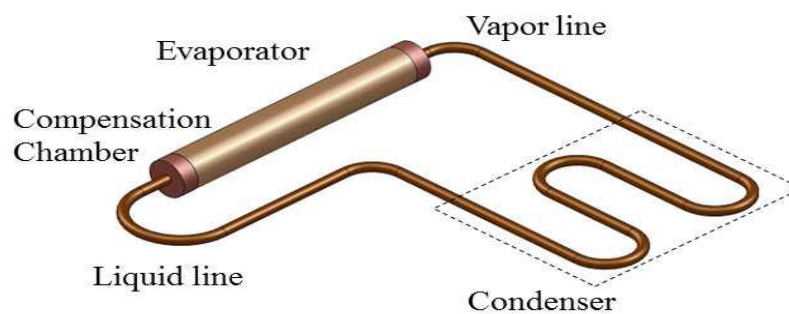


Figure I.7 : Schéma d'un caloduc en boucle (LHP).

Le fonctionnement d'une LHP est basé sur le même principe qu'un caloduc classique. La LHP comporte une structure capillaire dans l'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 structure 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).

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.

7. Concept de base de caloduc en boucle (LHP)

Les caloducs en boucle (LHP) [14, 15], comme montré sur la Figure I.8 [16], 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.

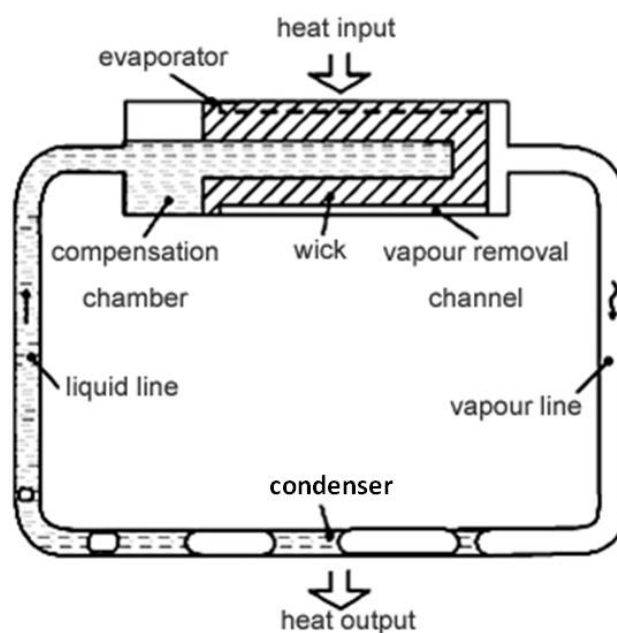


Figure I.8 : Schéma d'un caloduc en boucle conventionnel (LHP)[16].

Selon Reay et Kew [14], trois éléments du dispositif LHP, à savoir l'enveloppe (enceinte), la mèche et le fluide caloporteur, devraient être examinés lors de sa conception.

7.1. L'enveloppe

l'enveloppe est une enceinte pour isoler le fluide caloporteur de l'environnement extérieur une fois scellé et aspiré du vide [14], 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 [14].

Dans les dernières avancées, d'autres matériaux tels que le magnésium [17] et le titane [18] sont devenus des alternatives pour les matériaux de récipient.

7.2. La mèche

La mèche dans une structure capillaire est généralement située dans l'évaporateur [19]. 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 fritté et à rainure sont les structures les plus courante.

7.3. 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, 20, 21].

8. Comparaison entre les caloducs en boucles LHP & CPL

8.1. 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.

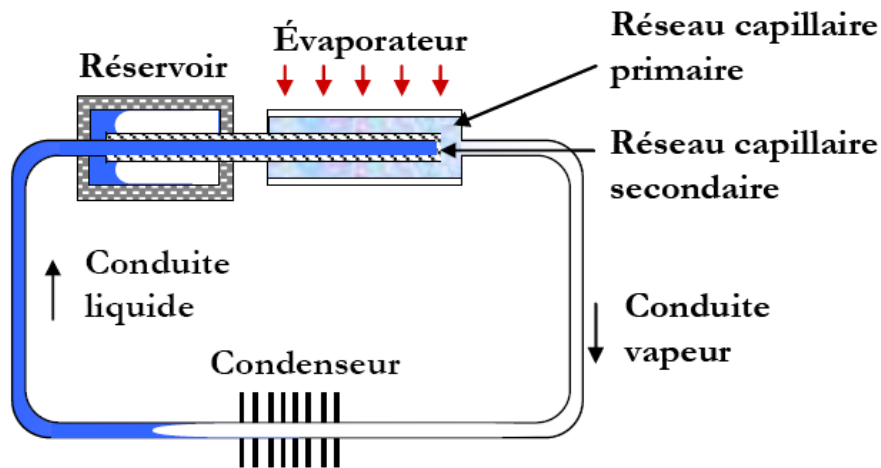


Figure I.9 : schéma d'une LHP.

8.2. 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.

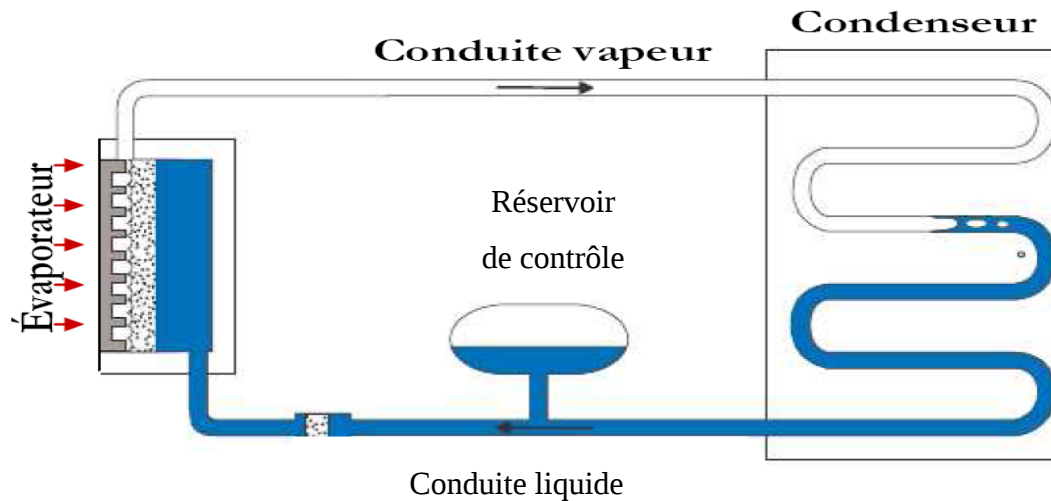


Figure I.10 : schéma de principe d'un CPL.

9. 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.

$$Q = m^\circ L \quad (I.1)$$

Où L est la chaleur latente de changement de phase [J/kg]

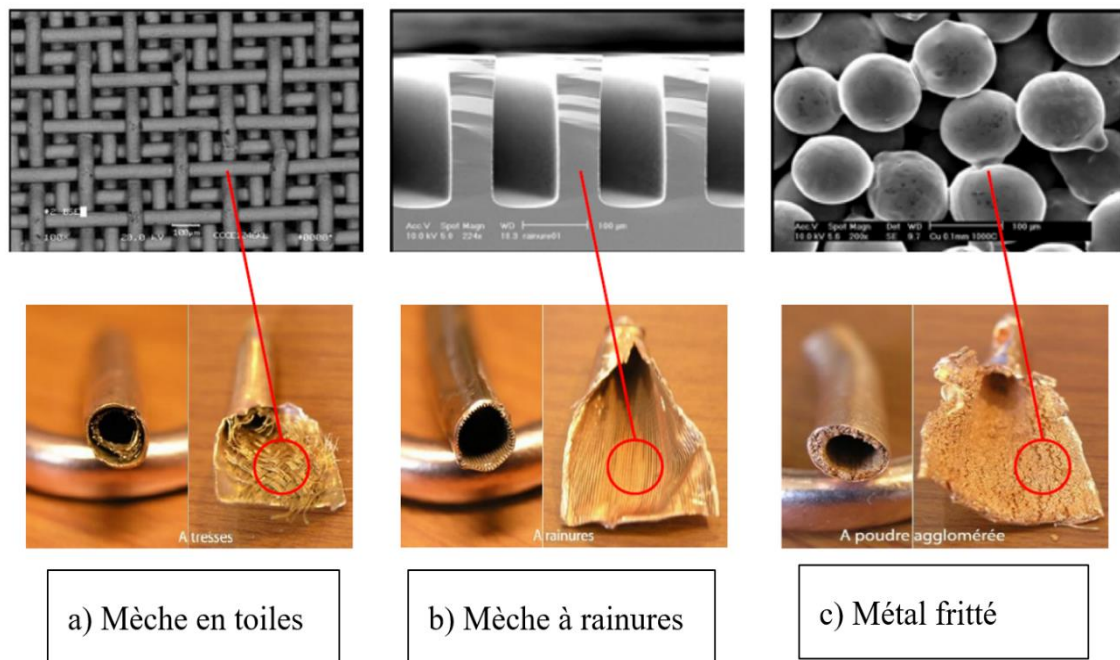


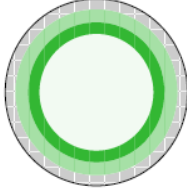
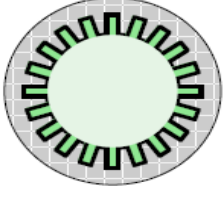
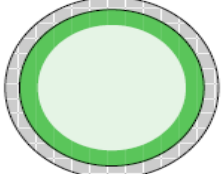
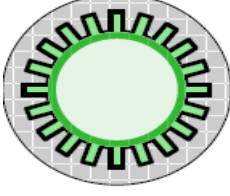
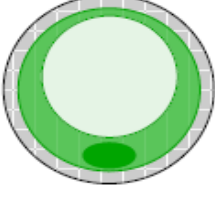
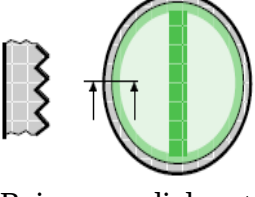
Figure I.11 : Différents types de réseaux capillaires[22].

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 [23] 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

Tableau 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 importants 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.
 Rainures radiales et milieu poreux central	Elevé à Très élevé	Elevé à Très élevé	Moyenne à élevée	Difficulté importante pour la réalisation de rainures radiales sur de grandes longueurs. Difficulté de maintien de l'élément central.

10. Paramètres de structures capillaires

Pour obtenir de bonnes performances thermiques, des mèches capillaires avec une perméabilité et une porosité élevées 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 en métal fritté 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 $3 \cdot 10^{-13}$ m². 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).

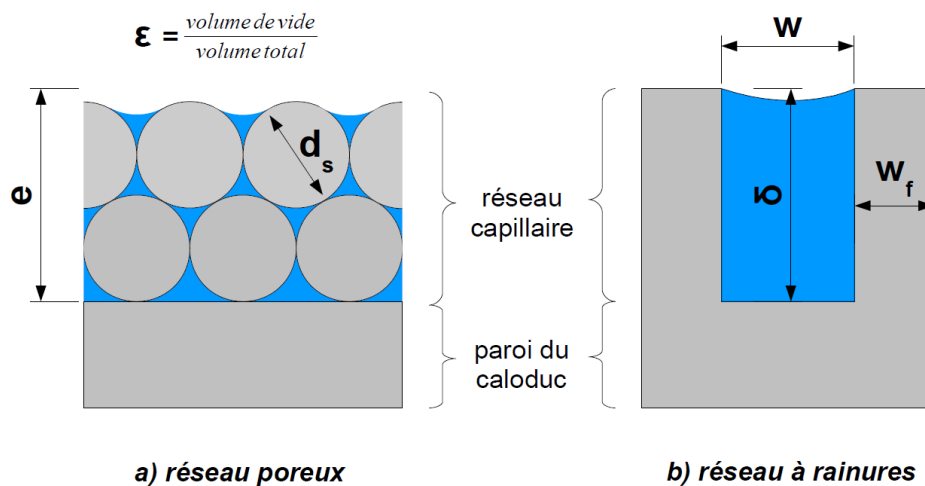


Figure I.12 : Principaux paramètres géométriques des réseaux capillaires.

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.

11. Fluide de travail

Le fluide de travail et la structure 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.

Le facteur de mérite est un nombre dont la dimension est celle d'un flux thermique "W/m²". Plus ce nombre est élevé meilleure sera la performance du caloduc.

$$M = \frac{h_{lv} \sigma \rho_l}{\mu_l} \quad (I.2)$$

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) 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 :

$$M = \rho_{l,c} (V_{loop} + \beta V_{cc}) + \rho_{v,c} (1 - \beta) V_{cc} \quad (I.3)$$

$$\beta = \frac{V_{cc}}{V_{loop}} \quad (I.4)$$

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.13, 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 thermophysiques 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.

Tableau I.3 : Plage de température de fonctionnement des fluides de travail [24].

Fluide de travail	Plage de température de fonctionnement (° C)	Matériau de l'enveloppe
Fluides de travail à basse température ou cryogéniques		
Dioxyde de carbone	-50 à 30	Aluminium, acier inoxydable, titane
Hélium	-271 à -269	Acier inoxydable, titane
Hydrogène	-260 à -230	Acier inoxydable
Méthane	-180 à -100	Acier inoxydable
Néon	-240 à -230	Acier inoxydable
Azote	-200 à -160	Acier inoxydable
Oxygène	-210 à -130	Aluminium, Titane
Fluides de travail à moyenne température		
Acétone	-48 à 125	Aluminium, acier inoxydable
Ammoniac	-75 à 125	Aluminium, acier inoxydable
Éthane	-150 à 25	Aluminium
Méthanol	-75 à 120	Cuivre, acier inoxydable
Méthyl amine	-90 à 125	Aluminium
Pentane	-125 à 125	Aluminium, acier inoxydable
Propylène	-150 à 60	Aluminium, acier inoxydable
Eau	1 à 325	Cuivre, Monel, Nickel, Titane
Fluides de travail à haute température		
Césium	350 à 925	Acier inoxydable, Inconel, Haynes
NaK	425 à 825	Acier inoxydable, Inconel, Haynes
Potassium	400 à 1,025	Acier inoxydable, Inconel, Haynes
Sodium	500 à 1,225	Acier inoxydable, Inconel, Haynes
Lithium	925 à 1,825	Tungstène, niobium
Argent	1,625 à 2,025	Tungstène, molybdène

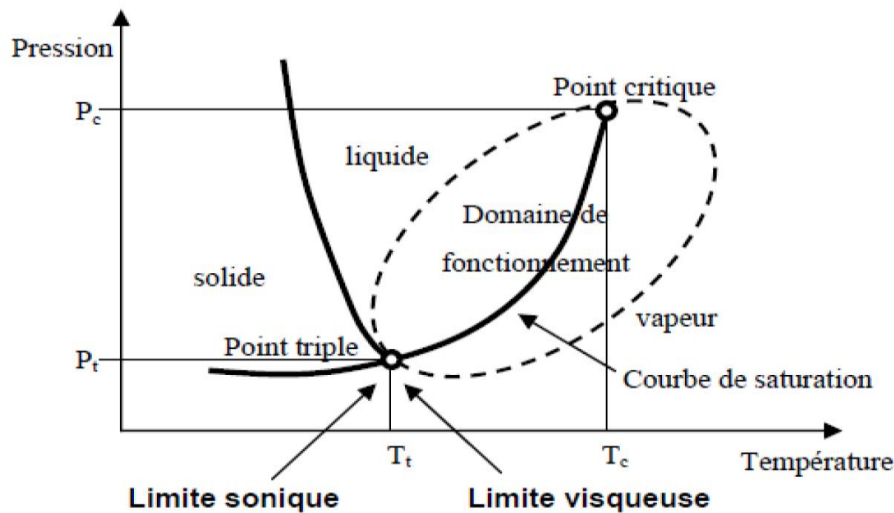


Figure I.13 : domaine de fonctionnement d'une boucle diphasique à pompage capillaire[25].

12. 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 : Phénomènes
thermiques et hydrauliques
mis en jeu**

1. Introduction

Cette partie va nous permettre de définir et d'expliquer un certains nombres de phénomènes physiques se situant à des petites échelles et qui sont à la base du fonctionnement des caloducs dans leur globalité.

Nous commencerons par définir la notion de capillarité et l'ensemble des phénomènes qui s'y rapportent, Puis, nous expliquerons les phénomènes d'évaporation et de condensation au niveau d'une interface liquide/vapeur et enfin nous étudions les phénomènes thermiques mis en jeu au sein de caloducs.

2. Définition et mise en évidence de la tension de surface

Dans une phase condensée (liquide), il existe des interactions attractives entre les différentes molécules (Figure II.1). Dans le cas où le liquide possède une surface libre, les molécules loin de la surface possèdent de nombreuses voisines et donc une énergie d'interaction importante. Par contre, les molécules à la surface ont beaucoup moins d'énergie d'interaction. Pour pallier ce défaut d'énergie, une énergie de surface entre en jeu. La tension de surface σ représente cette énergie par unité de surface.

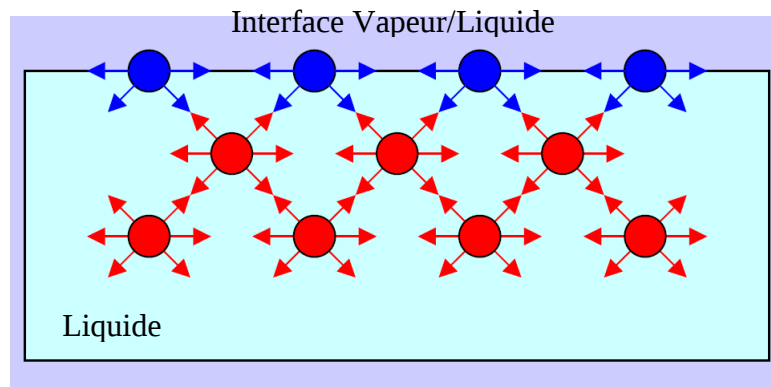


Figure II.1 : Forces d'interaction entre molécules à la surface et au sein d'un liquide.

En effet, au niveau de cette interface, tout se passe comme s'il fallait briser des liaisons entre molécules et donc fournir une énergie E suffisante pour la former. Pour créer une surface d'interface S , il faut une énergie :

$$E = \sigma S \quad (II.1)$$

Le coefficient de proportionnalité entre la surface et l'énergie à fournir est appelée la tension de surface et se note σ . Cette dernière est homogène à une énergie surfacique ou à une force par unité de longueur. Son unité est donc soit le J.m^{-2} soit le N.m^{-1} .

Afin de mettre en évidence un exemple [26] où la tension de surface se manifeste comme une force par unité de longueur, on peut considérer une baguette de verre recourbée de manière à constituer trois côtés d'un rectangle ; une autre baguette, mobile, constitue le quatrième côté du rectangle (figure II.2). Ce montage est plongé dans du liquide glycérique de manière à former une lame de liquide rectangulaire. On constate que, dès que le montage est retiré du liquide, la tige mobile se déplace spontanément vers le liquide : la surface liquide tend à diminuer pour abaisser son énergie surfacique.

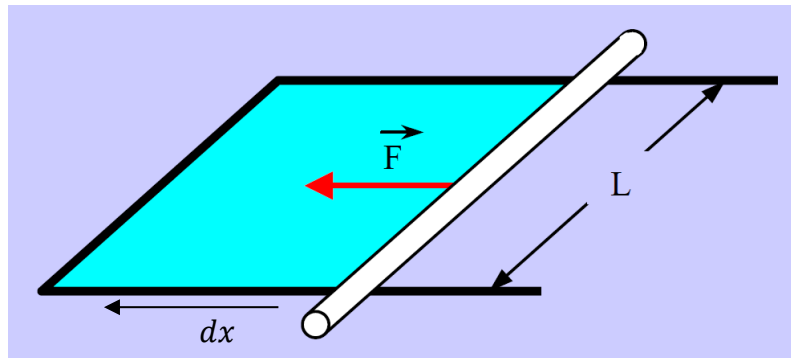


Figure II.2 : Manifestations de la tension superficielle : force normale au déplacement de la ligne.

Si la baguette mobile se déplace d'une distance dx , le travail fourni est :

$$\delta W = F dx = \sigma L dx \quad (II.2)$$

Par conséquent, σ est une force par unité de longueur dirigée vers le liquide et dans le plan de la surface.

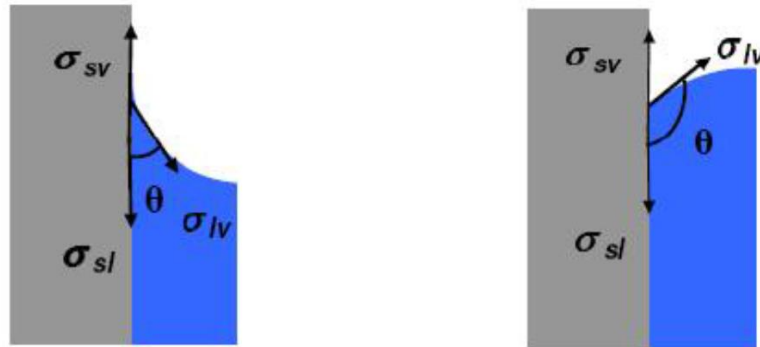
3. Angle de contact et mouillabilité

La tension de surface existe entre tout type d'interfaces. Il existe donc trois types de tensions qui sont :

- La tension de surface solide/liquide σ_{sl} ;
- La tension de surface solide/vapeur σ_{sv} ;

➤ La tension de surface liquide/vapeur σ_{lv} .

Chaque tension de surface est tangente à l'interface concernée. Dans un système à trois phases, le point d'application des tensions de surface se situe au niveau du point de contact de ces trois phases.



a) liquide mouillant

b) liquide non mouillant

Figure II.3 : Positionnement de l'angle d'accrochage en fonction de la mouillabilité du fluide.

Lorsque l'on dépose une goutte de liquide sur une paroi solide, une calotte sphérique se forme et un équilibre se crée au niveau des points d'accrochage entre les trois phases liquide, solide et vapeur ou gazeuse. La figure II.3 illustre la répartition des trois types de tension qui déterminent la forme de l'interface au niveau de la zone d'accrochage du ménisque. Cette dernière est caractérisée par un angle de contact entre la tangente à la surface liquide/solide et la tangente à l'interface liquide/vapeur.

L'équilibre des trois tensions de surface projetées sur le plan solide aboutit à la relation de Young-Dupré (1805) :

$$\sigma_{lv} \cos \theta = \sigma_{sv} - \sigma_{sl} \quad (II.3)$$

Au contraire, dans la direction normale au plan, la somme des tensions de surface n'est pas nulle : il existe une petite déformation du solide qui permet d'exercer une force de rappel élastique ; cette force est d'intensité très faible pour les composés courants, et elle est par conséquent supposée négligeable [27].

Enfin, on peut définir le paramètre d'imprégnation [26] I , tel que :

$$I = \sigma_{sv} - \sigma_{sl} \quad (II.4)$$

Lorsque I est positif, d'après la relation (II.4), θ est compris entre 0 et 90 °, le liquide est dit mouillant. Au contraire, quand I est négatif, θ est compris entre 90 et 180 °, le liquide est alors dit non-mouillant.

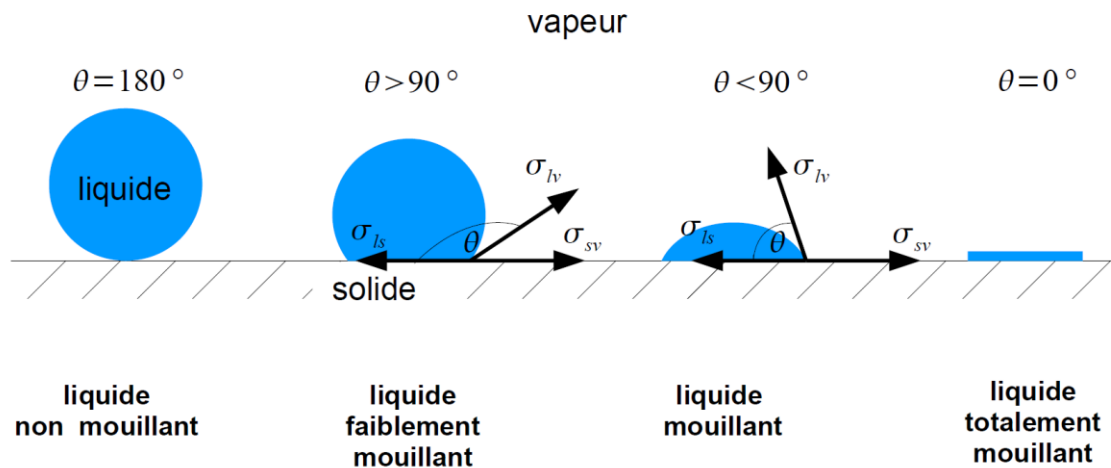


Figure II.4 : Différents cas de mouillage d'une surface solide.

4. Principe de fonctionnement de la structure capillaire

Au même titre que les caloducs conventionnels et les boucles fluides à pompage capillaire, un phénomène physique essentiel est au cœur du fonctionnement du caloduc est la capillarité.

L'utilisation du pompage capillaire au sein de différentes structures capillaires (rainures, toiles, métal fritté...) permet le retour liquide du condenseur vers l'évaporateur sans apport d'énergie mécanique extérieure au caloduc.

L'écoulement du liquide dans les structures capillaires est permis grâce à une dépression générée le long du caloduc par la courbure du ménisque à l'interface entre le liquide et la vapeur (comme illustré sur la figure II.5). Cette dépression, appelée saut de pression capillaire, est notée ΔP_c et peut s'exprimer par la relation simple :

$$\Delta P_c = \frac{i\sigma}{R} = P_v - P_l \quad (II.5)$$

Avec $i = 1$ ou 2 selon le type de structure capillaire.

Dans cette expression, σ représente la tension de surface du liquide en (N/m) et R en (m) une dimension caractéristique des structures capillaires.

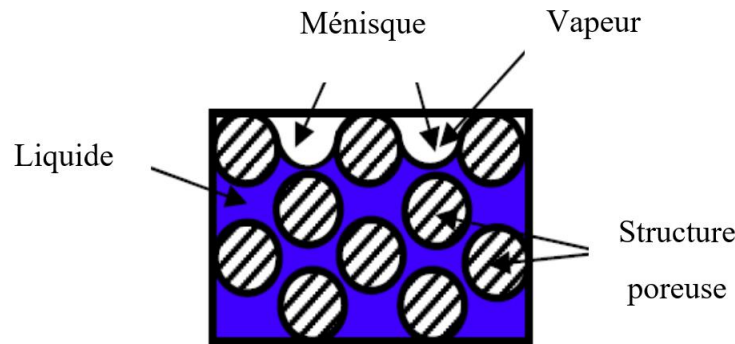


Figure II.5 : Schéma d'une structure capillaire.

Un des effets de cette tension de surface est que la pression exercée sur le côté concave de la surface est inférieure à la pression du côté convexe. Cette différence de pression ΔP_c est reliée à l'énergie de surface, à travers σ , et au rayon de courbure de cette surface [10]. En général, l'équation fondamentale de la pression capillaire, appelée aussi équation de Young-Laplace, s'exprime de la manière suivante [23] :

$$\Delta P_c = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (II.6)$$

R_1 et R_2 sont les rayons de courbure de la surface dans deux directions orthogonales.

C'est cette pression capillaire qui est responsable de la mise en mouvement du fluide caloporteur au sein d'un caloduc classique muni d'une structure capillaire [10]. En effet, le fonctionnement de ce dernier nécessite la vérification de la condition mécanique suivante :

$$\Delta P_c \geq \Delta P_{liq} + \Delta P_{vap} \pm \Delta P_g \quad (II.7)$$

Cette relation signifie que le saut de pression ΔP_c développé au niveau de la structure capillaire, doit vaincre les pertes de charge présentes au sein du caloduc.

A l'effet de la pression capillaire s'opposent les pertes de charge qui sont dues, d'une part, à l'inclinaison du caloduc et, d'autre part, aux forces de frottement. Trois principaux termes composent ces pertes de charge [10] :

- ΔP_{liq} correspond à la perte de charge dans la phase liquide due aux forces de frottement. Ce terme s'exprime en fonction du flux de chaleur mis en jeu ainsi que de paramètres permettant de prendre en compte la nature de la structure capillaire utilisée, le régime d'écoulement du liquide et les propriétés thermophysiques du fluide ;
- ΔP_{vap} est la chute de pression dans la phase vapeur. Le calcul de cette différence de pression vapeur est assez complexe car elle représente la somme de trois pertes de charge, à l'évaporateur, au condenseur et dans la zone adiabatique. Le problème du calcul de ΔP_{vap} se pose au niveau de l'évaporateur et du condenseur en raison de la présence d'un écoulement radial résultant de l'évaporation et de la condensation. Il existe toutefois dans la littérature des expressions simplifiées permettant de calculer approximativement ce terme ;
- ΔP_g représente la différence de pression hydrostatique liée à la position relative de l'évaporateur par rapport au condenseur.

5. Phénomènes d'origine fluidique

L'ensemble des phénomènes physiques d'origine hydraulique rencontrés lors du fonctionnement d'un caloduc à réseau capillaire sont illustrés dans la figure II.6

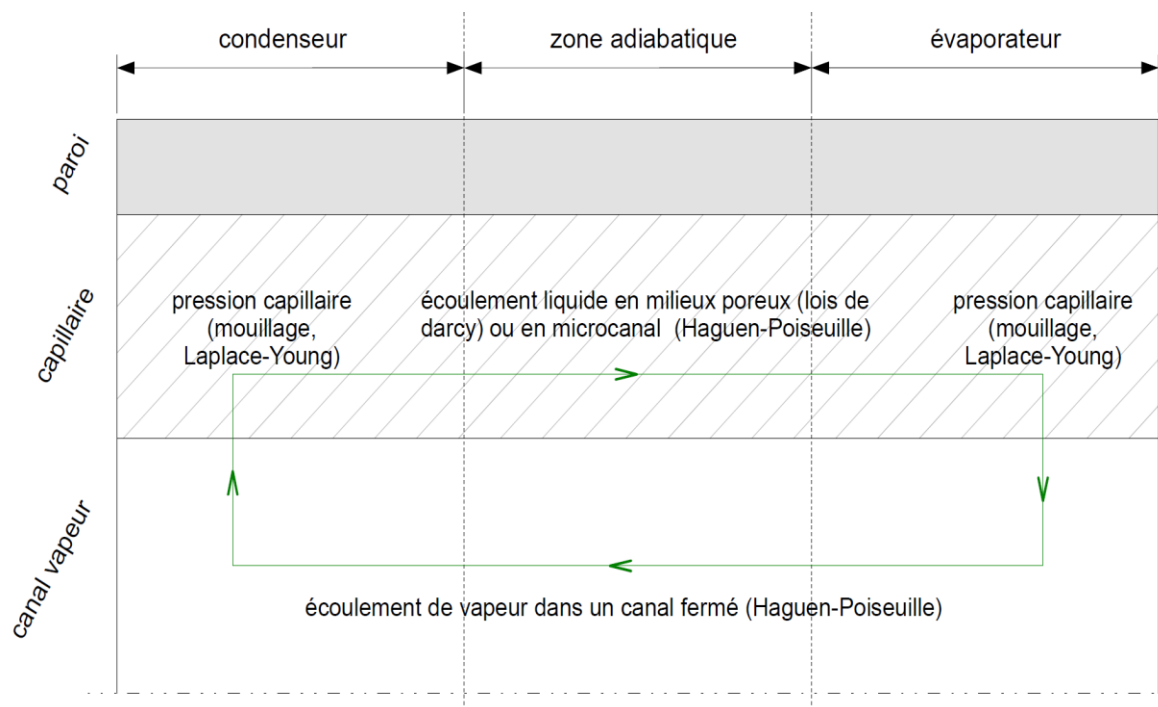


Figure II.6 : Phénomènes physiques d'origine fluidique dans les caloducs.

5.1. Pertes de pression dans le liquide

Comme nous avons vu plus haut, le débit de fluide s'adapte à l'évaporation entraînant des pertes de pression du liquide le long de structure capillaire. Ces pertes de pression sont principalement dues aux dissipations visqueuses, les effets inertiels étant totalement négligeables au vu les faibles vitesses d'écoulement mises en jeu.

Contrairement à ce qui se passe dans la vapeur, les variations de pression induites par les forces de volume, doivent être prises en compte étant donné la valeur élevée de la masse volumique du liquide.

L'écoulement du liquide du condenseur vers l'évaporateur du caloduc est très souvent laminaire de par les très faibles vitesses d'écoulement. L'écoulement en milieu poreux ne peut être décrit par l'équation de Hagen-Poiseuille uniquement car il faut tenir compte des éventuelles interactions et connexions dans la structure capillaire, surtout pour les réseaux poreux de type Métal fritté.

Les pertes de pression liquide ont pour origine la dissipation visqueuse due au réseau poreux ou au réseau rainuré (pertes visqueuses), les accélérations/décélérations (souvent faibles) de l'écoulement liquide à l'évaporateur/condenseur respectivement (pertes inertielles) et les pertes volumiques dues à la pesanteur ou une quelconque force volumique extérieure (centrifuge, magnétique...).

5.2. Pertes de pression dans la phase vapeur

En l'absence de forces de volume, la différence de pression vapeur entre l'évaporateur et le condenseur est le résultat de deux effets combinés :

- Les dissipations visqueuses créant les pertes de pression visqueuses ;
- Les pertes de pression inertielles correspondant à la variation de vitesse longitudinale entre le condenseur et l'évaporateur.

En présence de forces de volume (gravité, accélération centrifuge...), les variations de pression induites par ces dernières peuvent être négligées pour la phase vapeur étant donné sa très faible masse volumique.

Les pertes de pression dans la vapeur restent faibles comparées aux pertes de pression dans le liquide.

Évaluer les pertes de pression vapeur n'est pas forcément évident par la présence d'une zone de condensation et d'évaporation. A la sortie de l'évaporateur, la vitesse de la vapeur aura une composante strictement normale à l'axe du caloduc. Ensuite, dans la zone adiabatique, la vitesse devient axiale pour redevenir radiale dans la zone de condensation.

De même que pour les pertes de charge liquide, les pertes de pression vapeur ont pour origine les frottements (pertes visqueuses), l'accélération de l'écoulement vapeur à l'évaporateur et sa décélération au condenseur (pertes inertielles) et finalement les pertes volumiques dues à la pesanteur ou une quelconque force volumique extérieure (centrifuge, etc.). Cependant, la faible densité de la vapeur fait en sorte que les pertes de pression vapeur dues aux forces volumiques sont souvent négligeables.

En résumé, les pertes de pression liquide ou vapeur dans un caloduc peuvent avoir trois origines : les forces visqueuses, les forces inertielles et les forces volumiques. L'effet des forces volumiques est négligeable du fait de la faible masse volumique de la phase vapeur.

Dans la phase liquide, les pertes d'origine inertielles sont négligées du fait de la faible vitesse d'écoulement dans le milieu poreux (ou assimilé) du caloduc. Cependant, les pertes de pression d'origine volumique dues à la gravité peuvent avoir une grande importance, surtout pour les caloducs travaillant à contre gravité.

5.3. Evolution des pressions dans le caloduc

D'après ce que nous avons vu précédemment, les différences de pressions capillaires entre l'évaporateur et le condenseur sont le résultat de la somme des pertes de pression liquide et vapeur le long du caloduc :

$$\Delta P_{c,evap} - \Delta P_{c,cond} = \Delta P_v + \Delta P_l \quad (II.8)$$

$$\Delta P_v = \Delta P_{v,inertiel} + \Delta P_{v,visqueuse} \text{ et } \Delta P_l = \Delta P_{l,visqueuse} \pm (\Delta P_{l,volumique}) \quad (II.9)$$

La figure II.7 montre l'évolution typique des pressions le long d'un caloduc à rainures axiales.

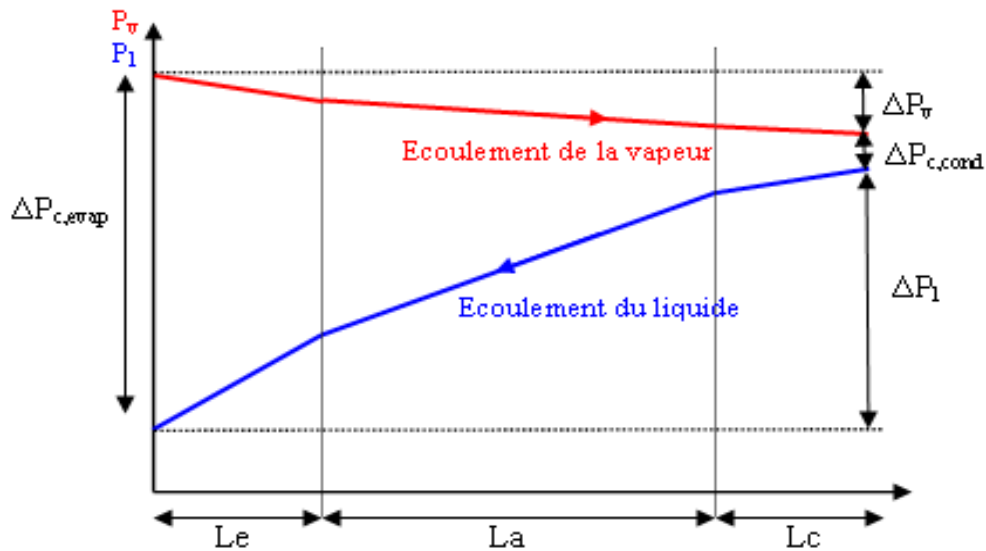


Figure II.7 : Evolutions des pressions liquide et vapeur le long du caloduc.

6. Evaporation/condensation au niveau d'une interface liquide/vapeur

Le changement de phase liquide/vapeur est dû à une différence de potentiel chimique entre les deux phases au niveau de l'interface.

Quand les molécules de liquide, qui arrivent à proximité de l'interface ont une énergie cinétique assez grande, les interactions attractives sont rompues et elles peuvent passer dans le milieu gazeux. De la même façon, les molécules de la phase gazeuse, qui se déplacent naturellement, peuvent avoir une énergie cinétique suffisamment grande pour traverser l'interface et se retrouver dans la phase liquide.

Lorsque l'on se trouve aux conditions de saturation, le nombre de molécules dites « évaporées » est égal au nombre de molécules dites « condensées » ; on dit alors qu'il y a égalité des potentiels chimiques entre les deux phases au niveau de l'interface. En revanche, lorsque l'une ou l'autre des deux phases s'éloigne des conditions de saturation (P_{sat} , T_{sat}), il y a un déséquilibre entre la quantité de vapeur condensée et la quantité de liquide évaporée, ce qui entraîne des phénomènes macroscopiques d'évaporation ou de condensation.

Deux facteurs principaux favorisent l'évaporation :

- Une augmentation de température du liquide a pour effet d'augmenter l'énergie cinétique de ses molécules et de faciliter la rupture des interactions entre les molécules qui arrivent à l'interface ;

- Une diminution de pression de la vapeur a pour effet de diminuer son nombre de molécules et donc de diminuer leurs collisions avec l'interface. Par conséquent, quand P_v diminue, la quantité de vapeur condensée diminue et comme le flux net d'évaporation résulte de la différence entre évaporation et condensation, par voie de conséquence, l'évaporation augmente.

Dans le cas des caloducs, lorsque l'équilibre est atteint entre les deux phases, l'écoulement des phases fait qu'il y a évaporation lorsque le liquide arrive à l'interface liquide/vapeur qui est aux conditions de saturation (P_{sat} , T_{sat}), le liquide étant très légèrement plus chaud que T_{sat} immédiatement au voisinage de l'interface.

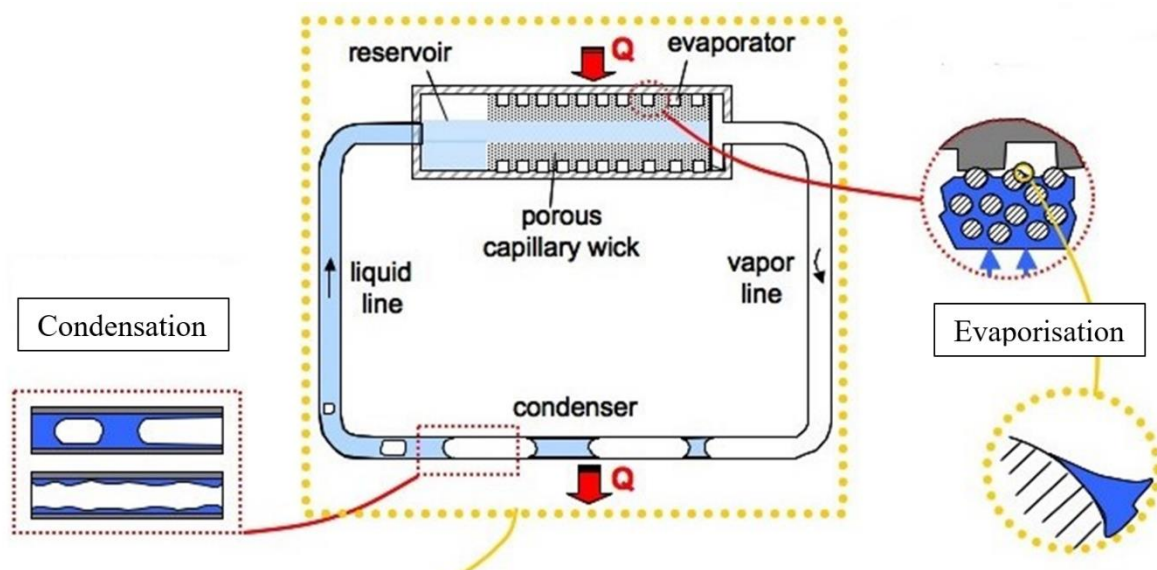


Figure II.8 : Evaporation/condensation dans le caloduc LHP.

7. Cycle thermodynamique

Afin de mieux comprendre le fonctionnement hors gravité des boucles diphasiques de type LHP, la figure II.9 montre, dans un diagramme (P,T), le cycle parcouru dans la boucle hors gravité pour une particule fluide en régime permanent. Comme on peut le voir sur cette figure, la courbure de l'interface conduit à une séparation des courbes d'équilibre pour les phases liquide et vapeur. C'est cette séparation des courbes qui provoque le saut de pression capillaire moteur ΔP_{cap} subie par le fluide lorsqu'il se vaporise dans la mèche.

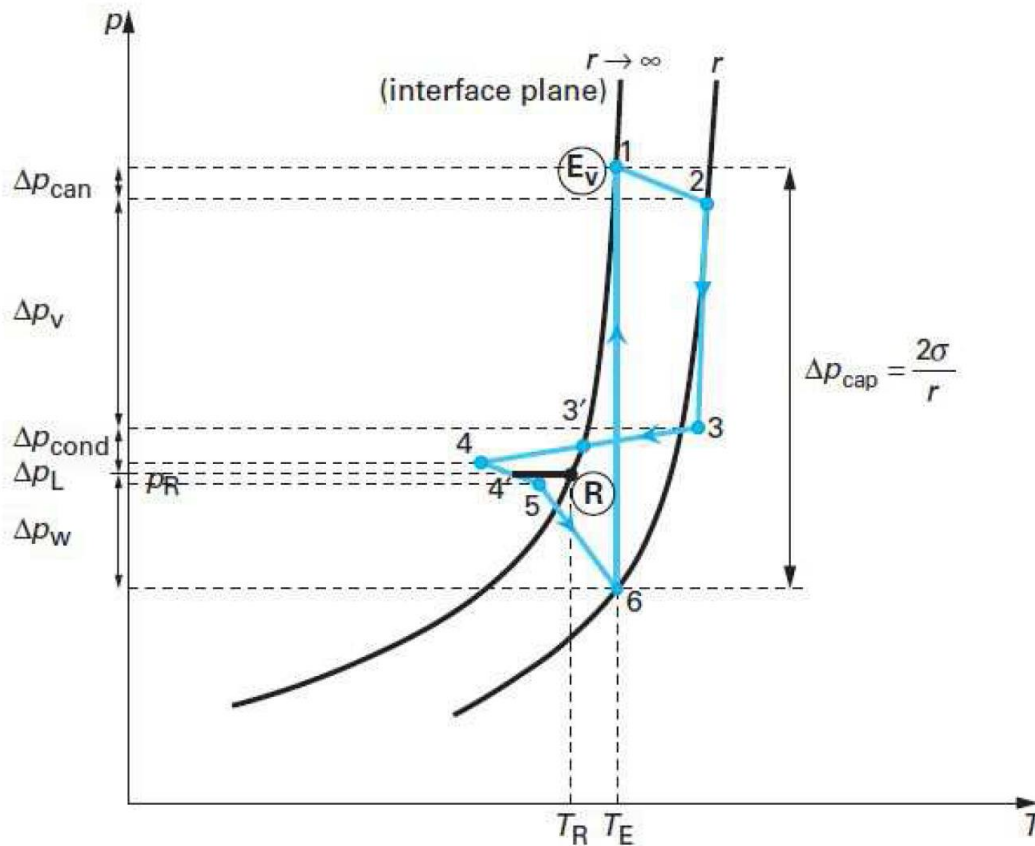


Figure II.9 : cycle thermodynamique d'un caloduc à pompage capillaire (diagramme $P=f(T)$)[28].

Ce diagramme permet de décrire de manière simple les différents phénomènes intervenant au sein de la boucle :

- 6-1 : saut de pression capillaire lors de la vaporisation du liquide au niveau des ménisques liquide-vapeur dans le milieu poreux ;
- 1-2 : réchauffement de la vapeur dans les cannelures de l'évaporateur, jusqu'à la sortie de cet évaporateur ;
- 2-3 : écoulement dans la conduite vapeur ;
- 3-4 : désurchauffe de la vapeur (3-3'), condensation (3') et sous-refroidissement du liquide (3'-4) dans le condenseur ;
- 4-5 : écoulement dans la conduite liquide ;
- 5-6 : pompage liquide dans la mèche poreuse.

Ce cycle se développe autour des conditions imposées par le réservoir (symbolisé par R sur la figure II.9).

8. Echanges thermiques au sein du caloduc

Dans un caloduc, aux trois modes fondamentaux de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) viennent se rajouter les modes dominants du changement de phase et du transfert fluide. L'analyse détaillée de la présence et de l'importance de chaque mode est essentielle dans la compréhension du comportement thermique.

8.1. La conduction

La conduction est paradoxalement un mode dominant dans la thermique des caloducs. En effet, comme nous le verrons par la suite, la conductance thermique entre la paroi extérieure du caloduc et la surface d'évaporation ou de condensation est très inférieure à la conductance pure de changement de phase. Ainsi, les conductances globales d'évaporation et de condensation entre les parois et la phase vapeur sont fortement conditionnées par les phénomènes conductifs.

A l'opposé, le transfert de chaleur entre la zone de condensation et la zone d'évaporation est fortement dominé par le transfert fluide (transport d'énergie par mouvement de fluide). La conduction dans la paroi du caloduc représente une part très faible du transfert longitudinal.

8.2. La convection

Vu les faibles écarts de températures entre les différentes phases ainsi que les faibles vitesses d'écoulement des fluides, la convection, aussi bien axiale que radiale, est en général négligeable dans ces systèmes.

Au sein du caloduc, les phénomènes convectifs sont en général très faibles puisque les gradients de température entre la vapeur et la surface des parois ou du liquide sont très faibles. De plus, les coefficients d'échanges pour un gaz sont faibles en regard des conductances de changement de phase. Les échanges convectifs entre la phase liquide et la paroi sont également faibles car les vitesses de la phase liquide sont faibles.

Toutefois, lorsqu'une partie de l'évaporateur est asséchée, la vapeur est directement en contact avec une paroi surchauffée. Il existe donc un gradient de température assez important pour que des échanges non totalement négligeables existent.

Les phénomènes convectifs jouent un rôle important dans les échanges au niveau de la paroi externe du condenseur puisque le flux transféré est en général cédé à un fluide.

8.3. Le rayonnement

Les échanges par rayonnement au sein du caloduc sont négligeables en raison des différences de températures relativement faibles dans un caloduc. De plus, les parois internes sont très peu émissives puisqu'elles sont métalliques. Même une surchauffe locale importante (20 à 30 °C) n'entraîne pas d'échange thermique par rayonnement notable par rapport au changement de phase.

9. Phénomènes d'origine thermique

Les phénomènes physiques d'origine thermique existant lors du fonctionnement d'un caloduc à réseau capillaire sont abordés dans la figure II.10

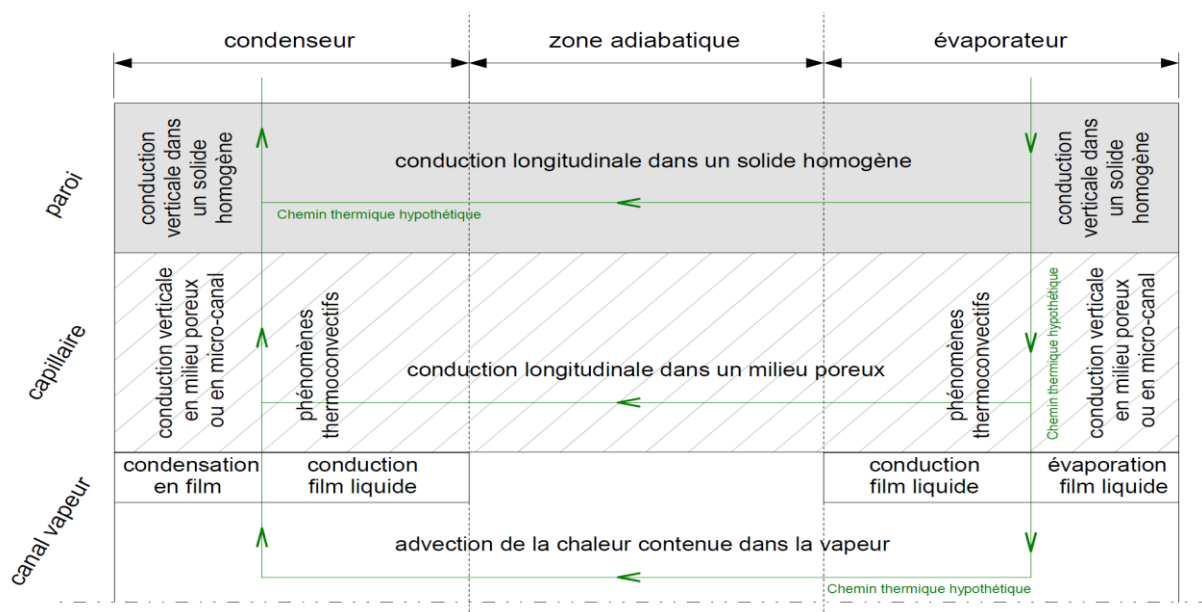


Figure II.10 : Phénomènes physiques d'origine thermique dans les caloducs à réseau capillaire.

9.1. Conduction en milieu poreux ou assimilé poreux

Dans un caloduc, la structure capillaire est de nature poreuse ou assimilée poreuse (rainure). De fait, la modélisation de cette partie du caloduc n'est pas aisée car les propriétés thermophysiques du matériau résultant dépendent à la fois du solide et du liquide remplissant les pores. Le paramètre principal de ces matériaux hybrides est leur

conductivité thermique, qui a, d'ailleurs, fait l'objet de nombreuses études théoriques et expérimentales.

9.2. Conductivité thermique des mèches capillaires

La conductivité thermique effective de la mèche capillaire est un élément important pour notre étude. Elle 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.

9.3. Conductivité thermique des structures à Métaux frittés

Dans la structure capillaire deux modes de transfert de chaleur coexistent, un transfert "Conductif" et un transfert "Convectif" qui se fait par le biais du liquide qui circule dans la structure. Cependant, la dimension du transfert convectif dans la structure capillaire est nettement négligeable par rapport à la conduction radiale de la structure capillaire du fait de la très faible vitesse d'écoulement du liquide. Notons également que, dans un caloduc, la résistance la plus importante au flux thermique conductif est celle du milieu poreux.

On distingue une résistance axiale et une résistance radiale, la première, comparable à la résistance de l'enveloppe, est 1000 fois supérieure à la seconde [29]. De ce fait, le flux thermique axial est souvent négligé. Cette hypothèse est d'autant plus vraie que l'écoulement axial du liquide se fait dans le sens inverse du flux thermique axial.

Une dizaine de modèles de calcul de la conductivité thermique existent, plus ou moins précis et simples. Certains sont purement empiriques et d'autre purement théoriques [23, 30]. Des modèles hybrides associant théorie et empirisme existent également [31, 32]. La valeur de la conductivité équivalente d'une structure réelle est toujours encadrée par un maximum et un minimum, le maximum correspond à la valeur donnée par le modèle en parallèle et le minimum à celle donnée par le modèle en série.

Ces deux modèles sont d'autant plus proches que la conductivité de la phase liquide est proche de celle du solide, ce qui est le cas des caloducs à métaux liquides. Citons en exemple,

les caloducs sodium/nickel et potassium/acier inoxydable, où l'on obtient d'assez bonnes estimations de la conductivité thermique [33].

Il existe un grand nombre de travaux concernant la modélisation des caloducs basée sur les modèles de conductivité thermique cités précédemment. Ils sont résumés dans ce qui suit et dans le tableau II.1.

Tableau II.1 : Modèles de conductivité thermique effective d'un milieu poreux[31].

Modèle	Corrélation k_q/k_l	Remarques
Parallèle	$\varepsilon + (1 - \varepsilon) \frac{k_s}{k_l}$	limite haute de la conductivité thermique effective.
Série	$\frac{k_s}{\varepsilon k_s + (1 - \varepsilon) k_l}$	limite inférieure de la conductivité thermique effective.
Alexander	$(k_s/k_l)^{(1-\varepsilon)^\delta}$	avec $\varepsilon = 0.53$ pour les métaux frittés ; $\varepsilon = 0.59$ pour des mèches en toiles
Chi	$\frac{(k_l + k_s) - (1 - \varepsilon)(k_l - k_s)}{k_l + k_s + (1 - \varepsilon)(k_l - k_s)}$	Selon Chi [34]
Yagi-Kunii's	$\varepsilon + \frac{1 - \varepsilon}{\phi + (2/3)(k_l/k_s)}$	avec ϕ un paramètre empirique [35]
Maxwell up	$\frac{2(k_s/k_l)^2(1 - \varepsilon) + (1 + 2\varepsilon)(k_s/k_l)}{(2 + \varepsilon)(k_s/k_l) + 1 - \varepsilon}$	démontrée à partir de l'étude d'un corps solide parsemé de pores remplis de liquide [30]
Maxwell down	$\frac{(2k_l + k_s) - 2(1 - \varepsilon)(k_l - k_s)}{2k_l + k_s + (1 - \varepsilon)(k_l - k_s)}$	issue de l'étude d'un volume fluide infini contenant des particules en suspension [30]
Bauer	$\frac{k_q - k_l}{k_s - k_l} \left(\frac{k_s}{k_q} \right)^{1-2/(3\beta)} = 1 - \varepsilon$	$2/3 < \beta \leq 1$ est un facteur de forme
Hadley	$(1 - \alpha_{con}^h) \left[\frac{\varepsilon f_o^h + (k_s/k_l)(1 - \varepsilon f_o^h)}{1 - \varepsilon(1 - f_o^h) + \left(\frac{k_s}{k_l}\right) \varepsilon(1 - f_o^h)} \right] + \alpha_{con}^h \cdot \left[\frac{2(k_s/k_l)(1 - \varepsilon) + (1 + 2\varepsilon)(k_s/k_l)}{(2 + \varepsilon)(k_s/k_l) + 1 - \varepsilon} \right]$	où les paramètres empiriques α_{con}^h et f_o^h dépendent respectivement de la porosité et du rapport de conductivité liquide/solide
Atabaki	$(1 - \alpha_{con}^a) \cdot \left[\frac{\varepsilon f_o^a + \left(\frac{k_s}{k_l}\right)(1 - \varepsilon f_o^a)}{1 - \varepsilon(1 - f_o^a) + \left(\frac{k_s}{k_l}\right) \varepsilon(1 - f_o^a)} \right] + \alpha_{con}^a \cdot \left[\frac{2(k_s/k_l)(1 - \varepsilon) + (1 + 2\varepsilon)(k_s/k_l)}{(2 + \varepsilon)(k_s/k_l) + 1 - \varepsilon} \right]$	où les paramètres empiriques α_{con}^a et f_o^a dépendent tous deux de la porosité et du rapport de conductivité liquide/solide

10. Résistances thermiques

Le caloduc est modélisé par des résistances thermiques principalement disposées en série. Chaque résistance thermique reflète le saut de température dû aux différents mécanismes de transfert de chaleur présents dans chaque partie du caloduc à structure capillaire.

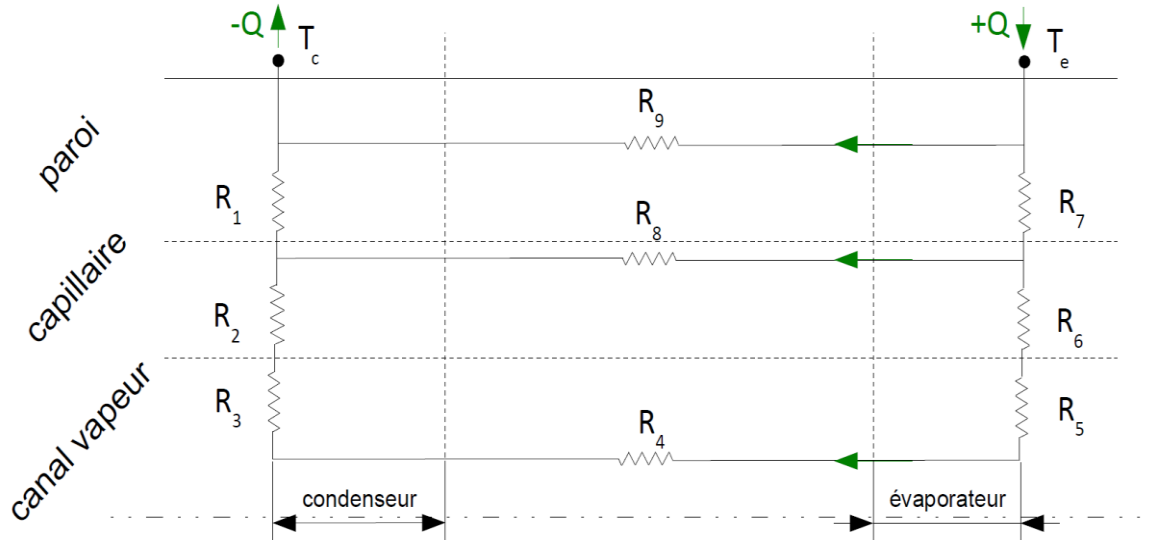


Figure II.11 : Représentation nodal du transfert thermique dans un caloduc.

Les résistances thermiques dans le circuit schématisé au niveau de la Figure II.11 sont explicitées dans les paragraphes suivants.

10.1. Résistances thermiques de l'enveloppe

$$R_1 = \frac{1}{2\pi k_p l_c} \ln \frac{D}{d} \quad (II.10)$$

$$R_7 = \frac{1}{2\pi k_p l_e} \ln \frac{D}{d} \quad (II.11)$$

Les résistances de l'enveloppe du caloduc cylindrique, à l'évaporateur "R7" et au condenseur "R1", sont calculées de manière classique en utilisant les formulations disponibles pour un mur de forme cylindrique et d'une épaisseur " $(D-d)/2$ ". Cette résistance se caractérise par la conductivité thermique " k_p " du matériau de l'enveloppe.

10.2. Résistances thermiques de la structure capillaire

$$R_2 = \frac{1}{2\pi k_c l_c} \ln \frac{d}{d_v} \quad (II.12)$$

$$R_6 = \frac{1}{2\pi k_c l_e} \ln \frac{d}{d_v} \quad (II.13)$$

Dans la structure capillaire, on distingue également une résistance à l'évaporateur "R6" et une résistance au condenseur "R2". Ces deux résistances sont similaires aux résistances "R7" et "R1" de l'enveloppe, la différence étant dans l'expression de la conductivité thermique de la structure capillaire. Il s'agit d'une conductivité thermique équivalente ou effective qui résulte à la fois du liquide circulant dans la structure capillaire et du matériau constitutif de la structure.

10.3. Résistance thermique de la colonne de vapeur

$$R_4 = \frac{8\mu_v l_q T_{sat}}{\rho_v^2 h_{lv}^2 \pi r_v^4} \quad (II.14)$$

Cette résistance thermique est due à la différence des températures de saturation entre les zones d'évaporation et de condensation, elles-mêmes dues à la différence de pression entre ces deux zones. Souvent, la différence de pression entre les zones d'évaporation et de condensation est petite, ce qui fait que la résistance thermique de la colonne de vapeur est souvent négligeable devant les autres résistances thermiques du circuit.

10.4. Résistance thermique axiale de l'enveloppe

Il s'agit de la résistance thermique de l'enveloppe "R9" dans le sens des écoulements vapeur et liquide. Elle est l'une des plus importantes du circuit thermique du caloduc, ce qui fait que le flux thermique axial dans l'enveloppe du caloduc aura tendance à être négligeable.

10.5. Résistance thermique axiale de réseau capillaire

De même que pour la résistance thermique axiale de l'enveloppe du caloduc "R8", la résistance axiale de la structure capillaire est élevée (la plus élevée dans ce type de caloduc). De plus, l'écoulement liquide dans la structure capillaire se faisant dans le sens inverse du flux thermique hypothétique, il est possible de négliger le flux de chaleur dans ce sens.

10.6. Résistances thermiques du changement de phase liquide/vapeur

Ce sont les résistances dues aux phénomènes de condensation et d'évaporation "R3 et R5", dans leurs zones respectives, du fluide de travail. Nous ne l'avons pas explicitement calculé, mais selon Kamenova [29] la résistance thermique qui lui est associée est de l'ordre de $10^{-5} \text{ }^{\circ}\text{C/Watt}$.

11. Couplage thermique-hydraulique d'un caloduc

Le caloduc assure le transfert de chaleur provenant d'une source chaude vers une source froide (échangeur de chaleur). Le chemin traversé par le flux de chaleur est représenté sur la figure II.12

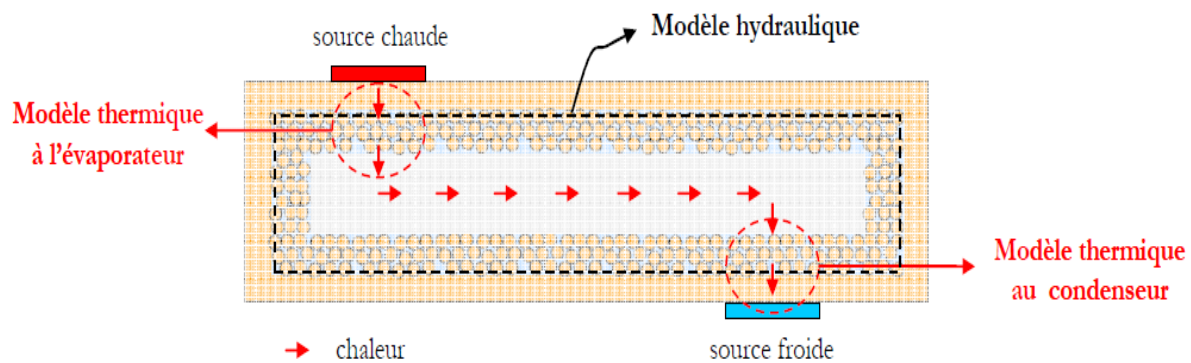


Figure II.12 : Modèles utilisés dans les différentes sections des caloducs.

Le principe du couplage entre le modèle hydraulique et le modèle thermique pour un caloduc à métal fritté est illustré sur (Figure II.12).

De la source chaude, la chaleur traverse d'abord l'enveloppe du caloduc et la structure capillaire. Le calcul des transferts thermiques dans ces deux éléments est basé sur la connaissance de la conductivité thermique du matériau de l'enveloppe et de la mèche en métal fritté. Ensuite, le flux est transféré par conduction dans le film mince du liquide jusqu'à l'interface liquide-vapeur. A ce niveau, sous l'effet du flux de chaleur, le liquide saturant la structure capillaire s'évapore. Pour résumer, de la source chaude jusqu'au changement de phase du fluide à l'évaporateur, les transferts de la chaleur sont décrits à l'aide du modèle thermique à l'évaporateur (Figure II.12).

La vapeur ainsi formée s'écoule à travers la zone adiabatique pour se condenser au niveau de la source froide. Le déplacement de la vapeur est gouverné par la différence de

pression entre les deux sections de changement de phase. Le condensât retourne alors vers l'évaporateur grâce aux forces capillaires de la mèche en métal fritté. Les deux écoulements, vapeur et liquide, sont alors soumis aux lois hydrauliques. La modélisation des deux phases nous permet de déterminer leurs vitesses ainsi que leurs pertes de pression. Ces dernières, qu'elles soient liquide ou vapeur, permettent de calculer la limite capillaire du caloduc lorsque la pression capillaire maximale de la structure capillaire est connue.

Lors de la condensation, la chaleur est transmise à travers le film mince à l'interface liquide/vapeur, au réseau capillaire et à l'enveloppe du caloduc. Les échanges de chaleur à ce niveau peuvent être modélisés à l'aide d'un modèle thermique au condenseur.

12. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons tout d'abord examiné les bases de la physique des interfaces, ce qui nous a permis de décrire le principe du pompage capillaire permettant par la suite de clairement différencier le fonctionnement des caloducs à pompage capillaire de celui des thermosiphons dans l'analyse thermodynamique et dans l'étude des écoulements fluides.

Le caloduc fonctionne suivant un cycle thermodynamique qui impose des contraintes et notamment définit un gradient minimum de température entre la source chaude et la source froide. Toutefois, le cycle thermodynamique n'est que rarement un élément clef dans la caractérisation des performances globales.

Bien que les autres modes de transfert de chaleur puissent avoir une importance non négligeable, les transferts thermiques au sein d'un caloduc sont fortement gouvernés par les phénomènes conductifs au niveau des parois et du liquide. Par ailleurs, il est en général possible de considérer la vapeur comme isotherme. Cette température vapeur représente une référence importante que nous utiliserons souvent par la suite.

Après avoir examiné les différentes approches d'un caloduc et mis en avant les éléments clef qui conditionnent son bon fonctionnement, nous allons dans le chapitre suivant détailler les limites de fonctionnement associées aux conditions de flux, de température et de forces de volume. En effet, en fonction des conditions imposées au caloduc, la circulation du fluide devient impossible ou partielle et les performances du caloduc se dégradent fortement. Il est donc fondamental de définir précisément les limites d'utilisation.

**Chapitre III : Analyse
théorique des limites de
fonctionnement du système
(LHP)**

1. Introduction

Dans ce chapitre, six limites seront discutées pour déterminer la capacité de transport de chaleur LHP, soit la limite visqueuse, sonique, d'entraînement, capillaire, d'ébullition et de masse de liquide de remplissage. Les valeurs minimales de ces limitations sont les contraintes effectives sur le système de transfert de chaleur. Les grandeurs de ces limites sont directement liées aux propriétés thermiques des fluides de travail, structures de mèche, dimensions du caloduc et conditions de fonctionnement, chaque expression de ces limites sera appliquée sur tous les composants du LHP en remplaçant les paramètres et caractéristiques correspondants du composant LHP considéré. La valeur minimale parmi ces éléments sera la limite ultime.

2. Modèle analytique pour la limite de transfert de chaleur du LHP

2.1. Objectif de modélisation pour la limite de transfert de chaleur du LHP

L'analyse de la limite de transfert de chaleur du LHP est requise avant l'enquête sur le système intégré. Une fois la valeur de transfert de chaleur maximale du LHP déterminée, la taille et la capacité des autres composants du système pourraient être déterminées. Le développement d'un modèle analytique pour le dispositif LHP a permis de :

- détermination de la capacité de transfert de chaleur maximale à la condition de fonctionnement et au paramètre géométrique donné.
- détermination de la performance opérationnelle du LHP par rapport à différentes variables.

2.2. Description du système de LHP

Un schéma du fonctionnement du LHP avec les couplages thermodynamique et hydrodynamique est présenté à la Figure III.1. Outre les lignes de transport de vapeur et de liquide sont séparées, ce qui sépare les flux chaleur de liquide et de vapeur en mouvement, ce système incorpore également un raccord à trois voies unique pour assurer une distribution uniforme de liquide à travers la surface de la mèche de l'évaporateur, comme illustré à la figure III.2, ce raccord à trois voies permet le raccordement de l'évaporateur LHP et des lignes de transport vapeur / liquide.

Avec la compression serrée du bord de l'expandeur contre la mèche de l'évaporateur, le liquide sera réparti lentement et uniformément sur la surface de la mèche dans l'évaporateur et

la vitesse de chute du liquide coulant sera contrôlée par la hauteur du liquide dans le raccord à trois voies, en outre par la soupape montée sur la ligne de retour de liquide.

Le long de liquide distribué, l'évaporateur reçoit une quantité de chaleur sur la surface de l'évaporateur, et qui est transférée à l'intérieur de l'évaporateur et provoque l'évaporation du film liquide le long de la surface de la mèche, tandis que le liquide évaporé forme de vapeur, va couler vers le haut à travers l'espace intérieur de l'évaporateur et le raccord à trois voies et entrer dans la ligne de transport de vapeur, puis le condenseur.

Dans le condenseur, la vapeur est transformée en liquide en libérant de la chaleur vers l'extérieur, et retourne vers l'évaporateur à travers la ligne de transport de liquide, ce cycle a donc terminé.

Idéalement, le liquide s'écoulant à travers la mèche peut être instantanément évaporé sans ou avec peu de réserve au fond de l'évaporateur LHP, ce qui aiderait à maximiser la capacité de transport de chaleur du LHP. Ce fonctionnement peut créer une distribution uniforme du liquide à travers la surface de la mèche de l'évaporateur et ainsi conduire à un transfert de chaleur amélioré par rapport aux systèmes LHP conventionnels.

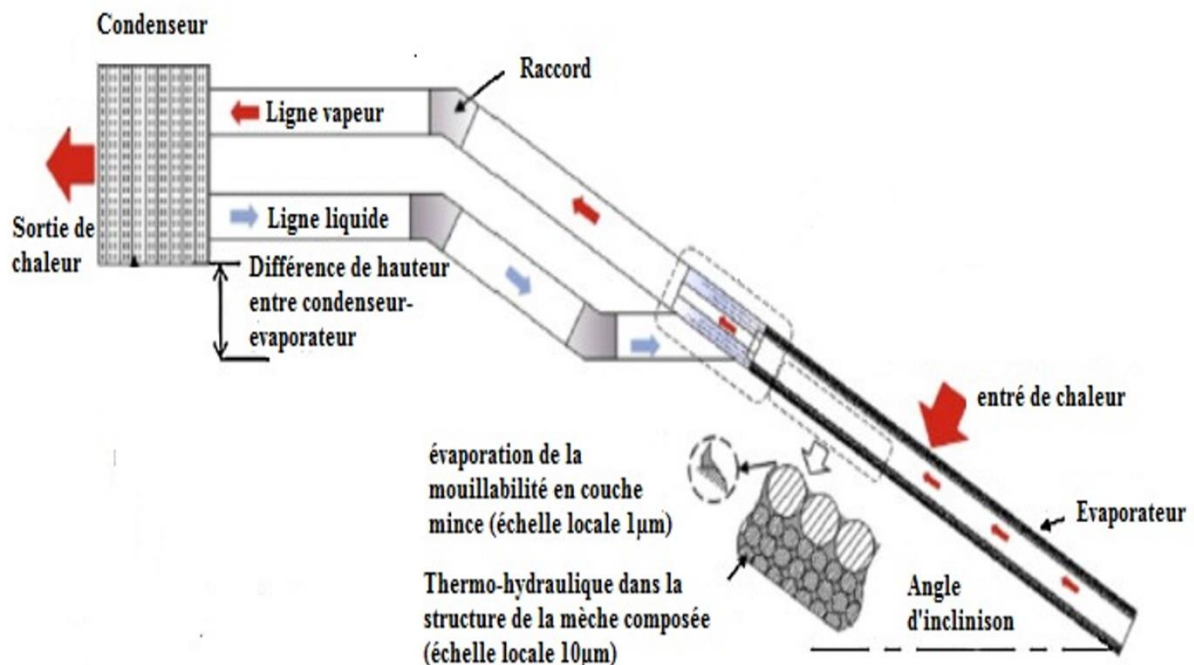


Figure III.1 : Schéma des couplages thermiques et hydrodynamiques dans le LHP[36].

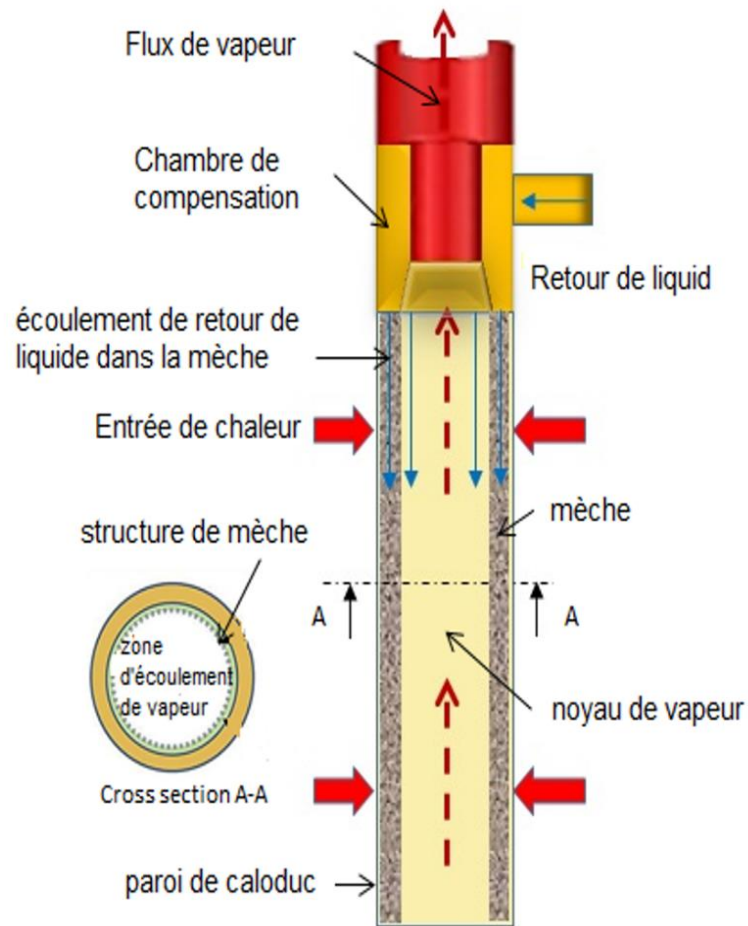


Figure III.2 : Schéma de raccord à trois voies et de la structure de séparation vapeur / liquide[36].

3. Limites de fonctionnement des caloducs en boucle LHP

Ces limites peuvent être séparées en deux catégories : les limites liées à l'écoulement de la vapeur dans son canal et les limites liées à l'écoulement du liquide le long de la paroi. Aux faibles températures de fonctionnement, pour une puissance donnée, la vitesse de la vapeur est importante du fait de sa faible masse volumique. Il apparaît alors deux limites :

- La limite visqueuse ;
- La limite sonique.

En ce qui concerne l'écoulement liquide, on peut citer trois principales limites :

- La limite capillaire qui constitue la limite la plus restrictive aux performances des caloducs à pompage capillaire ;

- La limite d'entraînement (arrachement des particules liquides par la vapeur) qui peut notamment intervenir quand la vitesse de la vapeur est importante (dans le cadre de l'utilisation de caloducs tournants par exemple) ;
- La limite d'ébullition.

La figure III.3 montre de façon générale l'influence des limites de fonctionnement et le flux maximal à ne pas dépasser en fonction de la température de fonctionnement du caloduc pour ne pas sortir du domaine de fonctionnement du caloduc.

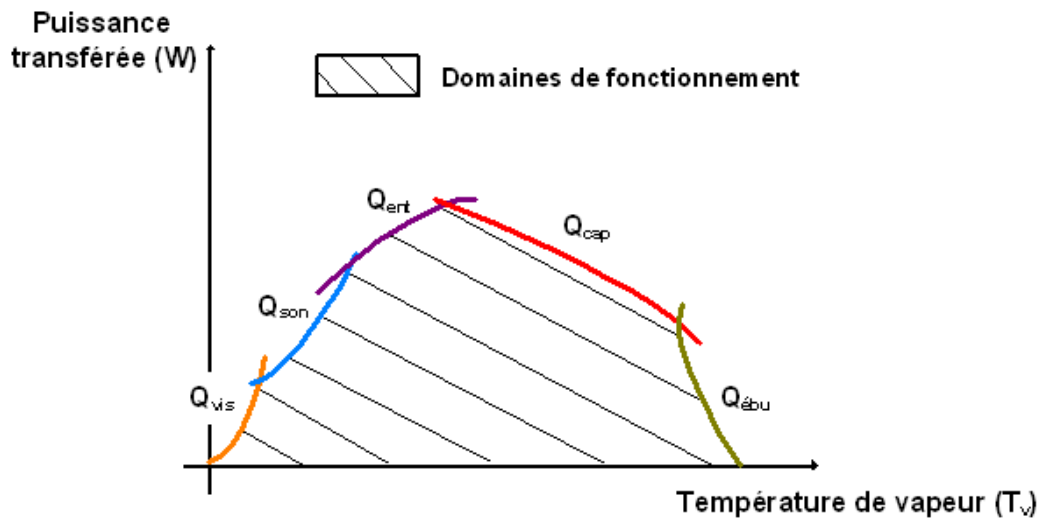


Figure III.3 : Les limites de fonctionnement des caloducs en fonction de la température de vapeur.

3.1. Limite visqueuse Q_{VL}

Intervient, à des faibles températures de fonctionnement (quand on se rapproche du point triple). L'écart de pression de la vapeur entre l'évaporateur et le condenseur est alors petit, il équilibre difficilement les pertes de pression visqueuses dues à l'écoulement de la vapeur.

Au fonctionnement à basse température, les forces visqueuses dominent la performance du flux de vapeur[34]. Bussel et autres [37] ont initialement développé une équation pour la limite visqueuse, qui est exprimée comme suite :

$$Q_{VL,e} = \frac{\pi D_{v,e}^4 h_{fg} \rho_v P_v}{256 \mu_v L_e} \quad (III.1)$$

Où, $Q_{VL,e}$ est la limite visqueuse à l'évaporateur en (W), D_{ve} et L_e sont le diamètre interne (m) et la longueur (m) de l'évaporateur, h_{fg} , ρ_v , μ_v et P_v sont les propriétés thermodynamiques de la vapeur à certaines températures de fonctionnement, qui sont la chaleur latente de vaporisation (J/kg), la masse volumique (kg/m^3), la viscosité dynamique de la vapeur (kg/m.s) et la pression de vapeur saturante (Pa), respectivement.

Cette limite doit être appliquée aux autres composants du système, en remplaçant les paramètres de l'évaporateur (diamètre interne et longueur) avec les paramètres caractéristiques respectifs (diamètre et longueur) des autres composants, qui sont, le diamètre de la colonne de vapeur dans le raccord à trois voies ($Q_{VL,vt}$), la conduite de transport de vapeur ($Q_{VL,vtl}$) et l'échangeur de chaleur (condenseur) ($Q_{VL,hx}$). Ainsi, la valeur minimale parmi ces éléments serait la limite visqueuse ultime du système :

$$Q_{VL} = \min(Q_{VL,e}, Q_{VL,vt}, Q_{VL,vtl}, Q_{VL,hx}) \quad (\text{III. 2})$$

On constate que la limite visqueuse est seulement liée à trois facteurs, qui sont le diamètre et la longueur de l'espace de vapeur et les propriétés caractéristiques du fluide de travail, et elle est sans rapport avec la géométrie et la structure de la mèche.

3.2. Limite sonique Q_{SL}

À une température de fonctionnement plus haute, le nombre de Mach de la vapeur va augmenter de manière significative, particulièrement lorsque la vitesse de la vapeur est proche du niveau sonore ou supersonique, l'état de compression de la vapeur doit être pris en compte pour évaluer sa capacité de transfert de chaleur. Le caloduc peut être obstrué par un flux de vapeur à grande vitesse, ce qui limiterait la capacité totale de transfert de chaleur dans le caloduc. Une onde de choc peut alors se créer dans la phase vapeur, limitant son débit et donc le flux transféré par le caloduc. Pour l'évaporateur cette limite est donnée par [34]:

$$Q_{SL,e} = \left(\frac{\pi D_{v,e}^2 \rho_v h_{fg}}{4} \right) \left[\frac{\gamma_v R_v T_v}{2(\gamma_v + 1)} \right]^{0.5} \quad (\text{III. 3})$$

Où, $Q_{SL,e}$ est la limite sonique à l'évaporateur en (W), γ_v est le rapport de chaleur spécifique de la vapeur dont la magnitude est 4/3 pour un liquide de travail polyatomique, T_v est la température moyenne de la vapeur dans l'évaporateur (K), R_v est la constante spécifique de vapeur (kJ/kg.k) donnée par :

$$R_v = \frac{R_0}{m} \quad (\text{III. 4})$$

Où, R_0 est la constante de gaz parfait ($R_0 = 8.314 \text{ kJ/kmol.k}$), m est la masse molaire de la vapeur [kg/kmol].

Dans ce caloduc, la limite sonique (Q_{SL}) peut également se produire aux endroits où le flux de vapeur existe, y compris la colonne de vapeur dans le raccord à trois voies ($Q_{SL,vt}$), la conduite de transport de vapeur ($Q_{SL,vtl}$) et le condenseur de LHP ($Q_{SL,hx}$). Ces limites peuvent être calculées en substituant les paramètres de l'évaporateur au diamètre caractéristique des autres sections individuelles. La limite sonique finale du système peut être considérée comme la valeur minimale des éléments ci-dessus :

$$Q_{SL} = \min(Q_{SL,e}, Q_{SL,vt}, Q_{SL,vtl}, Q_{SL,hx}) \quad (\text{III. 5})$$

De même que limite visqueuse, la géométrie et la structure de la mèche n'influencent pas la limite sonique, tandis que le diamètre du noyau de vapeur et les propriétés caractéristiques du fluide de travail imposent une influence sur la limite.

Pour la plupart de caloducs en boucle, l'effet de la limite sonique est temporaire et disparaîtra lorsque la température de fonctionnement atteindra un niveau élevé [38].

3.3. Limite d'entraînement Q_{EL}

Dans la plupart des caloducs, les écoulements vapeur et liquide se font à contre-courant, sans séparation physique et que les phases sont « en contact » le long du caloduc. Si la vitesse de la vapeur devient trop importante, les forces de cisaillement à l'interface liquide/vapeur peuvent aussi devenir très importantes, l'interface est alors instable.

Ce cisaillement se traduit par l'apparition de vaguelettes qui se creusent au fur et à mesure que la vitesse augmente, conduisant à l'arrachage de gouttelettes au liquide. Cette interaction peut être néfaste au fonctionnement du caloduc du fait de la perturbation voire la rupture du retour de l'écoulement liquide vers l'évaporateur [23].

Etant donné que le liquide et la vapeur s'écoulent séparément dans les conduites d'amenée et de transport à trois voies, la limite d'entraînement ne peut se produire que dans l'évaporateur ($Q_{EL,e}$) et l'échangeur de chaleur (condenseur).

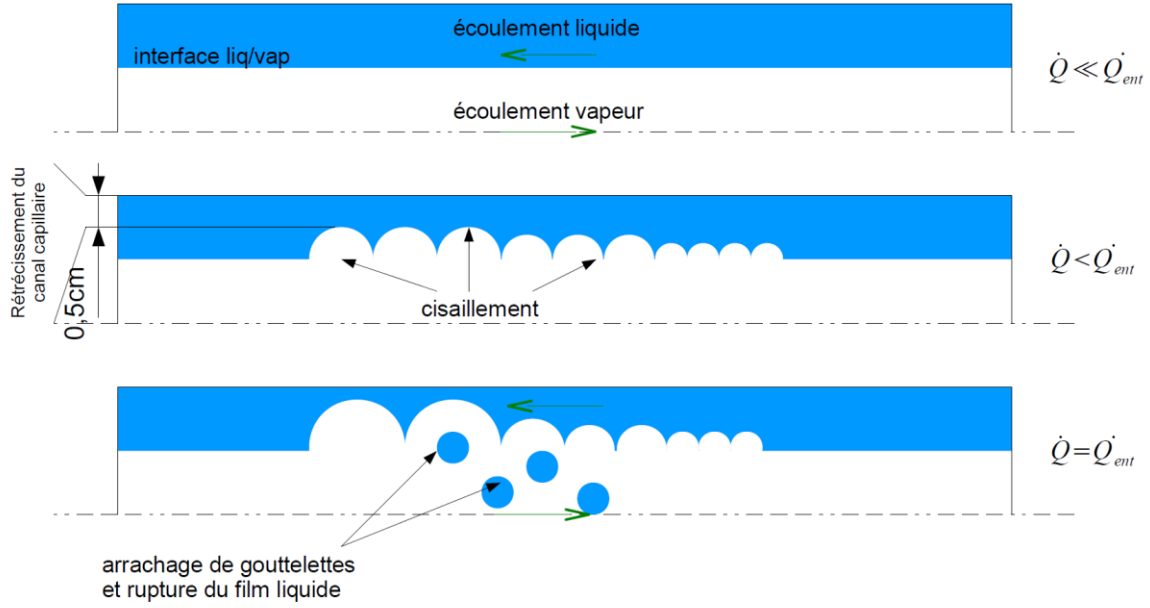


Figure III.4 : Manifestation de la limite d'entraînement dans un caloduc.

L'expression de cette limite à l'évaporateur est donnée par [34]:

$$Q_{EL,e} = \left(\frac{\pi D_{v,e}^2 h_{fg}}{4} \right) \left[\frac{\sigma \rho_v}{2 r_{h,s}} \right]^{0.5} \quad (\text{III. 6})$$

Où, σ est le coefficient de tension superficielle de fluide de travail (N/m), $r_{h,s}$ est le rayon hydraulique de pores de la mèche (m), pour une mèche en toile composite qui est donné par [34]

$$r_{h,s} = \frac{\left(\frac{1}{N_{iwi,ms}} - D_{iwi,ms} \right)}{2} \quad (\text{III. 7})$$

Où, $N_{iwi,ms}$ est nombre de maille (1/m), et $D_{iwi,ms}$ le diamètre du fil de la mèche interne en toile composite (m).

Pour une mèche en métal fritté, le rayon hydraulique des pores s'écrit [34] :

$$r_{h,s} = \frac{D_{po,sp}}{2} \quad (\text{III. 8})$$

Où $r_{h,s}$ est le diamètre des pores dans la structure de mèche en métal fritté.

Pour une mèche à rainure rectangulaire ouverte, le rayon hydraulique des pores s'écrit [34] :

$$r_{h,s} = w_g \quad (\text{III. 9})$$

Où w_g est la largeur de la rainure (m).

Pour la limite d'entraînement dans le condenseur, la même équation peut être utilisée en substituant les paramètres structuraux de l'échangeur de chaleur (condenseur) et le rayon hydraulique du film liquide. Par conséquent, la plus petite valeur limite entre l'évaporateur ($Q_{EL,e}$) et l'échangeur de chaleur ($Q_{EL,hx}$) sera la limite finale d'entraînement (Q_{EL}), exprimée comme suite :

$$Q_{EL} = \min(Q_{EL,e}, Q_{EL,hx}) \quad (\text{III. 10})$$

On constate que la limite d'entraînement varie non seulement avec le diamètre du caloduc et les propriétés caractéristiques du fluide de travail, mais aussi avec les structures de mèche et le film liquide dans le condenseur.

3.4. Limite capillaire Q_{CL}

Cette limite est la principale limite de fonctionnement des caloducs à pompage capillaire. Elle n'a lieu que dans les caloducs à pompage capillaire, elle intervient lorsque la pression liée au pompage capillaire devient insuffisante pour équilibrer les pertes de pression du liquide et de la vapeur.

La limite capillaire représente la capacité des mèches de caloduc de transporter le débit maximal du liquide. Un caloduc a une capacité de transport de chaleur élevée avec un grand volume de liquide pompé par les mèches [39]. Pendant le fonctionnement du caloduc, le pompage capillaire maximum ($\Delta P_{c,max}$) doit être supérieur ou au moins égal à la perte de charge totale le long du caloduc. Les pertes de charge comportent trois aspects [34] :

- Perte de charge visqueuse et inertielle de la vapeur (ΔP_v) ;
- Perte de charge visqueuse du liquide (ΔP_l) ;
- Pression de tête gravitationnelle (ΔP_G), qui contient des pressions hydrostatiques radiales et axiales (ΔP_{rG} and ΔP_{aG}).

Dans le cas où le fluide du caloduc est principalement entraîné par la gravité, la charge gravitationnelle globale est positive. La relation de pression est :

$$\Delta P_{c,max} + \Delta P_G \geq \Delta P_v + \Delta P_l \quad (\text{III. 11})$$

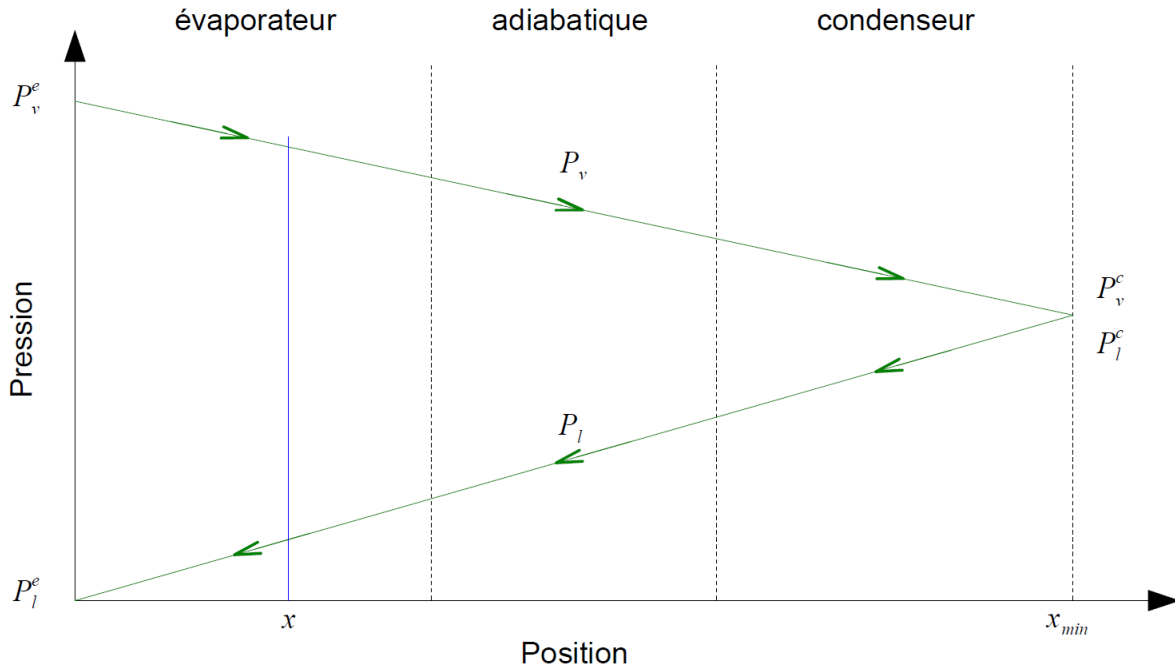


Figure III.5 : Évolution des profils de pression liquide et vapeur dans un caloduc en fonctionnement normal.

La limite capillaire pour le transfert de chaleur est obtenue à partir de cette expression. Chaque pression de tête ou perte de charge abordée dans l'équation ci-dessus est discutée en séquence ci-dessous.

3.4.1. Pression de tête capillaire maximale ($\Delta P_{c,max}$)

La puissance de pression capillaire à travers une interface liquide-vapeur incurvée atteint la valeur maximale lorsque l'angle de contact dans l'évaporateur (θ_e) est égal à zéro et dans le condenseur (θ_c) est $\pi/2$ (Figure III.6). La pression capillaire maximale pour ce type de caloduc en boucle est donnée par [34]

$$\Delta P_{c,max} = \frac{2\sigma \cos(\theta_e)}{r_e} \quad (\text{III. 12})$$

Où, r_e est le rayon capillaire efficace (m) qui a les différentes expressions avec des structures de mèche, pour une structure capillaire en toile composite [34, 39].

$$r_e = \frac{1}{2N_{owi,ms}} \quad (\text{III. 13})$$

Où $N_{owi,ms}$ est le nombre de maille de la couche externe de structure capillaire en toiles composite (1/m).

Pour une mèche en métal fritté [34],

$$r_e = \frac{0.42 D_{po,sp}}{2} \quad (\text{III. 14})$$

Pour une mèche à rainures rectangulaires ouverte [34],

$$r_e = w_g \quad (\text{III. 15})$$

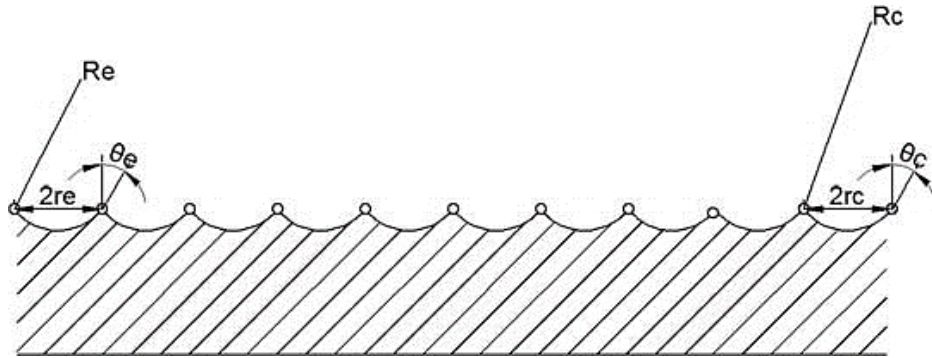


Figure III.6 : Paramètres de mèche et de pores dans l'évaporateur et le condenseur.

Zhao [39] a recommandé que l'angle de contact (θ) soit d'environ $\pi/3$ pour toute application de caloduc. Imura et autres [40] ont suggéré que la force capillaire théorique devrait être multipliée par un taux de correction de 2/3 pour un caloduc à structure capillaire en toiles. Ces facteurs de correction sont nécessaires pour la détermination de la puissance capillaire réelle de ce caloduc en boucle lors de la conception pratique.

3.4.2. Pression de tête gravitationnelle (ΔP_G)

Si un caloduc travaille sur un champ gravitationnel et la communication circonférentielle de liquide dans la structure capillaire est possible, la perte de charge

hydrostatique radiale doit être prise en compte, et l'effort de liquide s'élevant dans une direction perpendiculaire à l'axe du caloduc contre la force de gravité s'exprime par [34]:

$$\Delta P_{rG} = -\rho_l g D_{v,e} \cos \phi \quad (\text{III. 16})$$

Où ρ_l est la masse volumique de liquide (kg/m^3), ϕ est l'angle d'inclinaison de l'évaporateur ($^\circ$).

Pour une structure capillaire à rainure rectangulaire ouverte, la perte de charge hydrostatique radiale est égale à zéro car la communication circonférentielle du liquide dans cette structure de mèche est impossible.

La pression de tête hydrostatique axiale positive de la colonne de liquide est générée par la différence de hauteur totale entre le condenseur du caloduc et le fond de l'évaporateur. Cette différence de pression est donnée par :

$$\Delta P_{aG} = \rho_l g (H_{hx}/2 + H_{hx-hp} + L_e \sin \phi) \quad (\text{III. 17})$$

Où H_{hx} est la hauteur de la plaque d'échangeur de chaleur (m), H_{hx-hp} est la différence de hauteur entre l'échangeur de chaleur et le sommet de l'évaporateur de caloduc (m), L_e est la longueur de l'évaporateur (m).

Alors, la perte de charge gravitationnelle globale est :

$$\Delta P_G = \Delta P_{aG} - \Delta P_{rG} \quad (\text{III. 18})$$

3.4.3. Perte de charge de vapeur (ΔP_v)

Les pertes de pression de la vapeur sont essentiellement des pertes de pression visqueuses et inertielles. Nous pouvons négliger les pertes engendrées par les forces volumiques sur la phase vapeur en regard de celles qui seront à prendre en compte dans la phase liquide si l'on tient compte du rapport des masses volumiques des deux phases.

Les pertes par frottement visqueux sont calculées en utilisant une analogie avec un écoulement de Poiseuille monodimensionnel pour un écoulement laminaire. Ce type de raisonnement est justifié par le fait que le débit de fluide est relativement peu important mais il peut s'avérer erroné lorsque l'écoulement de la vapeur n'est plus laminaire.

Une perte de charge de vapeur (ΔP_v) se produit dans quatre parties de caloduc en boucle, y compris l'évaporateur ($\Delta P_{v,e}$), la colonne de vapeur du raccord à trois voies ($\Delta P_{v,vt}$), la ligne de transport de vapeur ($\Delta P_{v,vtl}$) et le condenseur ($\Delta P_{v,hx}$).

$$\Delta P_v = \Delta P_{v,e} + \Delta P_{v,vt} + \Delta P_{v,vtl} + \Delta P_{v,hx} \quad (\text{III. 19})$$

a. Perte de charge de vapeur dans l'évaporateur ($\Delta P_{v,e}$)

Le gradient de pression de vapeur à l'évaporateur s'écrit comme suite [34] :

$$\Delta P_{v,e} = F_{v,e} L_e Q_{CL} \quad (\text{III. 20})$$

Où Q_{CL} est la limite capillaire (W), $F_{v,e}$ est le coefficient de frottement de la vapeur dans l'évaporateur donné par [41]:

$$F_{v,e} = \frac{8C_{v,e}(f_{v,e}Re_{v,e})\mu_v}{\pi D_{v,e}^4 \rho_v h_{fg}} \quad (\text{III. 21})$$

Où $C_{v,e}$ est une constante qui dépend du nombre de Mach et $f_{v,e}$ est le coefficient de traînée de la vapeur dans l'évaporateur, qui peut être déterminé une fois que le nombre de Reynolds et le nombre de Mach sont définis. Ces expressions sont données ci-dessous [34, 41]:

$$Re_{v,e} = \frac{4Q_{CL}}{\pi D_{v,e} \mu_v h_{fg}} \quad (\text{III. 22})$$

$$M_{v,e} = \frac{4Q_{CL}}{\pi D_{v,e}^2 \rho_v h_{fg} (R_v T_v \gamma_v)^{0.5}} \quad (\text{III. 23})$$

Où T_v est la température de vapeur (°C).

Kraus and Bar-Cohen [42] ont donné l'expression complète de $C_{v,e}$ et $f_{v,e}$ avec des conditions différentes comme suite :

$$\begin{aligned} Re_{v,e} &\leq 2300, M_{v,e} \leq 0.2 \\ (f_{v,e} Re_{v,e}) &= 16, C_{v,e} = 1.00 \\ Re_{v,e} &\leq 2300, M_{v,e} > 0.2 \end{aligned} \quad (\text{III. 24})$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 16, C_{v,e} = \left(1 + \left(\frac{\gamma_v - 1}{2}\right) M_{v,e}^2\right)^{-0.5} \quad (\text{III. 25})$$

$$Re_{v,e} > 2300, M_{v,e} \leq 0.2$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 0.038, C_{v,e} = Re_{v,e}^{0.75} \quad (\text{III. 26})$$

$$Re_{v,e} > 2300, M_{v,e} > 0.2$$

$$(f_{v,e} Re_{v,e}) = 0.038, C_{v,e} = \left(1 + \left(\frac{\gamma_v - 1}{2}\right) M_{v,e}^2\right)^{-0.75} Re_{v,e}^{0.75} \quad (\text{III. 27})$$

b. Perte de charge de vapeur dans le raccord à trois voies ($P_{v,vt}$) et à la ligne de transport de vapeur ($\Delta P_{v,vtl}$)

Le gradient de pression de vapeur à la colonne de vapeur dans le raccord à trois voies ($\Delta P_{v,vt}$) et à la ligne de transport de vapeur ($\Delta P_{v,vtl}$) peut être réalisé de manière similaire en utilisant les équations de (III.20) à (III.27) en substituant les paramètres de l'évaporateur (longueur et diamètre de passage de vapeur) avec les paramètres caractéristiques correspondants dans chaque espace de noyau de vapeur du caloduc en boucle.

c. Perte de charge de vapeur dans le condenseur ($\Delta P_{v,hx}$)

Comme les canaux de vapeur dans l'échangeur de chaleur ont la même structure/géométrie et sont connectés en parallèle avec la même quantité de vapeur traversant, la perte de charge dans une plaque pourrait représenter une perte de pression dans tout le condenseur. Pour une seule plaque, la perte de charge de vapeur est [41] :

$$\Delta P_{v,hx} = F_{v,hx} \left(\frac{H_{hx}}{2}\right) \left[\frac{Q_{CL}}{(N_{hx}/2) - 1}\right] \quad (\text{III. 28})$$

Où N_{hx} est le nombre de plaques d'échangeur de chaleur, $F_{v,hx}$ est le coefficient frottement de vapeur dans le condenseur, qui peut être déterminé de manière similaire par des équations de (III.21) à (III.27) en remplaçant le diamètre hydraulique de l'évaporateur par le diamètre caractéristique de l'espace de vapeur dans l'échangeur de chaleur.

3.4.4. Perte de charge de liquide (ΔP_l)

L'écoulement de la phase liquide dans le milieu poreux engendre lui aussi des pertes de charge pouvant être séparées en trois types principaux, les pertes de charge visqueuses, les pertes de charge inertielles et les pertes de charge dues aux forces de volume.

Les pertes de pression dans le liquide sont essentiellement d'origine visqueuse ou dues aux forces de volume. En effet, comme nous l'avons déjà remarqué, la masse volumique du liquide étant élevée, sa vitesse d'écoulement est faible et les pertes de pression inertielles sont donc négligeables.

Dans les caloducs à pompage capillaire, le liquide s'écoule au sein de structures capillaires. Les pertes de pression « visqueuses » peuvent donc être calculées grâce à la loi de Darcy.

La perte de charge de liquide (ΔP_l) se produit également en quatre parties, soit le condenseur ($\Delta P_{l,hx}$), la ligne de transport de liquide ($\Delta P_{l,ltl}$), l'entrée d'alimentation en liquide du raccord à trois voies ($\Delta P_{l,lt}$) et l'évaporateur ($\Delta P_{l,e}$). La perte de charge globale de liquide est donc défini par :

$$\Delta P_l = \Delta P_{l,hx} + \Delta P_{l,ltl} + \Delta P_{l,lt} + \Delta P_{l,e} \quad (\text{III. 29})$$

a. Perte de charge de liquide dans le condenseur ($\Delta P_{l,hx}$)

La perte de charge de liquide dans chaque canal de la plaque d'échangeur de chaleur peut représenter une perte de charge totale de liquide dans le condenseur. Pour un canal à une seule plaque, la perte de charge de liquide peut être décrite en utilisant loi de Darcy [34]

$$\Delta P_{l,hx} = F_{l,hx} \left(\frac{H_{hx}}{2} \right) \left[\frac{Q_{CL}}{(N_{hx}/2) - 1} \right] \quad (\text{III. 30})$$

Où $F_{l,hx}$ est le coefficient de frottement de liquide dans le condenseur qui est défini [34]

$$F_{l,hx} = \frac{4\mu_l}{\pi(D_{hx}^2 - D_{lf}^2)\rho_l h_{fg}} \quad (\text{III. 31})$$

Où D_{hx} et D_{lf} sont respectivement les diamètres hydrauliques du condenseur (m) et de film liquide dans l'échangeur de chaleur (m), μ_l est la viscosité dynamique du liquide (kg/m.s).

b. Perte de charge de liquide dans la ligne de transport de liquide ($\Delta P_{l,tl}$) et raccord à trois voies ($\Delta P_{l,lt}$)

La perte de charge de liquide dans la ligne de transport de liquide est [34]

$$\Delta P_{l,tl} = F_{l,tl} L_{tl} Q_{CL} \quad (\text{III. 32})$$

Où L_{tl} est la longueur de la ligne de transport de liquide (m) et $F_{l,tl}$ le coefficient de frottement de liquide dans la ligne de transport de liquide définie comme :

$$F_{l,tl} = \frac{4\mu_l}{\pi D_{l,tl}^2 \rho_l h_{fg}} \quad (\text{III. 33})$$

Où $D_{l,tl}$ est le diamètre du noyau liquide dans la ligne de transport de liquide (m).

Le gradient de pression du liquide dans le raccord à trois voies ($\Delta P_{l,lt}$) peut être réalisé de manière similaire à travers des équations (III.32) et (III.33) en substituant la longueur et le diamètre de la ligne de liquide aux paramètres caractéristiques respectifs du raccord à trois voies.

c. Perte de charge de liquide dans l'évaporateur ($\Delta P_{l,e}$)

La perte de charge de liquide dans l'évaporateur s'écrit [34] :

$$\Delta P_{l,e} = F_{l,e} L_e Q_{CL} \quad (\text{III. 34})$$

Où $F_{l,e}$ est le coefficient de frottement de liquide dans l'évaporateur, donné comme [34]:

$$F_{l,e} = \frac{\mu_l}{K_p A_w \rho_l h_{fg}} \quad (\text{III. 35})$$

Où A_w est la section transversale de l'écoulement de liquide dans la structure capillaire (m^2), K_p est la perméabilité (m^2) qui varie avec différents types de structures capillaires.

Pour une structure capillaire en toiles composite, la surface transversale de l'écoulement de liquide et sa perméabilité peuvent être déterminées par la couche interne de la mèche en toiles composite, qui est donnée par [39] :

$$A_w = \frac{\pi(D_{iwi,in}^2 - D_{v,e}^2)}{4} \quad (\text{III. 36})$$

Où $D_{iwi,in}$ est le diamètre de la couche interne de la mèche en toiles composite dans l'évaporateur (m).

$$K_p = \frac{D_{iwi,ms}^2 \varepsilon_{iwi,ms}^3}{122(1 - \varepsilon_{iwi,ms})^2} \quad (III. 37)$$

Où $\varepsilon_{iwi,ms}$ est la porosité de la couche interne de la mèche en toiles composite, écrite comme suite [34]:

$$\varepsilon_{iwi,ms} = 1 - \frac{1.05\pi N_{iwi,ms} D_{iwi,ms}}{4} \quad (III. 38)$$

Pour une structure en métal fritté, l'expression de la surface transversale de l'écoulement de liquide au niveau de l'évaporateur est la même que celle d'une mèche en toiles composite alors que la perméabilité d'un tel type de mèche est différente [34] :

$$K_p = \frac{D_{po,sp}^2 \varepsilon_{sp}^3}{150(1 - \varepsilon_{sp})^2} \quad (III. 39)$$

Où ε_{sp} est la porosité de la mèche en métal fritté.

Pour une structure à rainures rectangulaires ouverte [34] :

$$A_w = \pi(D_{v,e} + \delta_g)\delta_g \quad (III. 40)$$

Où δ_g est la profondeur de la rainure.

$$K_p = \frac{2\varepsilon_g r_{hl,g}^2}{f_l Re_l} \quad (III. 41)$$

Où $r_{hl,g}$ est le rayon hydraulique de la rainure, ε_g est la porosité de la mèche à rainures qui est donné par [34] :

$$\varepsilon_g = \frac{n_g w_g}{\pi(D_{v,e} + \delta_g)} \quad (III. 42)$$

Où n_g est le nombre de rainures et $r_{hl,g}$ est exprimé comme [34] :

$$r_{hl,g} = \frac{2w_g \delta_g}{w_g + 2\delta_g} \quad (III. 43)$$

Le facteur ($f_l Re_l$) est le coefficient de frottement pour l'écoulement laminaire dans les canaux rectangulaires, qui peut être obtenu à partir de la figure III.7 [34].

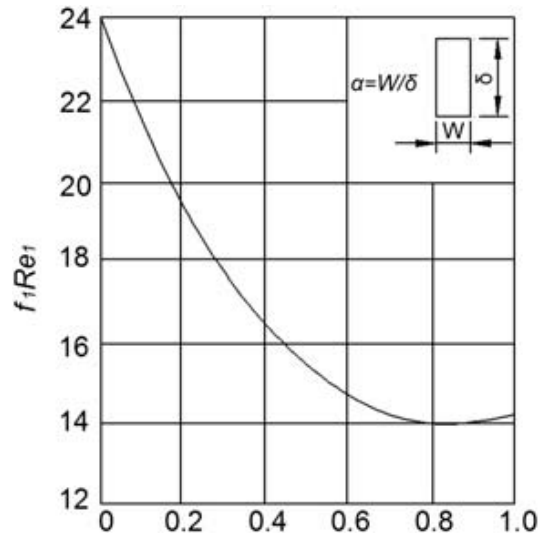


Figure III.7 : Coefficient de frottement pour l'écoulement laminaire dans les tubes rectangulaires[34].

La combinaison des équations ci-dessus donne l'expression finale de la limite capillaire

$$Q_{CL} \leq \frac{\Delta P_{c,max} + \Delta P_G}{\left(F_{v,e} L_e + F_{v,vt} L_{vt} + F_{v,lvl} L_{lvl} + \frac{F_{v,hx} H_{hx}}{N_{hx} - 2} \right) + \left(F_{l,e} L_e + F_{l,lvl} L_{lvl} + F_{l,tl} L_{tl} + \frac{F_{l,hx} H_{hx}}{N_{hx} - 2} \right)} \quad (\text{III. 44})$$

On observe que la limite capillaire est très compliquée à déterminer, elle varie non seulement avec la géométrie du caloduc, la température de fonctionnement et les propriétés du fluide de travail, mais aussi avec les types de mèche et la géométrie du canal de l'échangeur de chaleur (condenseur).

3.5. Limite d'ébullition Q_{BL}

Cette limite appelée également limite du flux radial, se manifeste pour les forts flux et à haute température de saturation. Elle correspond au flux thermique maximal transférable avant l'apparition de la première bulle de vapeur. Généralement, le transfert thermique diphasique par ébullition nucléée est recherché pour l'importance du coefficient d'échange convectif qu'il offre. Cependant, dans un caloduc, l'apparition de bulles de vapeur au sein de la structure capillaire peut être très dommageable.

L'apparition et la disparition d'une bulle de vapeur dans la structure capillaire d'un caloduc conduit dans le meilleur des cas à la perturbation de l'écoulement liquide et, au pire, à l'assèchement de l'évaporateur conduisant à la destruction du caloduc. Pour ces raisons, on évite de faire fonctionner le caloduc près de cette limite.

L'ébullition et la condensation sont des phénomènes physiques de transfert de chaleur à classer parmi les mécanismes convectifs. De ce fait, ils se caractérisent par un coefficient de transfert thermique basé sur des formulations plus ou moins empiriques ou issues d'analyses dimensionnelles.

Le phénomène d'ébullition peut se produire dans des conditions de saturation ou de sous-saturations. Quand les bulles de vapeur condensent dans le liquide (sous-saturé) directement après s'être détachées de la surface chaude, l'ébullition est dite sous-saturée. Et quand le liquide est à sa température de saturation, les bulles de vapeur vont quitter la surface libre du liquide sous l'effet de la différence de masse volumique liquide/vapeur, et on parle d'ébullition saturée.

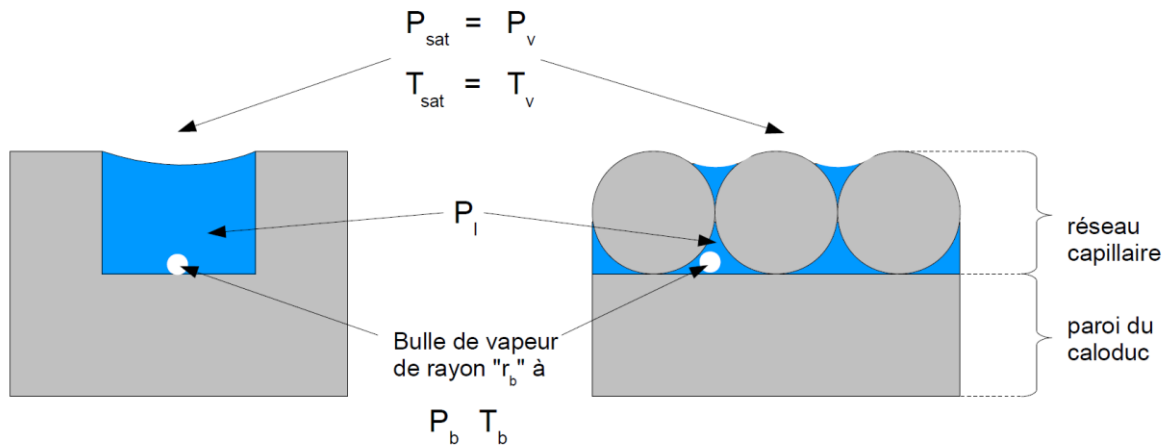


Figure III.8 : Apparition des bulles de vapeur dans la structure capillaire d'un caloduc.

Pour l'évaporateur, l'expression analytique est [34] :

$$Q_{BL,e} = \frac{2\pi L_e k_{wi} T_v}{h_{fg} \rho_v \ln(D_{hp,in}/D_{v,e})} \left(\frac{2\sigma}{r_b} - P_{c,max} \right) \quad (\text{III. 45})$$

Où r_b est le rayon des bulles, qui pourrait être supposé à $2,54 \times 10^{-7} \text{m}$ pour une estimation générale d'une performance normale de caloduc[38], $P_{c,max}$ est la puissance

capillaire maximale (Pa) qui peut être ignorée en lui comparant avec la valeur de $2\sigma/r_b$, k_{wi} est la conductivité thermique effective de la structure capillaire saturée de liquide (W/m.K).

Pour la couche externe la mèche en toiles composites en géométrie cylindrique, est donnée par [34]:

$$k_{wi} = k_l \frac{(k_l + k_{s,ms}) - (1 - \varepsilon_{owi,ms})(k_l - k_{s,ms})}{(k_l + k_{s,ms}) + (1 - \varepsilon_{owi,ms})(k_l - k_{s,ms})} \quad (\text{III. 46})$$

Où k_l et $k_{s,ms}$ sont les conductivités thermiques de liquide et de solide de la mèche en toiles composites (W/m.K).

La conductivité thermique effective de la couche interne et externe de la mèche en toiles composites peut être obtenue à partir de l'équation ci-dessus, alors pour une structure capillaire globale elle est simplement exprimée en :

$$k_{wi,moy} = \frac{k_{owi,ms} + k_{iwi,ms}}{2} \quad (\text{III. 47})$$

Pour une structure en métal fritté, k_{wi} est définie [34] :

$$k_{wi} = k_l \frac{(2k_l + k_{s,sp}) - 2(1 - \varepsilon_{sp})(k_l - k_{s,sp})}{(2k_l + k_{s,sp}) + (1 - \varepsilon_{sp})(k_l - k_{s,sp})} \quad (\text{III. 48})$$

Où $k_{s,sp}$ est la conductivité thermique de la structure en métal fritté.

Pour les mèches à rainures rectangulaires, k_{wi} est donnée par [34] :

$$k_{wi} = \frac{(w_f k_l k_{s,g} \delta_g) + w_g k_l (0.185 w_f k_{s,g} + \delta_g k_l)}{(w_g + w_f)(0.185 w_f k_{s,g} + \delta_g k_l)} \quad (\text{III. 49})$$

Où $k_{s,g}$ est la conductivité thermique de la rainure, w_f est la largeur de l'ailette de rainure définie comme [34] :

$$w_f = \frac{\pi(D_{v,e} + D_{hp,in})}{2n_g} - w_g \quad (\text{III. 50})$$

Où $D_{hp,in}$ est le diamètre de la paroi interne du caloduc.

Pour la limite d'ébullition dans un échangeur de chaleur (condenseur) ($Q_{BL,hx}$), la même équation est utilisée en substituant le diamètre intérieur de l'espace vapeur équivalent de l'échangeur de chaleur. Alors, la plus petite valeur limite entre l'évaporateur et le condenseur sera la limite d'ébullition ultime, exprimée comme :

$$Q_{BL} = \min(Q_{BL,e}, Q_{BL,hx}) \quad (\text{III. 51})$$

Il est conclu que la limite d'ébullition n'est pas déterminée par la géométrie du caloduc, la température de fonctionnement ou les propriétés du fluide de travail, mais par les structures de la mèche et la géométrie du condenseur.

3.6. Limite de masse de liquide de remplissage Q_{FL}

La limite de masse du liquide de remplissage est le niveau de liquide minimum à remplir dans les boucles, qui affecte la capacité de transport de chaleur en utilisant la force de gravité liquide. Cette limite reflète la quantité minimale de liquide qui circule entièrement dans le caloduc en boucle à l'aide de la gravité à une certaine hauteur. La limite de masse de liquide de remplissage pour l'évaporateur est [41]

$$Q_{FL,e} = \left(\frac{m_f}{xL_e} \right)^3 \frac{k_l g h_{fg}}{3\pi^2 \mu_l \rho_l D_{hp,in}^2} \quad (\text{III. 52})$$

Où m_f est la masse de liquide de remplissage (kg), x est le paramètre relatif à la masse de liquide de remplissage qui est supposé à 0,8 pour les conduites à structure capillaire et 1,0 pour les sections sans structure capillaire.

4. Algorithme pour le développement et le fonctionnement du modèle de transfert thermique de caloduc en boucle (LHP)

Les six limites de fonctionnement sont décrites dans l'organigramme du processus de programmation (figure III.9). La plus petite de ces limites est identifiée comme la limite gouvernante au système de caloduc en boucle. L'algorithme est écrit dans le programme MATLAB et indiqué comme suit :

1. Compte tenu de la structure du système LHP, les données relatives à la configuration du système pourraient être obtenues par les paramètres et les structures de mèches de caloduc en boucle.

2. On suppose la température de fonctionnement du système de caloduc en boucle et la propriété thermique du fluide caloporteur.
3. Calculer les limites visqueuses par rapport aux différentes parties du système et prendre la plus petite comme limite visqueuse de l'ensemble du système (équation ((III.1) et équation ((III.2)).
4. Calculer les limites soniques relatives aux différentes parties du système et prendre la plus petite comme limite sonique de l'ensemble du système (de l'équation (III.3) jusqu'à l'équation (III.5)).
5. Calculer les limites d'entraînement de l'évaporateur et du condenseur et prendre la plus petite comme limite d'entraînement du système (de l'équation (III.6) jusqu'à l'équation (III.10)).
6. Exécution d'une itération pour déterminer la limite capillaire (Q_{CL}) (de l'équation (III.11) jusqu'à l'équation (III.44)) :
 - a. On suppose une valeur initiale de Q_{CL} ;
 - b. La pression capillaire ΔP_{CL} est obtenue en utilisant l'équation (III.12) à l'équation (III.15) ;
 - c. La pression gravitationnelle ΔP_g est obtenue en utilisant l'équation (III.16) à l'équation (III.18) ;
 - d. La perte de charge vapeur ΔP_v est obtenue en utilisant l'équation (III.19) à l'équation (III.28) ;
 - e. La perte de charge liquide ΔP_l est obtenue en utilisant l'équation (III.29) à l'équation (III.43) ;
 - f. Si $((\Delta P_{CL} + \Delta P_g) - (\Delta P_v + \Delta P_l)) / (\Delta P_{CL} + \Delta P_g) < -0,5\%$ (tolérance d'erreur), alors diminuer Q_{CL} de 1 et revenir à l'étape (b) pour le recalculer ;
 - g. Si $((\Delta P_{CL} + \Delta P_g) - (\Delta P_v + \Delta P_l)) / (\Delta P_{CL} + \Delta P_g) > 0,5\%$ (tolérance d'erreur), augmenter Q_{CL} de 1 et retourner à l'étape (b) pour le recalculer ;
 - h. Si $-0,5\% \leq ((\Delta P_{CL} + \Delta P_g) - (\Delta P_v + \Delta P_l)) / (\Delta P_{CL} + \Delta P_g) \leq 0,5\%$, l'équilibre thermique de l'ensemble du système est atteint, et la valeur réelle de Q_{CL} peut être obtenue.
7. Calculer les limites d'ébullition de l'évaporateur et du condenseur et prendre la plus petite comme limite d'ébullition de l'ensemble du système (de l'équation (III.45) jusqu'à l'équation (III.51)).

8. Calculer les limites de masse de liquide de remplissage du système (par l'équation (III.52)).
9. Prenant le minimum des six limites ci-dessus comme la limite gouvernante de l'ensemble du système.
10. Le programme s'arrête.

Il est à noter que ce modèle est une version révisée du modèle de simulation réalisé par Zhao et al. [41], qui a déjà été prouvé avec sa précision pour prédire la performance thermique du caloduc, on pense donc que ce modèle est capable de prédire les limites du caloduc à une précision raisonnable.

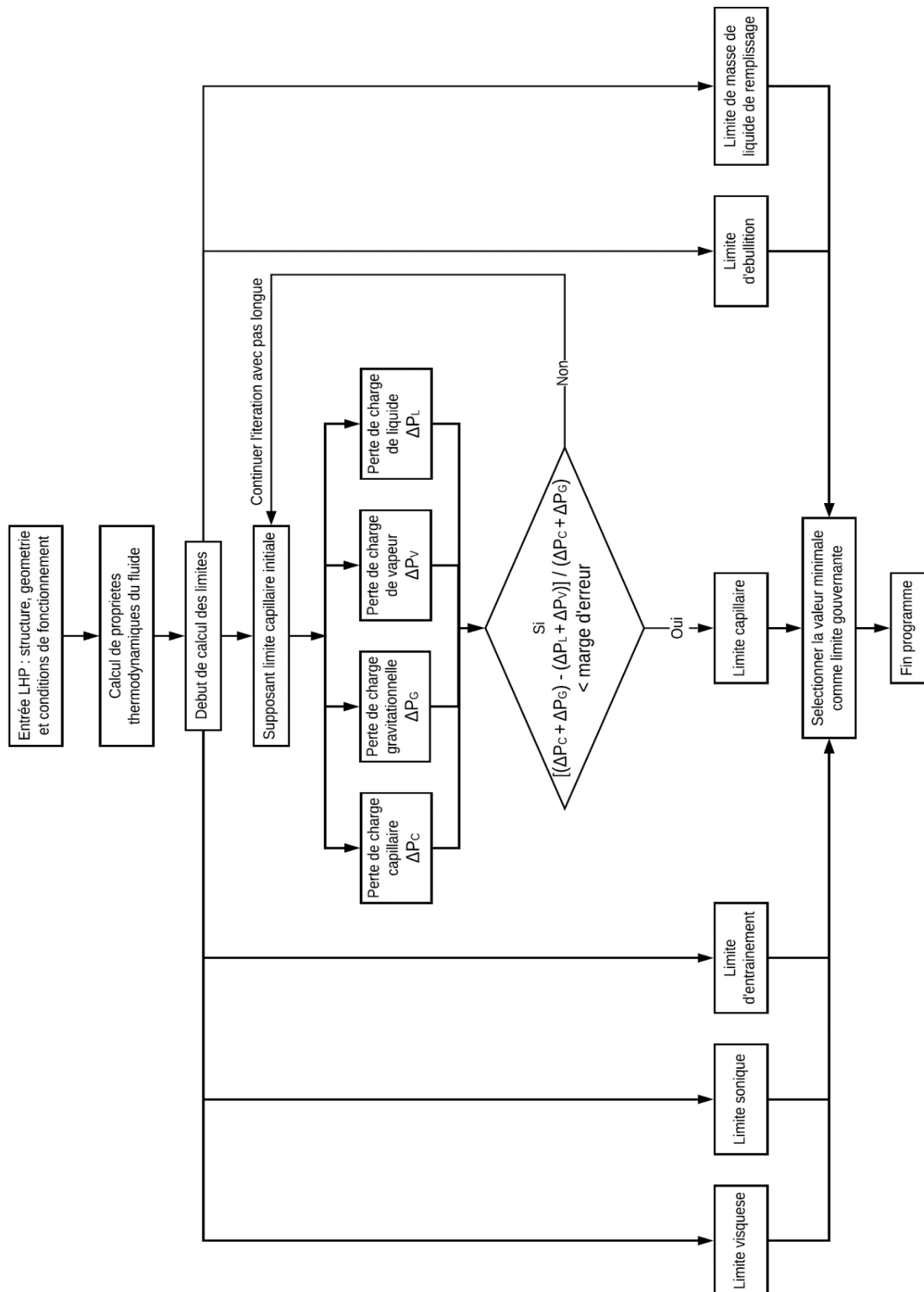


Figure III.9 : Organigramme pour le calcul des limites de transfert de chaleur du caloduc en boucle.

5. Conclusion

Pour un bon fonctionnement du caloduc, de nombreux phénomènes limitant les capacités de transport de chaleur peuvent apparaître. Tout d'abord, le changement de phase liquide-vapeur d'un fluide donné n'existe que pour des températures comprises entre le point triple et le point critique.

En outre, pour des températures proches du point triple, la très faible valeur de la masse volumique vapeur conduit aux limites liées à l'écoulement vapeur.

D'autre part, l'écoulement à contre-courant de la phase liquide et de la phase vapeur conduit à des interactions importantes dont une des manifestations est la limite d'entraînement. Elle correspond à l'arrachement de gouttelettes par la phase vapeur circulant à vitesse importante. Une étude détaillée des modèles disponibles dans la littérature a montré que de très grandes disparités existent dans les valeurs prédites de la limite d'entraînement.

Les caloducs à pompage capillaire souvent sont soumis essentiellement aux limitations de la structure capillaire. En effet, celle-ci ne peut pas fournir un gradient de pression très important, or il doit compenser les pertes de charge dans les écoulements vapeur et liquide qui sont fonctions du débit de fluide. La pression motrice capillaire maximale correspond donc à une perte de charge maximale provoquée par un débit maximal et donc une puissance maximale de transfert appelée limite capillaire.

Pour finir, nous avons exposé les problèmes liés aux transferts thermiques radiaux et en particulier la limite d'ébullition. Les phénomènes d'ébullition sont gouvernés par le rayon de nucléation qui ne peut être déterminé précisément qu'expérimentalement.

Dans ce chapitre, il apparaît que la limitation des capacités de transfert d'un caloduc est très liée aux phénomènes hydrodynamiques et les transferts de chaleur entre le fluide et les parois du caloduc.

Chapitre IV : Résultats et analyse

1. Introduction

Après avoir mis au point, testé et validé notre modèle numérique grâce aux résultats disponibles dans la littérature, nous nous intéressons dans ce chapitre aux présentations et discussions des résultats obtenus en simulant numériquement les processus limites de transfert de chaleur du système de caloduc en boucle (LHP).

La capacité de transfert de chaleur du LHP est un facteur qui dépend de nombreux paramètres opérationnels et géométriques. Les impacts de ces paramètres sur la capacité de transfert de chaleur du caloduc en boucle LHP sont présentés dans ce chapitre et les résultats qui seront présentés dans les sections suivantes sont ensuite discutés. En outre, les limites de transfert de chaleur du LHP sont déterminées, en mettant en évidence l'impact de la température de fonctionnement, l'impact de la structure de la mèche, l'impact du diamètre de l'évaporateur, l'impact de la longueur de l'évaporateur, l'impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur, l'impact de la différence de hauteur entre le condenseur et l'évaporateur, l'impact de la masse du liquide de remplissage et l'impact du diamètre de raccord à trois voies.

2. Influence des paramètres opérationnels et géométriques sur les limites de transfert de chaleur du LHP

Considérant d'abord les paramètres de conception, tel que la couche capillaire en toiles composites en tant que structure de la mèche, l'évaporateur ayant un diamètre intérieur de 0.0196 m, une longueur de 1.5 m, l'angle d'inclinaison de l'évaporateur est de 30°, la masse du liquide de remplissage est de 0.03 kg, la différence de hauteur entre l'évaporateur et le condenseur est de 0.3 m.

2.1. Impact de la température de fonctionnement

L'analyse du modèle analytique permet d'étudier la capacité de transfert de chaleur de caloduc sous différentes températures du fluide caloporteur à travers la boucle. Ceci développe un profil montrant la relation entre la température de fonctionnement du caloduc en boucle (LHP) et les limites de transfert de chaleur qui a été simulée, puis les résultats sont présentés sur le tableau IV.1.

Tableau IV.1 : Impact de la température de fonctionnement sur les performances de transfert de chaleur du LHP.

Température (°C)	Limite capillaire (KW)	Limite d'entraînement (KW)	Limite sonique (KW)	Limite de masse de liquide de remplissage (KW)	Limite visqueuse (KW)	Limite d'ébullition (KW)
15	0,74	1,10	0,91	17,38	5,25	736,96
25	0,93	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
35	1,12	1,80	2,68	28,46	45,08	277,18
45	1,33	2,28	4,54	34,93	122,60	171,16
55	1,55	2,84	7,38	41,90	309,65	109,37
65	1,77	3,46	11,60	49,29	731,66	72,06
75	1,98	4,16	17,65	57,01	1629,12	48,76
85	2,19	4,93	26,10	64,98	3438,51	33,77
95	2,40	5,75	37,59	73,12	6913,52	23,88

D'après le tableau IV.1, on constate que les cinq limites, limite capillaire, d'entraînement, sonique, visqueuse et de masse de liquide de remplissage augmentent avec l'augmentation de la température de fonctionnement du LHP, à l'exception de la limite d'ébullition qui présente une tendance à la baisse lorsque la température augmente. La limite capillaire est la limite gouvernante du système car c'est le minimum de six limites.

L'augmentation considérable de la limite visqueuse est due à l'augmentation de la pression de vapeur P_{vsat} en fonction de température.

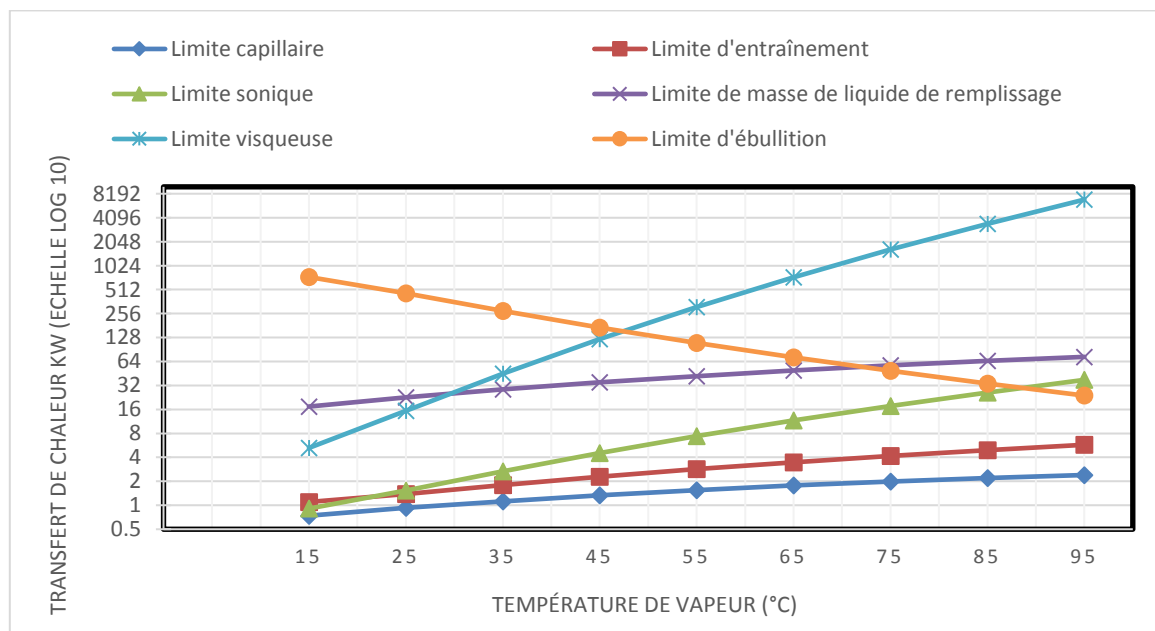


Figure IV.1: La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de température de vapeur.

2.2. Impact de la structure de la mèche

Tout en gardant la température de fonctionnement à 25°C, les dimensions géométriques, l'angle d'inclinaison de l'évaporateur, le diamètre de la colonne de vapeur dans le raccord à trois voies, la masse du liquide de remplissage, la hauteur entre le condenseur et l'évaporateur et d'autres paramètres de boucle, et on utilise trois structures capillaires différentes telle que la toile composite, métal fritté et rainure rectangulaire. La corrélation entre les différentes limites de transfert de chaleur de LHP et la structure de la couche capillaire (de la mèche) est présentée dans le tableau IV.2.

Tableau IV.2 : Impact de la structure de la mèche (couche capillaire) sur les performances de transfert de chaleur du LHP.

Type de mèche	Limite capillaire (KW)	Limite d'entraînement (KW)	Limite sonique (KW)	Limite de masse de liquide de remplissage (KW)	Limite visqueuse (KW)	Limite d'ébullition (KW)
Toile composite	0,93	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
Métal fritté	0,03	1,97	1,53	22,58	15,44	390,30
Rainure rectangulaire	4,31	0,80	1,53	22,58	15,44	819,33

D'après le tableau IV.2, on constate que les trois limites, limite sonique, visqueuse et de masse de liquide de remplissage ont les mêmes valeurs pour toutes les structures capillaires.

La limite gouvernante pour la mèche en toile composite et métal fritte est la limite capillaire tandis que pour la mèche à rainure rectangulaire est la limite d'entraînement.

On a constaté que l'utilisation de la mèche en toile composite pouvait obtenir la capacité de transport de chaleur la plus élevée (limite de fonctionnement) par rapport aux deux autres mèches avec cette conception particulière.

La mèche à rainure a la plus grande limite de capillarité et d'ébullition mais la plus petite limite d'entraînement.

Ce phénomène pourrait s'expliquer comme suit : la structure de la mèche à rainure a généralement la force de frottement liquide la plus faible et la résistance radiale au transfert de chaleur dans une opération assistée par gravité et devrait donc avoir une limite capillaire beaucoup plus élevée dans les mêmes conditions de travail. La mèche à rainure possède un

rayon hydraulique de pores relativement plus grand et une conductivité thermique effective supérieure à celle des deux autres mèches, ce qui entraînerait par conséquent une limite d'ébullition plus élevée mais une limite d'entraînement relativement plus faible.

Selon les définitions des limites visqueuse, sonique et masse de liquide de remplissage, la structure de mèche n'imposerait pas d'impact à ces trois limites lors de la détermination de paramètres de conception et de fonctionnement.

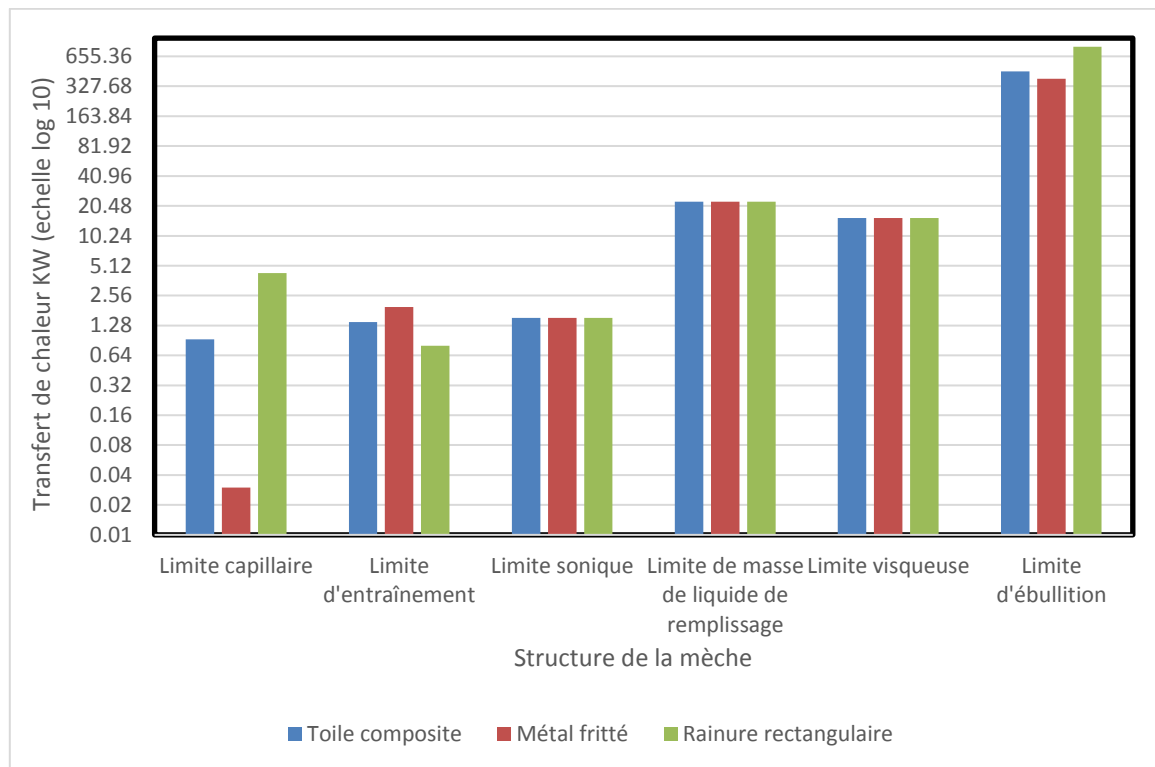


Figure IV.2 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de structure de la mèche.

2.3. Impact du diamètre de l'évaporateur

Alors que les autres paramètres de fonctionnement et de conception de la boucle sont restés les mêmes, la corrélation entre le diamètre de l'évaporateur et les limites de transfert de chaleur du LHP est présentée dans le tableau IV.3.

Tableau IV.3 : Impact du diamètre de l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP.

Diamètre de l'évaporateur (mm)	Limite capillaire (KW)	Limite d'entraînement (KW)	Limite sonique (KW)	Limite de masse de liquide de remplissage (KW)	Limite visqueuse (KW)	Limite d'ébullition (KW)
8	0,30	0,18	0,33	135,54	0,26	176,81
10	0,42	0,31	0,57	86,75	0,75	225,90
12	0,53	0,47	0,86	60,24	1,75	274,94
14	0,64	0,66	1,22	44,26	3,51	323,95
16	0,74	0,89	1,53	33,89	6,36	372,94
18	0,84	1,16	1,53	26,77	10,67	421,93
20	0,95	1,46	1,53	21,69	16,85	470,91
22	1,04	1,79	1,53	17,92	25,41	519,88
24	1,14	2,15	1,53	15,06	36,88	568,85

D'après le tableau IV.3, on trouve seule la limite de masse du liquide de remplissage est tombée, tandis que les cinq autres limites ont augmenté avec le diamètre croissant de l'évaporateur. La limite capillaire s'est révélée être la limite déterminante pour diamètre supérieur à 14mm, mais pour diamètre inférieur à 14mm, c'est la limite d'entraînement qui a une influence directe au diamètre de l'évaporateur.

Ce phénomène pourrait s'expliquer comme suit : augmenter le diamètre de l'évaporateur, augmente le nombre de Reynolds, le taux d'évaporation du liquide, élargir l'espace d'écoulement vapeur / liquide et réduire la perte de charge de la vapeur. Ces tendances de variation contribueront par conséquent à augmenter les valeurs des limites visqueuses, soniques, d'entraînement, capillaires et d'ébullition du LHP.

Comme le diamètre interne d'évaporateur est inversement proportionnel à la limite de masse du liquide de remplissage, un diamètre d'évaporateur plus élevé, implique un volume plus élevé, et donc nécessite un volume de liquide en plus c.-à-d. plus de liquide à remplir, cette limite donc diminue.

La limite sonique est apparue à l'origine dans l'évaporateur quand son diamètre est moins de 14 mm et plus tard commence à apparaître dans le raccord à trois voies en permanence quand son diamètre est plus de 14mm (c'est le diamètre de raccord à trois voies), parce qu'elle

est la limite sonique minimum et donc le changement du diamètre de l'évaporateur n'affecterait plus cette limite.

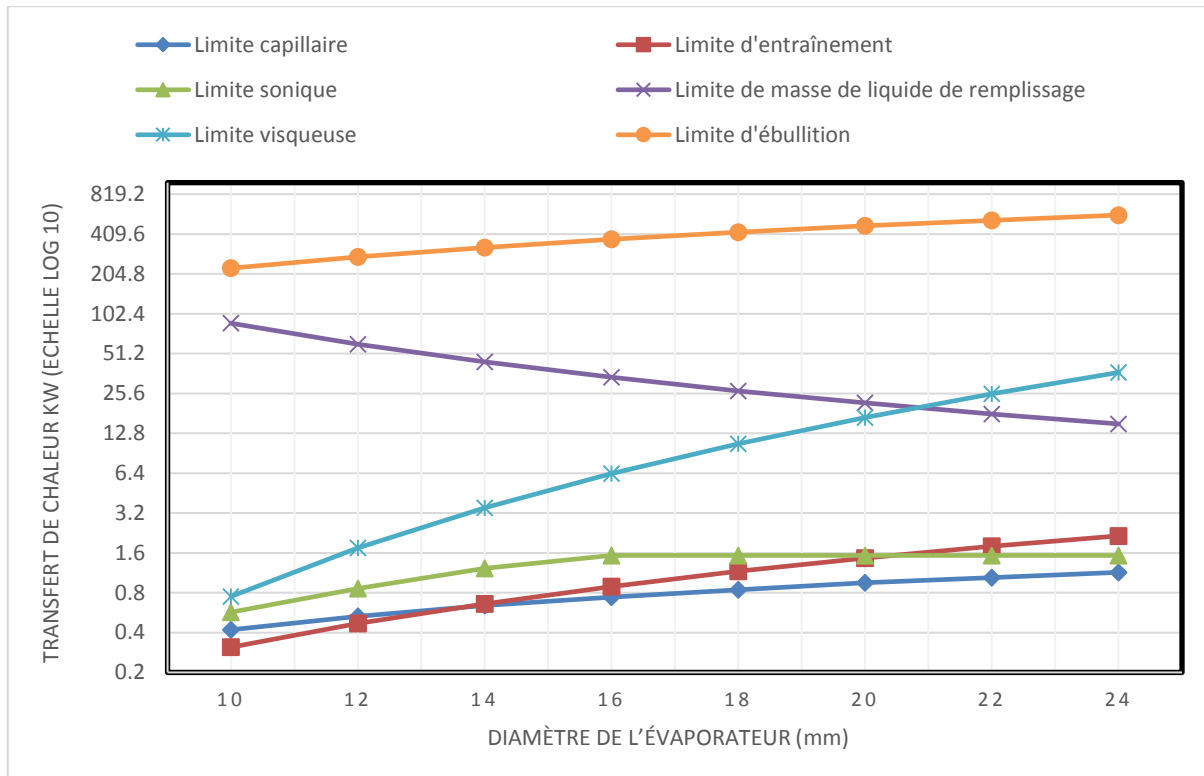


Figure IV.3 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de diamètre de l'évaporateur.

2.4. Impact de la longueur de l'évaporateur

Le rapport entre la longueur de l'évaporateur et les limites de transfert de chaleur du LHP est donné dans le tableau IV.4. La limite capillaire s'est également avérée être la limite critique. Les autres limites présentent un caractère balançant entre la constance et la diminution ou l'augmentation jusqu'aux valeurs qui ne seront pas inférieures à la limite capillaire.

Dans ce cas, les limites de la masse de liquide de remplissage, visqueuse et capillaire ont diminué avec l'augmentation de la longueur de l'évaporateur alors que la limite d'ébullition a varié dans la tendance opposée, et les deux autres limites sont restées constantes. La limite capillaire s'est également avérée être la limite gouvernante.

Tableau IV.4 : Impact de la longueur de l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP.

Longueur de l'évaporateur (m)	Limite capillaire (KW)	Limite d'entraînement (KW)	Limite sonique (KW)	Limite de masse de liquide de remplissage (KW)	Limite visqueuse (KW)	Limite d'ébullition (KW)
0,9	1,15	1,39	1,53	104,54	25,74	276,67
1,1	1,04	1,39	1,53	57,26	21,06	338,15
1,3	0,98	1,39	1,53	34,69	17,82	399,63
1,5	0,93	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
1,7	0,88	1,39	1,53	15,51	13,63	522,59
1,9	0,85	1,39	1,53	11,11	12,19	584,08
2,1	0,82	1,39	1,53	8,23	11,03	645,56
2,3	0,80	1,39	1,53	6,26	10,07	707,04
2,5	0,78	1,39	1,53	4,88	9,27	758,70

Ce phénomène peut s'expliquer comme suit : la longueur accrue de l'évaporateur représente une augmentation de la distance de l'écoulement vapeur / liquide dans la boucle, ce qui augmente la résistance au frottement vapeur / liquide et diminue le nombre de Reynolds, ce qui a conduit à une diminution des limites visqueuses et capillaires.

Comme un espace de vapeur plus important nécessite plus de liquide à remplir, la limite de masse de liquide de remplissage est ainsi réduite.

Au cours de ce processus, la limite d'ébullition est devenue plus grande à mesure que l'augmentation de la longueur de l'évaporateur entraîne l'augmentation du volume global de la boucle, du taux d'évaporation de fluide de travail.

En termes d'autres limites soniques et entraînement, la longueur de l'évaporateur n'a pas de relation avec eux et, par conséquent, n'a pas d'impact sur eux.

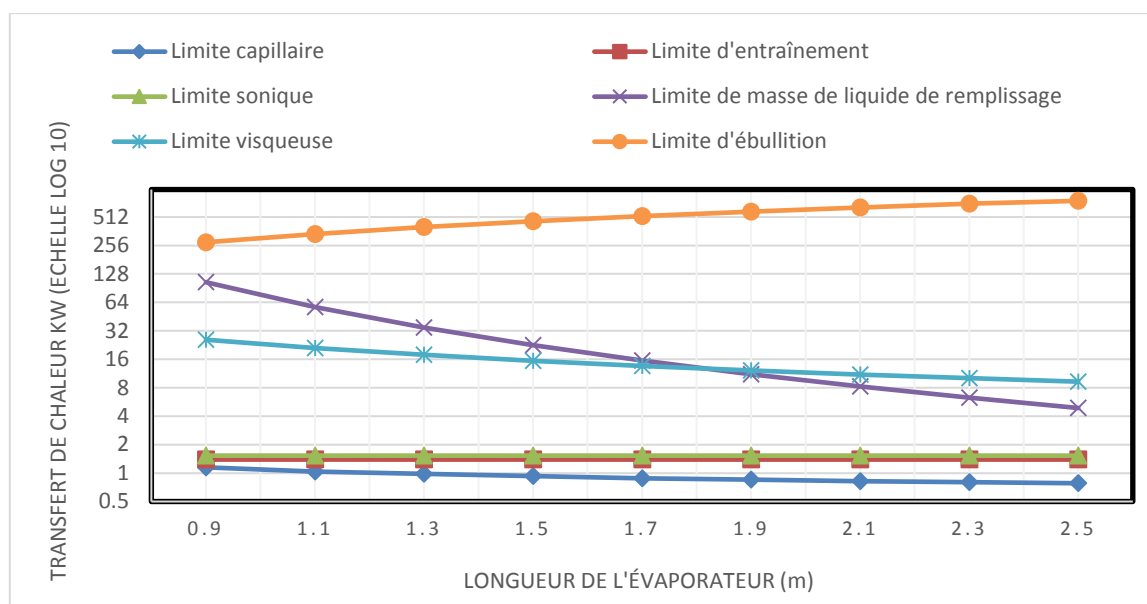


Figure IV.4 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de la longueur de l'évaporateur.

2.5. Impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur

La dépendance entre l'angle d'inclinaison de l'évaporateur et la limite de transfert de chaleur LHP est illustrée dans le tableau IV.5. La limite capillaire a été observée comme la seule limite qui varie, et qui augmentait avec l'angle d'inclinaison de l'évaporateur, alors que les cinq autres limites restent constantes.

Tableau IV.5 : Impact de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP.

Angle d'inclinaison (°)	Limite capillaire (KW)	Limite d'entraînement (KW)	Limite sonore (KW)	Limite de masse de liquide de remplissage (KW)	Limite visqueuse (KW)	Limite d'ébullition (KW)
0	0,36	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
15	0,65	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
30	0,93	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
45	1,14	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
60	1,32	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
75	1,42	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
90	1,46	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
105	1,42	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
120	1,30	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11

La relation entre la limite capillaire et l'angle d'inclinaison de l'évaporateur est due à l'effet de la gravité (influence de pression hydrostatique du fluide caloporteur).

La limite capillaire augmente significativement lorsque l'angle d'inclinaison varie de sa valeur minimale 0° à 60° , mais augmente doucement jusqu'à sa valeur maximale à 90° , puis elle redescend doucement jusqu'à 120° .

Un angle d'inclinaison plus élevé conduit à une force hydrostatique plus élevée, ce qui améliore la capacité du système à transporter le flux de liquide renvoyé, et donc conduit à un flux de chaleur accru tandis que les autres limites n'ont aucune relation avec ce facteur.

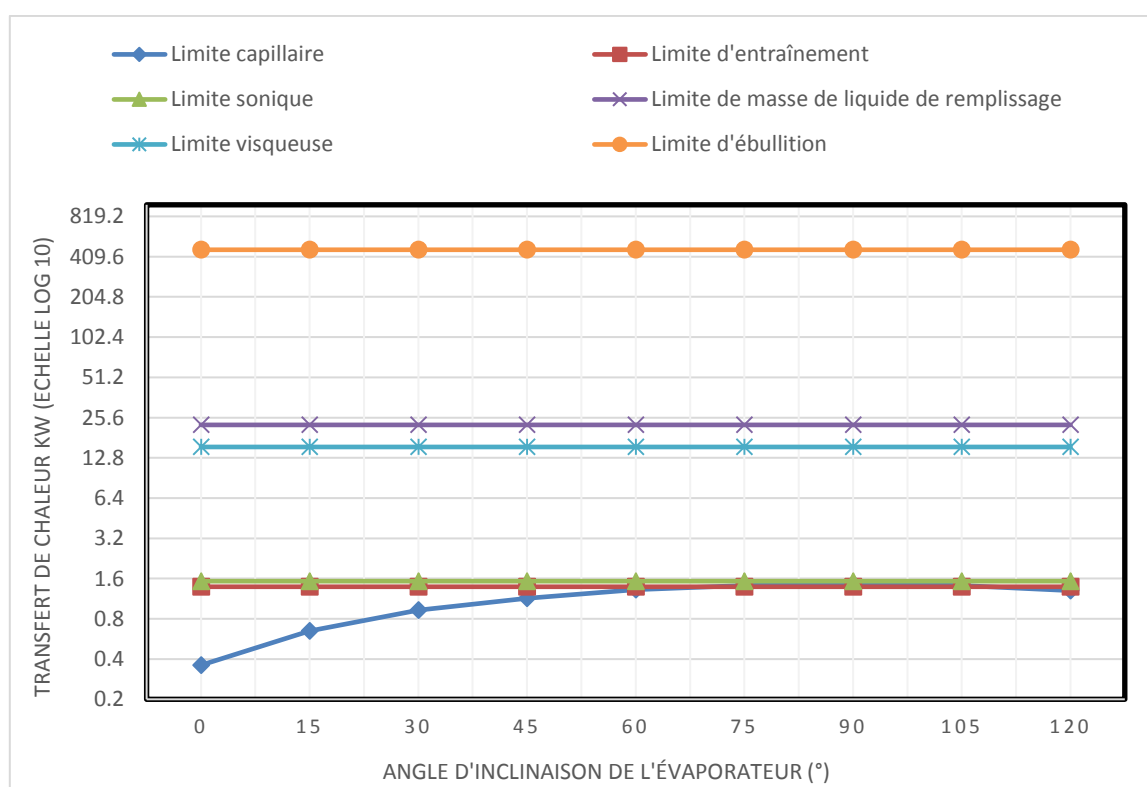


Figure IV.5 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur.

2.6. Impact de la différence de hauteur entre le condenseur et l'évaporateur

La relation de différence de hauteur entre le condenseur et l'évaporateur et la limite de transfert de chaleur LHP est illustrée dans le tableau IV.6.

Dans ce cas, la limite capillaire augmentait avec l'augmentation de la différence de hauteur entre l'évaporateur et le condenseur, tandis que les cinq autres limites demeuraient les mêmes.

Tableau IV.6 : Impact de la différence de hauteur entre le condenseur et l'évaporateur sur les performances de transfert de chaleur du LHP.

Différence de hauteur entre condenseur et évaporateur (m)	Limite capillaire (KW)	Limite d'entraînement (KW)	Limite sonique (KW)	Limite de masse de liquide de remplissage (KW)	Limite visqueuse (KW)	Limite d'ébullition (KW)
0	0,70	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
0.2	0,85	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
0.4	1,00	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
0.6	1,14	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
0.8	1,28	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
1.0	1,43	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
1.2	1,58	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
1.4	1,72	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
1.6	1,87	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11

Cependant, la limite capillaire présente un changement avec les conditions opérationnelles, la limite capillaire restait en position dominante lorsque la différence de hauteur était inférieure de 1 m, et lorsque la différence était de 1 m et plus, la limite d'entraînement était la limite dominante.

Une relation entre la limite capillaire et la différence de hauteur est due à l'effet de la gravité. Une différence de hauteur plus élevée entraîne une force hydrostatique plus élevée, ce qui renforce la capacité du système à fournir le débit de liquide renvoyé, et donc transférer une charge thermique plus importante.

Les autres limites n'ont aucune relation avec ce paramètre et restent constantes.

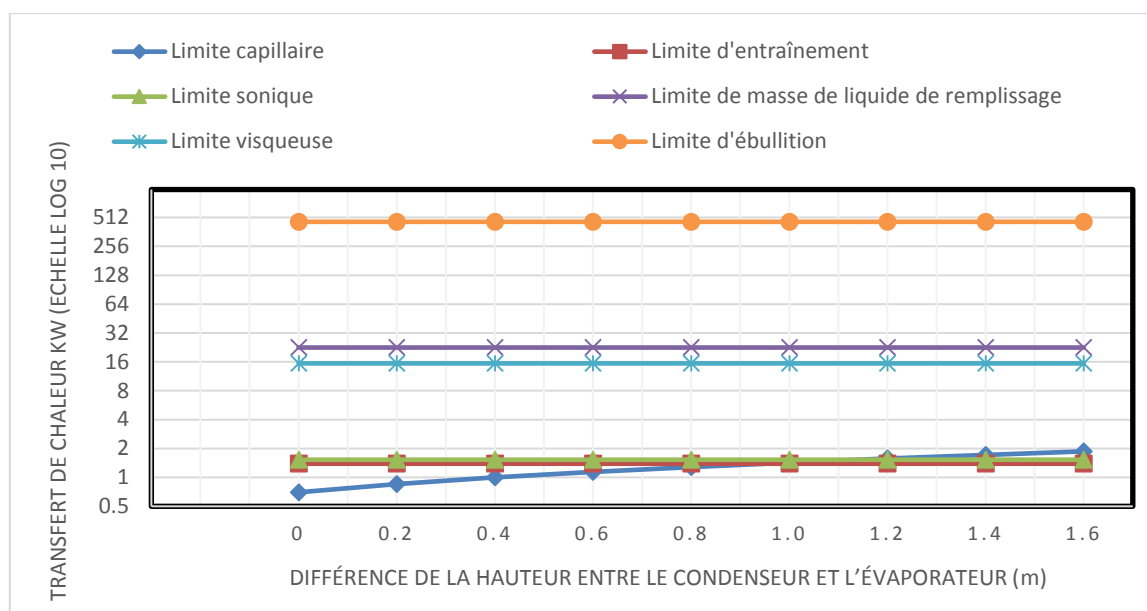


Figure IV.6 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de la hauteur entre le condenseur et l'évaporateur.

2.7. Impact de la masse du liquide de remplissage

La relation entre la masse du liquide de remplissage et la limite de transfert de chaleur LHP est illustrée dans le tableau IV.7. On constate que la limite de masse du liquide de remplissage augmente avec l'augmentation de la masse liquide, alors que les autres limites restent constantes.

Tableau IV.7 : Impact de la masse du liquide de remplissage sur les performances de transfert de chaleur du LHP.

Masse du liquide de remplissage (g)	Limite capillaire (KW)	Limite d'entraînement (KW)	Limite sonique (KW)	Limite de masse de liquide de remplissage (KW)	Limite visqueuse (KW)	Limite d'ébullition (KW)
5	0,93	1,39	1,53	0,1	15,44	461,11
10	0,93	1,39	1,53	0,84	15,44	461,11
15	0,93	1,39	1,53	2,82	15,44	461,11
20	0,93	1,39	1,53	6,69	15,44	461,11
25	0,93	1,39	1,53	13,07	15,44	461,11
30	0,93	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
35	0,93	1,39	1,53	35,86	15,44	461,11
40	0,93	1,39	1,53	53,53	15,44	461,11
45	0,93	1,39	1,53	76,21	15,44	461,11

Dans ce cas, la limite gouvernante varie selon les conditions opérationnelles : la masse de liquide de remplissage est la limite gouvernante lorsque le niveau de masse est de 0,01 kg, mais la limite capillaire intervient et devient la limite déterminante lorsque le niveau de masse est supérieur de 0,01 kg.

Il est par conséquent conclu que la masse de liquide de remplissage minimale ne doit pas être inférieure à ce niveau pour bon fonctionnement, sinon, le séchage de la surface peut se produire dans l'évaporateur.

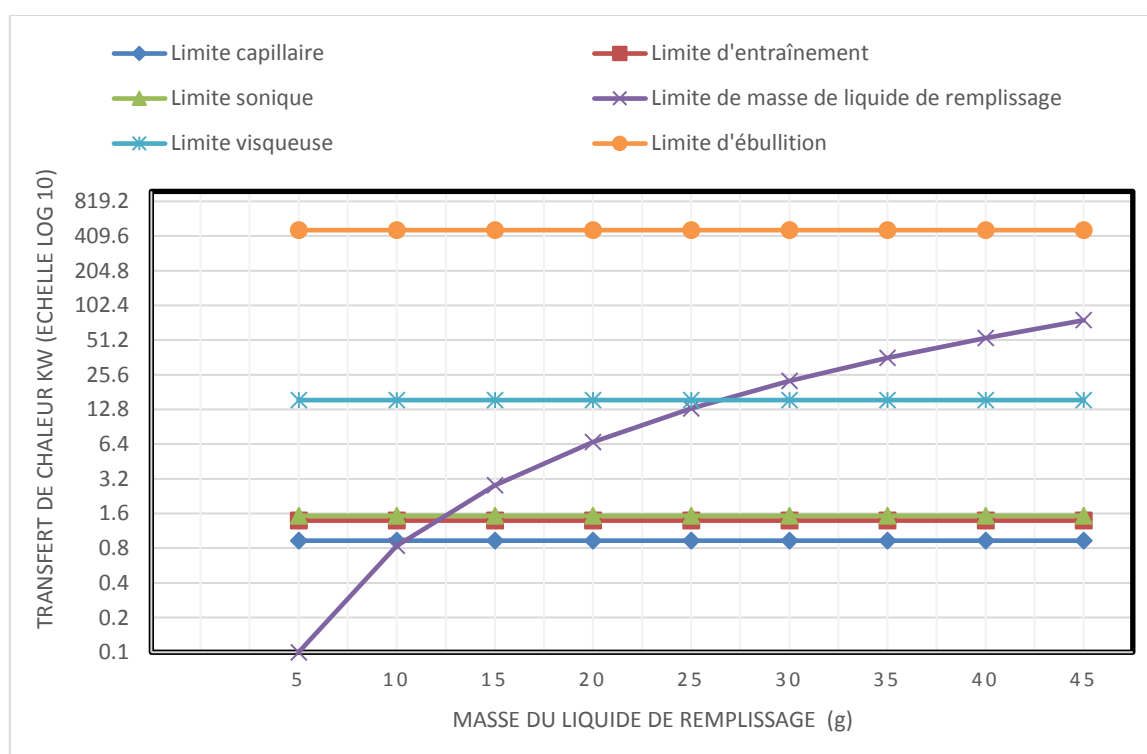


Figure IV.7 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de la masse du liquide de remplissage.

2.8. Impact du diamètre de la colonne de vapeur de raccord à trois voies

La relation entre le diamètre de la colonne de vapeur de raccord à trois voies et la limite de transfert de chaleur LHP est illustrée dans le tableau IV.8.

Tableau IV.8 : Impact du diamètre de la colonne de vapeur de raccord à trois voies sur les performances de transfert de chaleur du LHP.

Diamètre de raccord à trois voies (mm)	Limite capillaire (KW)	Limite d'entraînement (KW)	Limite sonique (KW)	Limite de masse de liquide de remplissage (KW)	Limite visqueuse (KW)	Limite d'ébullition (KW)
2	0,31	1,39	0,03	22,58	0,04	461,11
4	0,75	1,39	0,13	22,58	0,69	461,11
6	0,88	1,39	0,28	22,58	3,50	461,11
8	0,91	1,39	0,50	22,58	11,05	461,11
10	0,92	1,39	0,78	22,58	15,44	461,11
12	0,92	1,39	1,13	22,58	15,44	461,11
14	0,93	1,39	1,53	22,58	15,44	461,11
16	0,93	1,39	2,00	22,58	15,44	461,11
18	0,93	1,39	2,54	22,58	15,44	461,11

On constate que les limites visqueuses, soniques et capillaires augmentent avec l'augmentation de diamètre de la colonne de vapeur dans le raccord à trois voies, alors que les autres limites restent constantes.

Dans ce cas, la limite gouvernante varie en fonction des conditions de fonctionnement, telle que la limite sonique dans le raccord à trois voies est la limite dominante lorsque le diamètre de la colonne de vapeur est inférieur de 11 mm, mais la limite capillaire devient gouvernante lorsque le diamètre de la colonne est supérieur de 11 mm.

La limite visqueuse du système est apparue dans le raccord à trois voies lorsque le diamètre de la colonne de vapeur est de 10 mm et la limite capillaire reste constante pour le diamètre plus de 8mm, et il n'a pas d'influence à cette limite.

Un diamètre de la colonne de vapeur de raccord à trois voies plus élevé conduit à une diminution de résistance au frottement vapeur / liquide, donc conduit à l'augmentation de la limite sonique tandis que les limites d'entraînement, de masse de liquide de remplissage et d'ébullitions n'ont aucune relation avec ce facteur.

Il est donc conclu que le diamètre minimal de la colonne de vapeur dans le raccord à trois voies doit être supérieur 11 mm pour cette condition d'opération LHP afin d'éviter que la capacité globale de transfert de chaleur ne soit affaiblie.

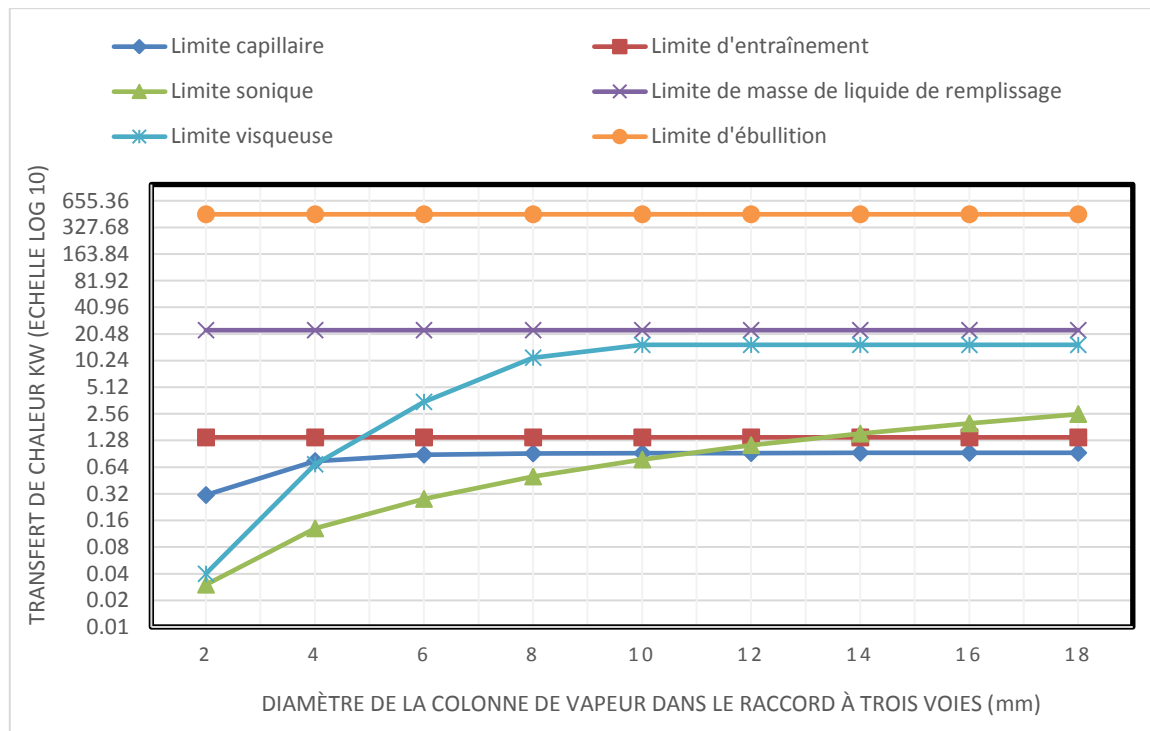


Figure IV.8 : La variation des limites de transfert de chaleur en fonction de diamètre de raccord à trois voies.

3. Conclusion

En modifiant le modèle de simulation établi, on a effectué l'analyse théorique de la capacité de transport de la chaleur associée à un nouveau LHP gravitationnel avec un raccord à trois voies unique pour l'alimentation / distribution de liquide et la séparation vapeur / liquide. Six limites opérationnelles, dont la limite visqueuse, sonore, d'entraînement, capillaire, d'ébullition et de masse de liquide de remplissage, ont été considérées et l'impact des différents paramètres opérationnels et géométriques du système LHP sur ses limites de transfert thermique a été étudié.

Il est conclu que le système LHP structuré dédié peut atteindre une capacité de transport de chaleur d'environ 930 W dans les conditions opérationnelles spécifiées. Parmi les trois structures de mèche nommées, à savoir toile composite, métal fritté et rainure rectangulaire, la mèche en toile composite s'est avéré présenter les meilleures performances de transfert de chaleur.

L'approche pour déterminer la limite de transfert de chaleur pour un tel LHP spécifique a été présentée sous la forme du modèle analytique et les résultats obtenus ont indiqué que pour

obtenir un comportement thermique LHP amélioré, les méthodes suivantes doivent être prises en considération :

1. Plus la température de fonctionnement du LHP augmente, plus les limites de transfert de chaleur augmentent sauf pour la limite d'ébullition qui décroît ;
2. La mèche en toile composite donne la meilleure performance de transfert de chaleur ;
3. Plus le diamètre interne de l'évaporateur augmente, plus les limites de transfert de chaleur augmentent sauf pour la limite de masse de liquide de remplissage qui décroît ;
4. Plus la longueur de l'évaporateur diminue, mieux sera la capacité de transfert de chaleur ;
5. Le meilleur angle d'inclinaison de l'évaporateur est 90°C ;
6. Plus la différence de hauteur entre l'évaporateur et le condenseur est élevé, plus les limites de transfert de chaleur augmentent ;
7. Le volume de liquide dans le système doit être bien estimé pour donner une bonne performance ;
8. Le diamètre de la colonne de vapeur dans le raccord à trois voies doit être estimé selon le diamètre intérieur de l'évaporateur par un rapport de diamètre que nous proposons 0,72.

Ces approches et recommandations adressées aideraient à réaliser la conception du système et l'évaluation des performances associées à une telle configuration de LHP dans de futures applications pratiques de transfert de chaleur.

Conclusion générale

Conclusion générale

Tout au long de ce mémoire, nous nous sommes intéressé à mettre en lumière les aspects relatifs au bon fonctionnement des caloducs en soulignant la diversité des phénomènes physiques mis en jeu et leurs d'influence sur les caloducs avec structures capillaires et soumis à des forces de volume.

Le travail mené dans ce mémoire a permis, à travers l'étude de différents problèmes de transferts diphasiques, de participer à une meilleure compréhension des phénomènes régissant les échanges au sein des caloducs.

Le travail effectué dans le cadre de ce projet présente une modélisation thermique des limites de fonctionnement (capacité de transport de chaleur) des caloducs en boucle LHP avec différentes structures capillaires.

En ce qui concerne la modélisation thermique, la méthodologie adoptée dans le cadre de ce travail fait recours aux équations générales gouvernantes le fonctionnement de caloduc.

Les résultats issus de cette étude analytique ont permis de mettre en évidence d'importantes capacités de transfert de chaleur des caloducs en boucles LHP, ces performances dépendent naturellement de leurs caractéristiques géométriques et de leur orientation dans l'espace ainsi que des propriétés thermophysiques des fluides caloporteurs utilisés.

Ce document a introduit le développement d'un modèle analytique pour un système de LHP et le processus de fonctionnement du modèle pour étudier la capacité de transport de chaleur du système. Six limites potentielles affectant la capacité de transport de la chaleur : la limite capillaire, d'entraînement, visqueuse, d'ébullition, sonique et la masse de liquide de remplissage, ont été considérés.

Les variations de ces limites avec plusieurs paramètres clés de géométrie et de fonctionnement du système, y compris la température de fonctionnement du système, la structure des mèches, le diamètre d'évaporateur et la différence de hauteur entre le condenseur et l'évaporateur, ont été étudiées. Les résultats ont indiqué que le capillaire était habituellement la limite gouvernante du transfert de chaleur du système, tandis que l'entraînement pouvait être

l'alternative lorsque le diamètre de l'évaporateur était inférieur à 14 mm, ou différence de hauteur entre le condenseur et l'évaporateur est plus de 1.2m.

La structure des mèches en toiles composites était capable d'obtenir un transfert de chaleur le plus élevé parmi les trois mèches étudiées et, par conséquent, était un choix plus préféré pour la configuration du système.

La mèche à rainure rectangulaire ouverte a une limite capillaire la plus élevée parmi les trois mèches étudiées, mais sa limite d'entraînement était la limite gouvernante.

Le fonctionnement du système doit être maintenu à haute température pour améliorer les performances du système. De même, le diamètre de l'évaporateur doit être relativement important mais doit faire l'objet d'une étude économiques et la différence de hauteur entre l'évaporateur et le condenseur doit être importante que possible pour favoriser à combattre les pertes de charge des lignes vapeur et liquide.

Référence

1. Zohuri, B., *Heat pipe design and technology*. 2011: Springer.
2. Bricard, A. and S. Chaudroune, *Caloducs*. Technique de l'ingénieur. 1997. p. 1-24.
3. Martinet, J., *Les caloducs et leurs applications*. Revue Générale de Thermique, 1977. **192**: p. 865.
4. 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.
5. 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.
6. 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.
7. Groll, M., et al., *Thermal control of electronic equipment by heat pipes*. Revue générale de thermique, 1998. **37**(5): p. 323-352.
8. G.P., P. *Heat pipes in the thermal control of electronics components in Heat pipe symposium*. 1988. Tsukuba, japan.
9. wikipedia. Available from: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?title=Special:Search&search=Caloduc+capillaire&searchToken=2i1mb5vrkfnby429w1ybiorkf>.
10. Dunn PD, R.D., *Heat Pipes 4th edn*. 1994.: Elsevier Science Ltd.
11. Groll, M. and S. Khandekar. *Pulsating heat pipes: progress and prospects*. in *Proceedings of the International Conference on Energy and the Environment, China*. 2003.
12. Khandekar, S. and M. Groll. *On the definition of pulsating heat pipes: an overview*. in *Proceedings of the Fifth Minsk International Seminar*. 2003.
13. Groll, M. and S. Khandekar, *Pulsating heat pipes: a challenge and still unsolved problem in heat pipe science*. Archives of Thermodynamics, 2002. **23**(4): p. 17-28.
14. D. Reay, P.K., *Heat pipe*. Fifth Edition ed. 2006, London, UK: Elsevier.
15. Dunn, P.D. and D.A. Reay, *The heat pipe*. Physics in Technology, 1973. **4**(3): p. 187.
16. Butler, D., J. Ku, and T. Swanson. *Loop heat pipes and capillary pumped loops-an applications perspective*. in *AIP Conference Proceedings*. 2002. AIP.
17. Rosenfeld, J., *Ultra-Lightweight Magnesium Heat Pipes for Spacecraft Thermal Management*. Internal Documentation, Thermacore Inc, 2006.
18. Hwang, G., et al., *Modulated wick heat pipe*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007. **50**(7-8): p. 1420-1434.
19. Peterson, G.P., *An introduction to heat pipes: modeling, testing, and applications*. 1994.
20. Maydanik, Y.F., *Loop heat pipes*. Applied Thermal Engineering, 2005. **25**(5-6): p. 635-657.
21. Sarraf, D.B. and W.G. Anderson. *Heat pipes for high temperature thermal management*. in *ASME 2007 InterPACK Conference collocated with the ASME/JSME 2007 Thermal*

- Engineering Heat Transfer Summer Conference*. 2007. American Society of Mechanical Engineers.
22. *Cooling-masters*. Available from: <http://www.cooling-masters.com/images/news/200905/caloducs.jpg>.
 23. Faghri, A., *Heat pipe science and technology*. 1995: Global Digital Press.
 24. *Thermacore incorporator*. Available from: <https://www.thermacore.com/thermal-basics/heat-pipe-technology.aspx>.
 25. Coquard, T., *Transferts couplés de masse et de chaleur dans un élément d'évaporateur capillaire*. 2006.
 26. Quéré, D., F. Brochard-Wyart, and P. De Gennes, *Gouttes, bulles, perles et ondes*. Belin, Paris, 2002.
 27. Rossomme, S. and P. Colinet, *Modélisation de l'évaporation des films liquides minces, y compris au voisinage des lignes de contact: application aux caloducs à rainures*. 2008.
 28. Bonjour, J., et al., *Systèmes diphasiques de contrôle thermique-Boucles capillaires et gravitaires*. 2011.
 29. Kamenova, L., *Modélisation thermo-hydraulique de caloducs miniatures plats à faible épaisseur pour des applications électroniques*. 2007, Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG.
 30. Maxwell, J.C., *A treatise on electricity and magnetism*. 3rd ed. 1954: Dover, New York : Oxford University Press.
 31. Atabaki, N. and B. Baliga, *Effective thermal conductivity of water-saturated sintered powder-metal plates*. *Heat and Mass Transfer*, 2007. **44**(1): p. 85-99.
 32. Hadley, G.R., *Thermal conductivity of packed metal powders*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986. **29**(6): p. 909-920.
 33. Romestant, C., *Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations*. 2000, Université de Poitiers.
 34. Chi, S., *Heat pipe theory and practice: a sourcebook*. 1976.
 35. Koito, Y., et al., *Numerical analysis and experimental verification on thermal fluid phenomena in a vapor chamber*. *Applied Thermal Engineering*, 2006. **26**(14-15): p. 1669-1676.
 36. Zhang, X., et al., *Study of the heat transport capacity of a novel gravitational loop heat pipe*. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2012. **8**(3): p. 210-223.
 37. Busse, C., *Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1973. **16**(1): p. 169-186.
 38. Zhuang J, Z.H., *Heat Pipe Technology and Engineering Application*. 1st edn. ed. 2000.: The Press of Chemistry Industry.
 39. Xiaobao, Z., *Analysis and amendment of design factors about heat pipe of screen wicks*. *Journal of Nanjing Normal University (Engineering and Technology)*, 2004. **3**.

40. Imura, H., H. Kozai, and Y. Ikeda, *The Effective Pore Radius of Screen Wicks*. Heat Transfer Engineering, 1994. **15**(4): p. 24-32.
41. Riffat, S.B., X. Zhao, and P. Doherty, *Analytical and numerical simulation of the thermal performance of mini-gravitational and micro-gravitational heat pipes*. Applied Thermal Engineering, 2002. **22**(9): p. 1047-1068.
42. Kraus, A.D. and A. Bar-Cohen, *Thermal analysis and control of electronic equipment*. Washington, DC, Hemisphere Publishing Corp., 1983, 633 p., 1983.
43. Mammeri, A., *Amélioration des performances énergétiques des systèmes de refroidissement industriels: Application aux serveurs informatiques*. 2014, Ecole nationale supérieure d'arts et métiers-ENSAM.
44. Moran, M.J., et al., *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 2010: John Wiley & Sons.

ANNEXE

Tableau annexe 1 : Paramètres de conception du fonctionnement du LHP et de l'échangeur de chaleur[36].

Paramètres	Nomenclature	Valeur	Unité
Diamètre externe de l'évaporateur	$D_{hp,o}$	0.022	m
Diamètre interne de l'évaporateur	$D_{hp,in}$	0.0196	m
Diamètre interne de la colonne de vapeur (raccord à trois voies)	D_{vt}	0.014	m
Conductivité thermique de la paroi de l'évaporateur	K_{hp}	394	W/m.k
Plage de température de fonctionnement	t_v	20–60	8C
Pression de vapeur dans le caloduc	P_{hp}	1.3e-4	Pa
Longueur de l'évaporateur	$L_{hp,e}$	1.5	m
Différence de hauteur entre l'évaporateur et le condenseur	H_{hx-hp}	0.3	m
Masse de liquide de remplissage	m_f	0.03	kg
Diamètre extérieur de la ligne de transport	$D_{ltl,o}/D_{vtl,o}$	0.022	m
Diamètre intérieur de la ligne de transport	$D_{ltl,in}/D_{vtl,in}$	0.0196	m
Longueur de la ligne de transport	L_{ltl}/L_{vtl}	1.0/0.9	m
Épaisseur de plaque d'échangeur de chaleur	ε_{hp}	0.00235	m
Hauteur de l'échangeur de chaleur	H_{hx}	0.206	m
Largeur du faisceau de la plaque d'échangeur de chaleur	W_{hx}	0.076	m
Longueur de faisceau de plaque d'échangeur de chaleur	L_{hx}	0.055	m
Conductivité de la plaque d'échangeur de chaleur	K_{hx}	16.28	W/m.k
nombre de plaques de l'échangeur de chaleur	n_{hx}	20	—
Plage de température de fonctionnement de l'échangeur de chaleur	t_{hx}	-160 a 225	°C
Plage de pression de fonctionnement de l'échangeur de chaleur	P_{hx}	0 – 3.24	MPa

Tableau annexe 2 : Structures de mèche alternatives dans l'évaporateur LHP[36].

Type de mèche	Paramètres	Nomenclature	Valeur	Unité
Toile composite	Diamètre du fil (couche I)	$D_{owi,ms}$	7.175e-5	m
	Épaisseur de la couche (couche I)	$\varepsilon_{owi,ms}$	3.75e-4	m
	Nombre de maille (couche I)	$n_{owi,ms}$	6299	/m
	Diamètre du fil (couche II)	$D_{iwi,ms}$	12.23e-5	m
	Épaisseur de la couche (couche II)	$\varepsilon_{iwi,ms}$	3.75e-4	m
	Nombre de maille (couche II)	$n_{iwi,ms}$	2362	/m
	Conductivité	$K_{s,ms}$	394	W/m.k
Métal fritté	Diamètre des pores	$D_{po,sp}$	4.47e-5	m
	Épaisseur de couche	$\varepsilon_{wi,sp}$	7.5e-4	m
	Porosité	ε_{sp}	0.64	—
	Numéro de couche	$n_{wi,sp}$	1	—
	Conductivité	$K_{s,sp}$	16.3	W/m.k
Rainure rectangulaire	Profondeur de rainure	δ_g	7.62e-4	m
	Largeur de rainure	$w_{wi,g}$	4.57e-4	m
	Nombre de rainure	$n_{wi,g}$	44	—
	Conductivité	$K_{s,g}$	394	W/m.k

Tableau annexe 3 : Les propriétés de l'eau à différentes températures[43, 44].

Température de vapeur tv (°C)	Chaleur latente de vaporisation h _{ig} (kJ/kg)	Pression de vapeur saturante Pv (Pa)	Masse volumique de vapeur ρ _v 10 ⁻² (kg/m ³)	Masse volumique de liquide ρ _l (kg/m ³)	Conductivité thermique de liquide K _l (W/k.m)	Viscosité dynamique de vapeur μ _v 10 ⁻⁶ (kg/m.s)	Viscosité dynamique de liquide μ _l 10 ⁻⁴ (kg/m.s)	Tension supéficielle σ 10 ⁻² (N/m)
15	2463,84	1703,93	1,23	1000,08	0,59	8,66	11,35	7,38
25	2442,65	3165,35	2,06	997,77	0,61	9,05	8,91	7,20
35	2419,61	5621,42	3,57	994,60	0,62	9,45	7,19	7,03
45	2395,38	9582,45	6,00	990,66	0,64	9,87	5,94	6,86
55	2370,45	15741,34	9,72	986,05	0,65	10,29	5,01	6,70
65	2345,13	25009,13	15,21	980,82	0,66	10,70	4,30	6,53
75	2319,59	38548,23	23,06	975,05	0,67	11,11	3,74	6,35
85	2293,88	57802,75	33,99	968,76	0,67	11,51	3,30	6,17
95	2267,96	84525,33	48,85	962,01	0,68	11,89	2,94	5,99

Auteur : HENKA Amir, TRIA Hamza.

Mots clés : Caloduc en boucle LHP ; limites de transfert de chaleur ; mèches de caloducs ; force capillaire ; force d'entraînement.

Résumé

Ce mémoire présente une analyse théorique des limites de transfert de chaleur associées à un caloduc en boucle gravitationnelle (LHP).

Les équations mathématiques régissant la capacité de transport de chaleur ont été appliquées pour simuler plusieurs limites de transfert de chaleur communément connues, à savoir les limites visqueuse, sonique, d'entraînement, capillaire, d'ébullition et de masse de liquide de remplissage. Cela permettra de déterminer la valeur réelle de la limitation et les analyses des facteurs affectant les limites, y compris la température de fonctionnement de la boucle, type de mèche, diamètre/longueur de l'évaporateur, angle d'inclinaison de l'évaporateur, diamètre de la colonne de vapeur de raccord à trois voies et différence de hauteur évaporateur-condenseur.

Les résultats obtenus à partir du modèle analytique indiquent que la mèche en toile composite peut atteindre une meilleure performance thermique par rapport au métal fritté et aux mèches à rainures rectangulaires ouvertes.

Il a également été constaté que la capacité de transport thermique de ce type de LHP est positivement proportionnelle à la température de fonctionnement, au diamètre de l'évaporateur, à l'angle d'inclinaison de l'évaporateur, au diamètre de la colonne de vapeur, à la masse de liquide de remplissage et dans un ordre réciproque à la longueur de l'évaporateur.