



HAL
open science

Caloduc polymérique à large surface d'évaporation assemblé en une étape

Doriane Ibtissam Hassaine Daoudji

► **To cite this version:**

Doriane Ibtissam Hassaine Daoudji. Caloduc polymérique à large surface d'évaporation assemblé en une étape. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université de Sherbrooke (Québec, Canada), 2023. Français. NNT: . tel-04545382

HAL Id: tel-04545382

<https://hal.science/tel-04545382>

Submitted on 14 Apr 2024

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

Caloduc polymérique à large surface d'évaporation assemblé en une étape.

Thèse de doctorat
Spécialité : génie mécanique

Doriane Ibtissam Hassaine-Daoudji

MEMBRES DU JURY

Luc Fréchette

Superviseur

Dominic Groulx

Évaluateur

Said Elkoun

Évaluateur

OmidReza Ghaffari

Évaluateur

RÉSUMÉ

Le maintien de la température d'opération des appareils électroniques dans une plage optimale est nécessaire. Nous visons à adresser cette problématique, particulièrement pour des dispositifs flexibles, à faible flux de chaleur et à large surface, tels que les dispositifs électroniques moulés, les panneaux LED ou les batteries lithium-ion. Le caloduc serait un candidat potentiel pour la gestion thermique de ces applications. Ces échangeurs de chaleur, passifs et biphasiques, sont généralement fabriqués à partir de cuivre ou d'aluminium. Cependant, la rigidité, la densité et le coût des métaux font que le caloduc métallique n'est pas une bonne alternative en gestion thermique pour tous types d'applications. Par conséquent, nous introduisons le caloduc polymérique comme le mode de gestion thermique pour ces applications flexibles, à large surface et à faible flux de chaleur. Ainsi, notre objectif est de concevoir et de fabriquer cet échangeur de chaleur avec une structure poreuse optimisée pour augmenter sa capacité de transfert thermique.

Cet échangeur de chaleur passif et biphasique extrait la chaleur par changement de phase, du liquide à la vapeur. L'enceinte du caloduc maintient un environnement saturé où le liquide s'évapore et transporte la chaleur par la circulation de la vapeur. La puissance transportée est limitée par le pompage capillaire du milieu poreux qui tapisse l'intérieur de l'enceinte. En effet, la pression capillaire du milieu poreux doit lutter contre les pertes de charge liquide et vapeur pour pomper le liquide d'un bout à l'autre du caloduc. Nous utilisons une approche basée sur une distribution variable de la densité du milieu poreux pour dissocier le lien entre la capillarité et les pertes de charge. Cette distribution de densité permet d'augmenter la capillarité tout en minimisant l'impact sur les pertes de charge. Nous avons développé des modèles fluidiques qui prédisent la puissance maximale transportée par le caloduc en fonction du type de milieu poreux utilisé. La modélisation théorique montre qu'une distribution de densité du milieu poreux améliore la puissance maximale de transport du caloduc d'un facteur de 1.5 par rapport à une distribution constante.

En parallèle de nos recherches sur l'optimisation des propriétés thermiques des caloducs polymériques, nous avons également entrepris d'explorer des solutions pour réduire le coût de fabrication et simplifier le processus d'assemblage. En effet, le procédé de fabrication des caloducs et les matériaux utilisés restent coûteux. Ainsi, le procédé de fabrication typique implique plusieurs étapes, notamment l'assemblage, le remplissage et le scellage. De plus, jusqu'à présent, tous les caloducs plats sont reliés à un tube pour réaliser le tirage du vide et le remplissage. Nous avons développé un procédé de fabrication viable et économique en une seule étape, où le scellage et le remplissage sont réalisés simultanément. Ainsi, notre procédé de fabrication permet de réduire le coût des caloducs polymériques et d'éliminer l'utilisation du tube de remplissage. Le caloduc polymérique fabriqué présente une conductivité thermique effective de 833 W/m·K. Cette valeur se situe dans la plage des conductivités thermiques des caloducs polymériques rapportées dans la littérature, qui varie entre 100 et 1000 W/m·K. Nous avons également adapté un modèle théorique qui associe le comportement fluidique au comportement thermique des caloducs. La validation expérimentale de cette étude permet de fournir des lignes directrices pour définir des stratégies d'amélioration et d'optimisation des caloducs polymériques en fonction de la géométrie et du matériau utilisé lors de la fabrication.

Mots clés : caloduc, polymère, fabrication, pompage capillaire, résistance thermique, gestion thermique.

“Tout ce qui est sur cette terre va disparaître. Seule subsistera Wajh ton Seigneur, plein de majesté et de noblesse.”

Sourat Al Rahman, Versets 26-27

À toi mon petit frère, pour avoir commencé ce chemin avec moi. Je le finis en ta mémoire.

REMERCIEMENTS

Cette page à elle seule représente la consécration de tout un parcours. Un chemin que j'ai emprunté et qui m'a fait grandir et évoluer non seulement techniquement et scientifiquement, mais également humainement. J'ai appris à attaquer de "grands" problèmes en les décortiquant en "petites" questions. J'ai appris à trouver la bonne métrique de comparaison et à me rendre compte que parfois on ne peut se comparer qu'à notre ancien "soi-même" pour identifier nos lacunes et nous améliorer. J'ai appris à repousser mes limites et à réaliser que si on le veut, on le peut. Toutes ces leçons ne s'appliquent pas seulement au doctorat ou à la recherche scientifique, mais également à la vie de tous les jours.

Pour tout cet enrichissement, je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de recherche, Luc Fréchette, pour l'opportunité qu'il m'a offerte, pour avoir eu confiance en la plus jeune et inexpérimentée version de moi-même. Merci Luc, non seulement pour m'avoir guidée sur mon parcours doctoral, mais aussi d'avoir été un mentor à mon écoute tout au long du chemin, d'avoir cru en moi dès le début (même si rien ne portait à y croire !). Merci pour tes conseils et ton soutien durant les moments les plus difficiles. Sous ton aile, j'ai appris à me poser les bonnes questions, à définir la bonne approche pour y répondre et à expérimenter différentes approches, à faire preuve de patience et de persévérance. Merci pour tout Luc.

Je voudrais également remercier tous mes collègues de l'équipe MICROS pour les discussions scientifiques communes très instructives, leurs conseils atypiques qui viennent à bout de tous types de défis ! Ainsi que leur écoute et leur soutien tout au long. Je vous remercie ! Je remercie aussi l'équipe technique du 3IT qui a toujours été présente au laboratoire pour m'épauler, me guider et me soutenir. L'environnement créé dans cet établissement interdisciplinaire et multiculturel a favorisé davantage l'épanouissement de mes travaux.

Enfin, je voudrais remercier ma famille, Oumi et Pa', pour m'avoir encouragée et soutenue tout au long de ce parcours et m'avoir outillée pour entamer cette aventure. Pa' merci de m'avoir montré que dans la vie, il est possible d'explorer au-delà de ce qui nous est initialement donné, que notre ligne de départ ne détermine pas notre portée. Oumi, je te remercie de m'avoir fait comprendre ce qu'est une femme battante, qui ne perd pas son objectif de vue. Tes mots et ta clairvoyance résonneront à jamais à mes oreilles. Je tiens à remercier mes deux sœurs pour leur compréhension et leur soutien (Il me faudrait une autre excuse pour être grincheuse dorénavant ! Vous me connaissez... j'en trouverai une!). Merci à mon petit frère défunt (qui avait tout d'un grand!), à qui je dédie ce travail, lui qui m'a toujours encouragée, qui m'a toujours épaulée, lui qui arrivait à voir toujours le bon partout... tu resteras à jamais une partie de moi. Je voudrais aussi remercier ma deuxième famille, ma maman, mon papa et mes deux sœurs. Je vous remercie de m'avoir appuyée et d'avoir poussé à faire ressortir le meilleur de moi. Je vous remercie d'avoir toujours été une oreille attentive et une épaule solide pour moi. Merci à ma sœur de cœur, Chacha, pour ton soutien indélébile tout au long de ces années. Enfin et surtout merci à toi Fayçal. Merci d'avoir toujours été là, merci d'avoir partagé tous ces fardeaux avec moi tout au long. Tu as été mon repère, ma boussole, mon réconfort... Je te remercie de ta patience et surtout de ta bienveillance, merci... Je vous aime.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE 1	1
INTRODUCTION	1
1.1 GESTION THERMIQUE DES ÉLECTRONIQUES FLEXIBLES	1
1.1.1 <i>Les modes de gestion thermique conventionnelles</i>	2
1.1.2 <i>Les caloducs</i>	3
1.1.3 <i>Les caloducs polymériques</i>	3
1.2 PLAN DE LA THÈSE	4
1.3 CONTRIBUTION DE LA THÈSE	4
CHAPITRE 2	6
MISE EN CONTEXTE	6
2.1 DEFINITION DES APPLICATIONS	6
2.1.1 <i>Domaines d'application des caloducs</i>	6
2.1.2 <i>Les applications des caloducs polymériques</i>	7
2.1.3 <i>Cahier de charge des caloducs polymériques</i>	8
2.2 FONCTIONNEMENT DU CALODUC	9
2.3 LIMITE D'OPERATION DU CALODUC	11
2.3.1 <i>Limite capillaire</i>	11
2.3.2 <i>Limite d'ébullition</i>	11
2.3.3 <i>Limite d'entraînement</i>	12
2.3.4 <i>Limite de viscosité</i>	12
2.3.5 <i>Limite sonique</i>	12
2.3.6 <i>Limite gaz non-condensable</i>	13
2.4 DESIGN DES CALODUCS	13
2.4.1 <i>Modèles fluidiques</i>	13
2.4.2 <i>Modèles thermiques</i>	15
2.4.3 <i>Étude de design</i>	16
2.5 LA FABRICATION DES CALODUCS POLYMERIQUES DANS LA LITTÉRATURE	20
2.5.1 <i>Choix des matériaux</i>	20
2.5.2 <i>Traitement du milieu poreux</i>	21
2.5.3 <i>Assemblage</i>	21
2.5.4 <i>Remplissage</i>	22
2.6 L'APPROCHE PROPOSÉE	24
2.6.1 <i>Design</i>	24
2.6.2 <i>Fabrication</i>	24
2.7 OBJECTIFS DE LA THESE	26
CHAPITRE 3	27
IMPACT OF MICROPILLAR DENSITY DISTRIBUTION ON THE CAPILLARY LIMIT OF HEAT PIPES	27
3.1 AVANT-PROPOS	27
3.2 ABSTRACT	28
3.3 INTRODUCTION	29
3.4 MATERIALS AND METHODS	30
3.4.1 <i>Theoretical model</i>	30

3.4.2	<i>Experimental methods</i>	34
3.5	RESULTS AND DISCUSSION.....	35
3.5.1	<i>Design</i>	35
3.5.2	<i>Experimental result</i>	40
3.6	CONCLUSION.....	41
3.7	ACKNOWLEDGEMENTS.....	42
CHAPITRE 4	43
THERMAL PERFORMANCES INVESTIGATION OF A ONE-STEP ASSEMBLED POLYMERIC THERMAL GROUND PLANE (TGP)		
43		
4.1	AVANT-PROPOS.....	43
4.2	ABSTRACT.....	44
4.3	INTRODUCTION.....	45
4.4	TGP DESIGN AND FABRICATION CONSIDERATIONS	48
4.4.1	<i>Geometry and materials choice</i>	49
4.4.2	<i>Fabrication process</i>	49
4.5	METHODS AND EXPERIMENT	54
4.5.1	<i>Experimental setup</i>	54
4.5.2	<i>TGP Thermal performance</i>	56
4.6	DISCUSSION	59
4.7	CONCLUSION.....	60
4.8	ACKNOWLEDGEMENTS.....	61
CHAPITRE 5	62
STRATEGIES FOR THERMAL PERFORMANCE IMPROVEMENTS OF POLYMERIC THERMAL GROUND PLANES (TGP) 62		
5.1	AVANT-PROPOS.....	62
5.2	ABSTRACT.....	63
5.3	INTRODUCTION.....	64
5.4	TGP DESIGN CONSIDERATION	67
5.4.1	<i>Geometry and material choice</i>	67
5.4.2	<i>Thermal resistance model</i>	69
5.4.3	<i>Hydrodynamic model</i>	71
5.4.4	<i>Evaluation of the coupled thermal-hydrodynamic vapor core model</i>	76
5.5	METHODS AND EXPERIMENT	79
5.5.1	<i>Fabrication Process Flow</i>	79
5.5.2	<i>Experimental setup</i>	80
5.5.3	<i>TGP vapor thermal resistance</i>	82
5.6	DISCUSSION	84
5.7	CONCLUSION.....	87
5.8	ACKNOWLEDGEMENTS.....	88
CHAPITRE 6	89
CONCLUSION.....		
89		
6.1	SYNTHÈSE.....	89
6.2	RÉSUMÉ DE LA CONTRIBUTION	90
6.3	LEÇONS APPRISSES	92
6.4	CONTINUITÉ DES TRAVAUX.....	93
6.5	PERSPECTIVES.....	93

LISTE DES RÉFÉRENCES.....	95
ANNEXE A	104
A NOVEL ONE-STEP PROCESS TO FABRICATE POLYMERIC THERMAL GROUND PLANES	104
A.1. AVANT-PROPOS	104
A.2. ABSTRACT	105
A.3. INTRODUCTION	106
A.4. DESIGN AND FABRICATION APPROACH	107
A.4.1 <i>Design</i>	107
A.4.2 <i>Fabrication Process Flow</i>	107
A.4.3 <i>Hydrophilisation of copper foam by oxidation</i>	108
A.4.4 <i>Filling with vacuum</i>	109
A.4.5 <i>Perimeter sealing</i>	110
A.6. FABRICATION PROCESS CHARACTERIZATION	111
A.6.1 <i>Foam Hydrophilicity</i>	111
A.6.2 <i>Joint Hermiticity</i>	113
A.7. POLYMER TGP THERMAL CHARACTERISATION	113
A.7.1 <i>Thermal Characterisation Method</i>	113
A.7.2 <i>Thermal Characterisation Results</i>	114
A.8. CONCLUSION	116
A.9. ACKNOWLEDGEMENTS	116
ANNEXE B	117
ALL POLYMER THERMAL GROUND PLANES WITH STABLE HYDROPHILIZED WICK.....	117
B.1. AVANT-PROPOS	117
B.2. ABSTRACT	118
B.3. INTRODUCTION	119
B.4. FABRICATION METHODS AND PROCESS.....	120
B.4.1 <i>Polymer hydrophilizing treatment</i>	120
B.4.2 <i>Wick Design and fabrication</i>	122
B.4.3 <i>Polymeric TGP fabrication</i>	123
B.5. CHARACTERIZATION	124
B.5.1 <i>Contact angle measurement</i>	124
B.5.2 <i>Polymeric TGP characterization</i>	126
B.5.3 <i>Polymeric TGP performance</i>	127
B.6. CONCLUSION	128
ANNEXE C.....	129
DÉTAILS DE CALCUL	129
C.1. DÉTAIL DU CALCUL DE LA LIMITE CAPILLAIRE EN FONCTION DE DIFFÉRENTS MILIEUX POREUX	129
C.2. DÉTAIL DU CALCUL DE LA MÉTRIQUE PERFORMANCE PAR COÛT ET POIDS.	129

LISTE DES FIGURES

Fig. 2.1. Domaine d'application des caloducs, inspiré de [39], [40].	6
Fig. 2.2. Flux de chaleur et dimensions de différentes applications en électronique	8
Fig. 2.3. Fonctionnement et circuit de résistance des caloducs	10
Fig. 2.4. Différents types de milieux poreux dans les applications de caloducs. (a) Poudre [58] (b) Mèche [64] (c) Piliers [65].	14
Fig. 2.5. Exemples de milieux poreux hybrides avec variation de : (a) porosités transversales [71] (b) porosités longitudinales [68].	14
Fig. 2.6. Limites d'opération pour différentes dimensions de caloducs, une largeur de 18 cm, une longueur effective (du milieu évaporateur au milieu condenseur) de 5 cm à 30 cm et épaisseur du corps vapeur et milieu poreux allant de 250 μm à 2 mm).	16
Fig. 2.7. Limite capillaire calculée pour différents types de poreux. Le caloduc mesure 18 cm de large et 26 cm de long, avec une épaisseur de corps vapeur et milieu poreux de 500 μm .	17
Fig. 2.8. Impact d'une hauteur de 10 cm sur la limite capillaire pour différents types de milieux poreux. Le caloduc mesure 18 cm de large et 26 cm de long, avec une épaisseur de corps vapeur et liquide de 500 μm . L'évaporateur fait 20 cm de long et le condenseur 5 cm.	18
Fig. 2.9. Nombre du mérite pour différents fluides en fonction de la température.	19
Fig. 2.10. Traitement d'hydrophilisation de mèche d'acier inoxydable [77] (a) avant traitement, (b) après traitement.	21
Fig. 2.11. Procédé de fabrication/assemblage des caloducs polymériques dans la littérature.	22
Fig. 2.12. Matériaux proposés pour (a) la coquille, (b) le milieu poreux, (c) la structure mécanique dans le corps vapeur lors de la fabrication des caloducs.	25
Fig. 2.13. Procédé de fabrication/assemblage suggéré.	25
Fig. 3.1. The heat pipe configuration.	30
Fig. 3.2. 3D printed pillar wick arrays observed under the SEM microscope. (a) Sample1 constant spacing 50 μm . (b) Sample 2 constant spacing 160 μm . (c) Sample 3 gradient spacing.	35
Fig. 3.3. 'Rate of rise' measurement set-up.	35
Fig. 3.4. Liquid and vapor pressure distribution along the heat pipe for sample 1 wick geometry, 12.5 W heat transferred and 40°C operating temperature.	36
Fig. 3.5. Capillarity pressure and pressure loss evolution with pillar spacing.	36
Fig. 3.6. Liquid, vapor and total pressure loss evolution function of pillar height, for constant heat pipe thickness.	37
Fig. 3.7. Maximum heat transfer without reaching the capillary limit function of the spacing and optimal pillar height.	38
Fig. 3.8. Optimal geometrical parameters for pillar wick arrays that maximize heat transfer.	38
Fig. 3.9. Total pressure loss at the maximum heat transferred for sample 1, compared to pressure loss generated by sample 3.	39
Fig. 3.10. Maximum pressure difference at the maximum heat transfer, for the tailored wick array (sample 3).	40
Fig. 3.11. 'Rate of rise' height measurement.	41
Fig. 3.12. Velocity evolution function of height for sample 1 and 3.	41
Fig. 4.1. The shell, the vapor core and the wick materials used to fabricate the polymeric TGP.	47
Fig. 4.2. Polymeric TGP fabrication process flow (a) in the literature (b) in the present work.	48

Fig. 4.3. Scanning electron microscopy of chemically treated copper foam.	50
Fig. 4.4. Scanning electron microscopy image of thermally treated copper foam.	51
Fig. 4.5. Impact of time on the chemical and thermal hydrophilization treatment demonstrating the stability of the former for samples kept in water.	51
Fig. 4.6. Exploded view of the one-step assembly process with in-situ filling and sealing.	52
Fig. 4.7. Working fluid evaporation rate during vacuum, illustrating a steeper evaporation slope than the sublimation.	53
Fig. 4.8. Scanning electron microscopy image of the hot pressed joint cross section for (a) aluminum-laminated foil, (b) HDPE.	53
Fig. 4.9. SEM image of the fabricated TGP with an HDPE shell, a coarse mesh vapor core and a copper foam wick.	55
Fig. 4.10. Thermal characterization set-up for TGPs.	55
Fig. 4.11. Impact of the filling ratio on the TGP thermal resistance at a constant heat flux of 0.4 W/cm ²	56
Fig. 4.12. The temperature profile over time for the aluminum-laminated TGP as the input power is increased.	57
Fig. 4.13. The thermal resistance for HDPE and aluminum-laminated HDPE at different collected powers (condenser heat load).	58
Fig. 4.14. Impact of the type of meshes in the vapor core on the thermal resistance of the fabricated aluminum-laminated TGP.	58
Fig. 4.15. The thermal resistance for HDPE and aluminum-laminated TGP at a constant injected heat flux of 0.4 W/cm ² over time.	59
Fig. 4.16. Thermal conductivity over the dollar weight of the fabricated polymeric TGPs in the literature and the present work.	60
Fig. 5.1. Shell, porous media and mechanical structure in the vapor core materials to fabricate polymeric TGP.	68
Fig. 5.2. Thermal resistance circuit for TGPs.	70
Fig. 5.3. Vapor and liquid pressure drop distribution along the TGP for different types of mechanical structure in the vapor core, for the same power and thicknesses.	73
Fig. 5.4. Vapor and liquid pressure drop evolution in function of the vapor over liquid core thickness ratio, for constant total TGP thickness of 3 mm and a vapor core filled with coarse mesh.	73
Fig. 5.5. Capillary limit function of the type and thickness of the vapor core for (a) fixed total thickness, (b) fixed liquid core thickness (1mm). Operating temperature of 50°C.	75
Fig. 5.6. Vapor thermal resistance slope for coarse mesh along the TGP for a vapor core thickness of 2 mm and a transmitted heat rate of 7 W.	77
Fig. 5.7. Vapor thermal resistance for different types of mechanical structures in the vapor core (vapor core thickness of 2 mm and a transmitted heat rate of 7 W).	77
Fig. 5.8. Theoretical effective and vapor thermal resistance for the TPG with (a) pillar wick structure, (b) coarse mesh in the vapor core.	78
Fig. 5.9. Polymeric TGP fabrication process flow with a single filling and assembly step.	80
Fig. 5.10. Thermal characterization set-up for TGPs.	81
Fig. 5.11. Temperature profile along the TGP with a thickness of 2 mm of vapor core (coarse mesh). (a) Bottom, (b) Top. (measurement uncertainty is ±0.5°C).	82
Fig. 5.12. Experimental effective and vapor thermal resistance for the polymer TPG.	83
Fig. 5.13. Theoretical and experimental vapor thermal resistance of the TGP.	84

Fig. 5.14. Maximum capillary, vapor and wick transferred heat load as a function of the vapor core thickness (fixed total thickness of 3mm).	85
Fig. 5.15. The impact of porosity on the wick thermal resistance and capillary transport limitation.....	86
Fig. 6.1. Flux de chaleur et résistance thermique de différents caloducs (les travaux de cette thèse sont en vert).	90
Fig. 6.2. Comparaison entre les différents caloducs en conductivité thermique par coût et masse des matériaux (les travaux de cette thèse sont en vert).....	92
Fig. A.1. Schematic representation of the TGP	107
Fig. A.2. Polymeric TGP fabrication process flow with single filling and assembly step.....	108
Fig. A.3. SEM images of the copper foam: (a) before and (b) after the oxidation treatment	108
Fig. A.4. Process flow to determine the impact of vacuum on the water quantity.....	109
Fig. A.5. Pressure evolution inside the vacuum chamber over time	109
Fig. A.6. Water weight loss during vacuum.....	110
Fig. A.7. SEM images of the bonded polymer joint (cross-section), showing: (a) a good joint. (b) a bad joint	111
Fig. A.8. Rate of rise measurement set-up.....	112
Fig. A.9. Helium leak test for the bonding joint	113
Fig. A.10. Thermal characterization set-up for the TGPs	114
Fig. A.11. The measured temperature profile along the TGP in the evaporator and condenser part. (a) not functional TGP, (b) functional TGP.....	115
Fig. B.1 SEM of the 3D printed pillars structure.....	122
Fig. B.2. The impact of the contact angle on the capillary limit demonstrating a 60% decrease for a contact angle variation from 20° to 70°.....	123
Fig. B.3. The shell, vapor core and wick material used to fabricate all polymer TGP.....	124
Fig. B.4. Polymeric TGP one-step assembly process flow with in-situ filling and bonding.....	124
Fig. B.5. Contact angle measurement of 70° on HDPE sheet before treatment.	125
Fig. B.6. Contact angle measurement of each DoE recipes on HDPE sheets, with recipe 16 having the smallest contact angle.....	125
Fig. B.7. Contact angle evolution over time illustrating stability in water but degradation in air environment on HDPE sheet surface.	126
Fig. B.8. Contact angle on (a) HDPE, (b) ABS sheet showing super hydrophilicity on different polymers.	126
Fig. B.9. The TGP characterization test set-up.	127
Fig. B.10. Thermal resistance circuit for all polymer fabricated TGP.....	128

LISTE DES TABLEAUX

Tab. 2.1. Cahier de charges des caloducs polymériques.....	9
Tab. 2.2. Les caloducs polymériques dans la littérature	23
Tab. 3.1. Mass conservation equations along heat pipe	31
Tab. 3.2. Liquid pressure distribution equations along heat pipe	32
Tab. 3.3. Vapor pressure distribution equations along heat pipe	33
Tab. 3.4. Boundary conditions for constant calculation	33
Tab. 3.5. Pillar sample dimensions.....	34
Tab. 4.1. The number of fabrication steps, the materials used to make polymeric TGP and its thickness in the literature.	46
Tab. 4.2. Properties of materials used to fabricate the polymeric TGP.....	48
Tab. 5.1 Polymeric TGP literature review.	67
Tab. 5.2 Shell, porous media and mechanical structure in the vapor core materials properties.....	66
Tab. 6.1. Dimensions, flux de chaleur maximale transporté et resistance thermique des caloducs dans la littérature.	91
Tab. A.1. Properties of the nylon mesh and copper foam	107
Tab. A.2. Oxidized copper foam properties	112
Tab. A.3. DoE for the Hydrophilization treatment.	121
Tab. C.1. Propriétés des milieux poreux étudiés.....	129
Tab. C.2. Prix des matériaux bruts [98] (sauf pour le HDPE et le nylon qui proviennent du site McMaster.	130
Tab. C.3. Résumé du calcul effectué pour l'estimation du volume et de la masse des différents composants de chaque caloduc présenté dans cette étude, ainsi que du flux, du taux de chaleur et de la résistance thermique correspondants.	131

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Gestion thermique des électroniques flexibles

Les recherches se tournent de plus en plus vers les électroniques flexibles depuis la première cellule solaire sur silicium aminci en 1960 [1]. Le nombre de publications et l'intérêt pour le sujet ne cesse d'augmenter lors des 20 dernières années [2]. La principale raison pour cet intérêt est l'adaptation de ces électroniques dans des applications à géométrie complexes. On les retrouve notamment dans des domaines tel que le photovoltaïque, la biomécanique ou le stockage de l'énergie. Parmi ces applications, on cite les lampes DEL à large surface [3], les capteurs flexibles pour monitorer le taux de sucre dans le sang [4], ou encore les batteries lithium constituées d'un empilement de cellules sur une large surface [5]. Ces électroniques flexibles ouvrent donc la porte à de nouveaux facteurs de forme dans le but de s'adapter à des systèmes complexes, flexibles, minces et économique.

Un certain degré de flexibilité de ces électroniques peut être atteint en utilisant des matériaux relativement fins tels que du silicium, du graphène ou de la céramique. Bien que ces matériaux soient thermiquement conducteurs, ils ne sont pas suffisamment élastiques. Les chercheurs se sont alors intéressés aux polymères qui sont très flexibles grâce à leur faible module de Young [6]. Le polymère est également un matériau léger et économique. Cependant, sa structure amorphe, ses défauts et ses impuretés font que la conductivité thermique du polymère est très faible. Une première approche pour augmenter cette conductivité consiste à doper le polymère de particules conductrices [7,8]. Néanmoins, l'impact de ces additifs sur la conductivité thermique du matériau dopé dépend grandement de leur position et arrangement. D'autres études ont démontré qu'il est possible d'augmenter la conductivité thermique jusqu'à 100 fois en étirant et en réorganisant les chaînes de polymères [9-11]. Conséquemment, certains dispositifs émergeant sont faits à partir de polymères traités [12,13] en raison de la flexibilité, du faible coût et de la légèreté du polymère.

Lorsque tout type d'appareil électronique est utilisé, une densité de puissance est générée, et cette dernière s'intensifie avec une utilisation intensive. Cette augmentation de la densité de puissance entraîne une production accrue de chaleur, ce qui peut perturber le bon fonctionnement des appareils en faisant augmenter leur température d'opération [14]. Ainsi, il est crucial d'améliorer la conductivité thermique de ces appareils électroniques flexibles et de choisir un mode de gestion thermique adéquat afin de prévenir tout risque de surchauffe lors de leur utilisation.

Dans le contexte des microprocesseurs et d'autres puces, on utilise généralement le refroidissement par air avec des dissipateurs de chaleur pour augmenter la surface d'échange thermique. Cependant, dans d'autres applications comme les batteries, où la chaleur est déjà répartie sur une grande surface, le défi réside dans l'extraction de cette chaleur. Même si chaque cellule génère une faible quantité de chaleur, lorsque ces cellules sont assemblées de manière compacte en modules, l'extraction de chaleur devient complexe. L'objectif est donc de collecter efficacement cette chaleur distribuée et de la transporter vers un emplacement où elle peut être dissipée dans le but de faciliter le refroidissement. Il est à noter que les formes des modules peuvent varier et ne sont pas toujours planes et rectilignes, notamment dans le cas de cellules cylindriques. Dans de telles situations, l'utilisation d'un échangeur de chaleur adapté aux formes des cellules permettrait d'extraire efficacement la chaleur.

1.1.1 Les modes de gestion thermique conventionnelles

Les approches de gestion thermique décrites dans la littérature peuvent être regroupées en deux catégories : les solutions passives et actives. Il est également possible de combiner ces deux approches.

- ***Les modes de gestion thermique passifs***

Un mode de gestion passif ne requiert aucun équipement auxiliaire pour son fonctionnement. Ce sont des solutions où on se réfère à de la conduction, de la convection naturelle ou au changement de phase pour transporter et dissiper la chaleur. Avec ces modes, nous sommes délimités par les conditions environnementales, les propriétés des matériaux et de la géométrie des composants. Ainsi, des chercheurs ont étudié l'impact de la température ambiante sur les performances des batteries lithium [15]. D'autres ont étudié l'impact des matériaux [16] et de la géométrie [17] des dissipateurs de chaleur sur leurs performances. Les dissipateurs de chaleur, restent la solution de gestion thermique la plus utilisée en raison de leur facilité d'implémentation et d'adaptation. Pour des applications flexibles, un dissipateur de chaleur en Polydiméthylsiloxane (PDMS) dopé avec des nanoparticules de cuivre ou de carbone est suggéré [18].

L'autre mode passif de gestion thermique est le changement de phase. Pour les applications de batteries, nous trouvons majoritairement les matériaux à changement de phase solide-liquide (MCPs). Cette solution présente une capacité thermique conséquente, lui permettant ainsi de stocker une quantité significative de chaleur [19]. Cependant, l'électronique doit être enveloppé dans le MPC, le tout à l'intérieur d'une enceinte, générant ainsi des contraintes géométriques. L'autre alternative de changement de phase est l'échangeur de chaleur caloduc. Le caloduc opère un changement de phase liquide-vapeur du fluide caloporteur présent à l'intérieur d'une enceinte hermétique. Des études expérimentales ont démontré l'efficacité des caloduc à uniformiser et baisser la température sur la surface des batteries lithium-ion [20,21].

- **Les modes de gestion thermiques actifs**

Les modes de gestion thermiques actifs utilisent le refroidissement par circulation forcée du fluide grâce à des auxiliaires tels que des pompes ou des ventilateurs. Ainsi, ces solutions sollicitent la convection forcée du liquide ou de l'air. Un bon mode de gestion thermique actif nécessite un dimensionnement adéquat des canaux de circulation du fluide dans la zone d'échange de chaleur. L'étude de l'impact de la géométrie des canaux [22], leur nombre [23], et la direction de l'écoulement du fluide [24] sur la distribution de température du dispositif sont investigués. On relève que le refroidissement liquide est plus performant que le refroidissement à l'air [25].

Les modes de gestion thermiques actifs permettent de dissiper et de transporter beaucoup plus de chaleur que les modes de gestion passifs [26]. Cela est due au coefficient convectif qui est plus élevé pour la convection forcée comparé à la convection naturelle. Cependant, les modes de gestion thermiques actifs requièrent des composants auxiliaires qui ne sont pas adéquats pour des applications compactes et à faible coût.

1.1.2 Les caloducs

On introduit les caloducs (ou *heat pipe*) comme une solution en gestion thermique efficace et compacte. Ces échangeurs de chaleur passifs et bi phasiques, transportent la chaleur par changement de phase liquide à vapeur (puis vapeur à liquide). L'enceinte du caloduc maintient un environnement saturé où le liquide s'évapore et transporte la chaleur par la circulation de la vapeur [27].

On trouve les caloducs sous différentes appellations dans la littérature, tels que caloduc rond, plat ou chambre à vapeur. Le principe de fonctionnement reste le même, cependant, la géométrie et la disposition de la source chaude et froide diffèrent. Les caloducs sont majoritairement faits de cuivre [28-30] ou d'aluminium [31,32]. On trouve également des caloducs en silicium [33,34], en céramique [35] et même en polymère [36-38].

1.1.3 Les caloducs polymériques

Les applications flexibles et à large surface sont généralement caractérisées par des flux de chaleur relativement faibles (par rapport aux microprocesseurs). Cela ouvre la possibilité d'explorer l'utilisation de matériaux moins conducteurs pour la paroi du caloduc. En effet, grâce à la répartition de la chaleur sur une large surface, il devient envisageable de tolérer une résistance thermique plus élevée en termes d'épaisseur. De plus, les caloducs métalliques conventionnelles deviennent limitants en raison de la rigidité, du poids et du coût des métaux, pour ces applications flexibles, et à large surface. Par conséquent, les caloducs polymériques sont introduits comme l'alternative en gestion thermique pour ces applications. Les caloducs polymériques jouissent d'une grande conductivité thermique due au changement de phase, combinée à la flexibilité, la légèreté et le faible coût des polymères.

Plusieurs travaux ont été élaborés jusque-là pour fabriquer ces caloducs polymériques. Cependant le défi majeur reste la complexité du procédé de fabrication qui englobe plusieurs étapes. La thèse s'inscrit dans le cadre des caloducs polymériques. Notre objectif est de proposer un caloduc polymérique à moindre coût fabriqué en le moins d'étapes possible pour la gestion thermique d'applications flexibles, à large surface et à faible flux de chaleur.

1.2 Plan de la thèse

Cette thèse est décrite par des articles. Elle comporte un article de conférence et deux articles de journaux, une introduction et une mise en contexte pour situer le projet de recherche et élaborer les objectifs de la thèse.

Dans la mise en contexte nous décrivons le domaine des applications visées, puis nous détaillons le fonctionnement des caloducs ainsi que leurs limites d'opération. Nous introduisons par la suite les différents travaux effectués jusque lors sur les caloducs polymériques en identifiant les problématiques rencontrées et les défis à soulever. Nous allons ensuite décrire notre approche et quelques alternatives pour contourner ces défis. Enfin, nous définissons les objectifs du projet.

Le troisième chapitre sous format d'un article de conférence (publié), décrit le modèle théorique 1D pour prédire les performances fluidiques du caloduc. Nous introduisons l'importance d'une distribution de densité dans les milieux poreux pour des applications à large surface. Ce modèle sera notre support pour le choix de conception des caloducs fabriqués.

Le quatrième chapitre sous format d'un article de journal (soumis), définit le procédé de fabrication des caloducs polymériques en une étape seulement. Nous décrivons les défis de fabrication rencontrés et notre approche pour les contourner. Finalement, nous présenterons des caractérisations thermiques poussées du caloduc fabriqué avec une seule étape de remplissage et de scellage

Le cinquième chapitre sous format d'un article de journal (soumis), traite des stratégies d'optimisation des performances des caloducs polymériques. Nous développons un modèle fluide-thermique pour définir l'impact des différents composants du caloduc sur ses performances. Nous élaborons alors une conception qui maximise le pompage capillaire et minimise la résistance thermique. Nous validons par la suite notre modèle fluidique-thermique avec les résultats expérimentaux. Finalement, nous définissons les limites d'amélioration des caloducs fabriqués et proposons des stratégies d'optimisation future dans le chapitre 6.

1.3 Contribution de la thèse

La contribution originale de la thèse est l'élaboration d'un procédé de fabrication pour les caloducs polymériques en un minimum d'étapes possible, dans le but de proposer une solution

en gestion thermique efficace, à moindre coût et légère. D'autres contributions s'insèrent dans le cadre du projet :

Modélisation et conception

- Définir un design pour maximiser la limite capillaire dans les caloducs à large surface d'évaporation.
- Définir le compromis entre la puissance maximale de pompage et la résistance thermique minimale pour le design des caloducs.

Fabrication

- Définir un procédé de fabrication des caloducs polymériques en une seule étape d'assemblage.
- Démonstration expérimentale de la viabilité de ce nouveau procédé.

CHAPITRE 2

MISE EN CONTEXTE

2.1 Définition des applications

2.1.1 Domaines d'application des caloducs

Les caloducs sont de plus en plus utilisés comme solution de gestion thermique avec une production mondiale d'environ 10 millions de dispositifs par mois [39,40]. Ces échangeurs de chaleur passifs et biphasiques peuvent atteindre de façon effective jusqu'à 100 fois la conductivité thermique du cuivre. Les caloducs se distinguent non seulement par leur grande conductivité thermique, mais également par leur compacité. Leur dimension réduite en fait des dispositifs compacts, et leur fonctionnement passif ne requiert aucun auxiliaire externe. On retrouve les caloducs dans différents domaines tels que le domaine de l'automobile, les technologies portables ou le domaine spatial comme représenté sur la Figure 2.1.

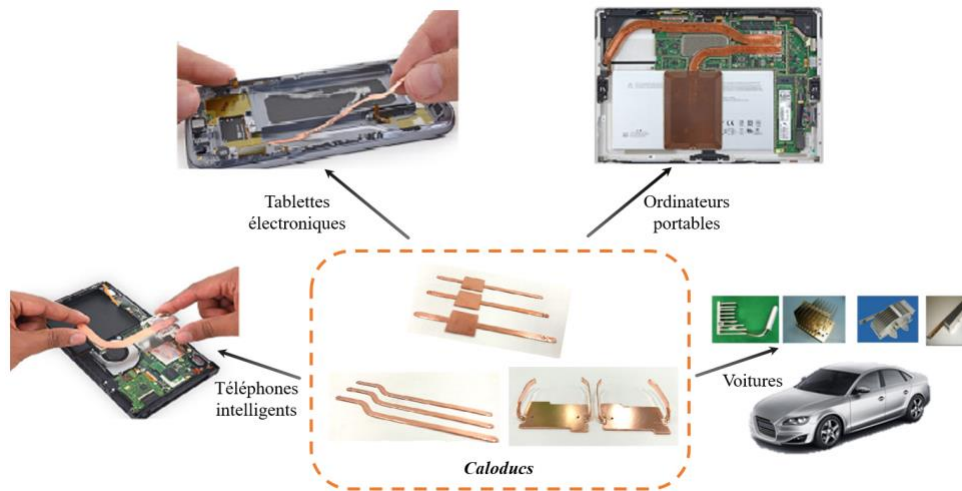


Fig. 2.1. Domaine d'application des caloducs, inspiré de [39,40].

Des caloducs de cuivre de 6 mm de diamètre pouvant dissiper jusqu'à 35 W de puissance sont utilisés avec des batteries de tablettes électroniques [41]. Les chambres à vapeur en cuivre de 20 mm de largeur, utilisées pour les batteries de téléphones portables, adoptent le même principe de transfert thermique par changement de phase liquide-vapeur que les caloducs, mais se distinguent par la position de la source chaude et froide. Elles sont capables de transporter jusqu'à 40 W de puissance [42]. Ces chambres à vapeur en cuivre de 0.4 mm d'épaisseur maintiennent une température moyenne plus basse pour les batteries lithium que les feuilles de graphite,

réduisant la température moyenne de ces batteries de 9°C [43]. On utilise également les caloducs de cuivre de 8 mm de largeur pour la gestion thermique des lampes DEL, des batteries lithium, et de différents composants électroniques dans les voitures [44]. Ces caloducs doivent dissiper jusqu'à 1.4 kW de puissance, et sont souvent couplés avec un autre mode de gestion thermique tel qu'un dissipateur de chaleur ou un ventilateur. Les caloducs sont également utilisés dans le domaine spatial, où le seul mode de transfert thermique est le rayonnement. Un caloduc métallique testé dans l'espace dissipe jusqu'à 10 W de puissance [45,46]. Par conséquent, les caloducs sont un mode de gestion thermique efficace et compact adapté pour différents domaines d'application.

2.1.2 Les applications des caloducs polymériques

Le flux de chaleur et les dimensions de différentes applications en électronique sont représentés sur la Fig. 2.2. On retrouve différents types de capteurs optique, de température [47] ou de pression [48] qui génèrent des milliwatts de puissance. Les dimensions de ces dispositifs varie de quelques millimètres à des centimètres. Un autre exemple serait les panneaux DEL qui peuvent avoir jusqu'à 1 m² de surface avec une génération de puissance d'une centaine de watts [49]. On cite également les modules de batteries qui sont caractérisées par une large surface (~100 cm²) et des taux de chaleur modérés d'une dizaine de watts [50,51]. Aussi, on note les grands flux de chaleur des microprocesseurs allant jusqu'à 100 W/cm² pour des configurations compactes [52].

Malgré l'utilisation répandue des caloducs métalliques conventionnels, en particulier pour les microprocesseurs, leur adaptation dans certaines applications de grande dimension, telles que les modules de batteries lithium des véhicules électriques, demeure limitée. Dans de telles applications, où les dimensions en longueur et en largeur peuvent dépasser les 20 cm, l'utilisation de caloducs métalliques d'une largeur de seulement 6 mm devient moins avantageuse. L'assemblage de multiples caloducs métalliques pour couvrir une grande surface peut entraîner des contraintes d'assemblage et réduire les performances de la solution de gestion thermique. De plus, le caloduc métallique présente des contraintes en termes de coût, de poids et de rigidité, en raison de son prix élevé, de sa complexité d'assemblage et de sa densité. Par ailleurs, l'utilisation de caloducs métalliques entraîne un surdimensionnement de la gestion thermique pour des applications à faible flux de chaleur.

C'est pourquoi l'utilisation de caloducs polymériques se révèle plus appropriée pour les applications à grande surface, flexibles et à faible flux de chaleur. Les caloducs polymériques combinent des performances thermiques jusqu'à deux fois supérieures à celles du cuivre (environ 800 W/m.K [53]) avec la flexibilité et la légèreté des polymères. Ainsi, les caloducs polymériques sont capables de répondre aux exigences spécifiques de ces applications flexibles à grande surface et à faible flux, offrant une gestion thermique efficace tout en évitant les contraintes associées à l'utilisation de caloducs métalliques.

On voit alors l'opportunité d'utiliser les caloducs polymériques dans des applications flexibles à faible flux de chaleurs (10^{-3} W/cm^2), telles que les lampes DEL ou certains types de capteur. Le caloduc polymérique peut être également suggéré comme solution en gestion thermique pour des dispositifs à large surface tel que les modules de batteries lithium. En effet, ces applications présentent des flux de chaleur modérés (de l'ordre de 10^{-1} W/cm^2), pour lesquels la faible conductivité thermique de la coquille en polymère du caloduc n'est pas une limitation majeure. Ainsi, le caloduc polymérique se révèle particulièrement adapté à ces scénarios, offrant une performance thermique suffisante tout en offrant la flexibilité nécessaire pour s'adapter à des formes et des configurations variées.

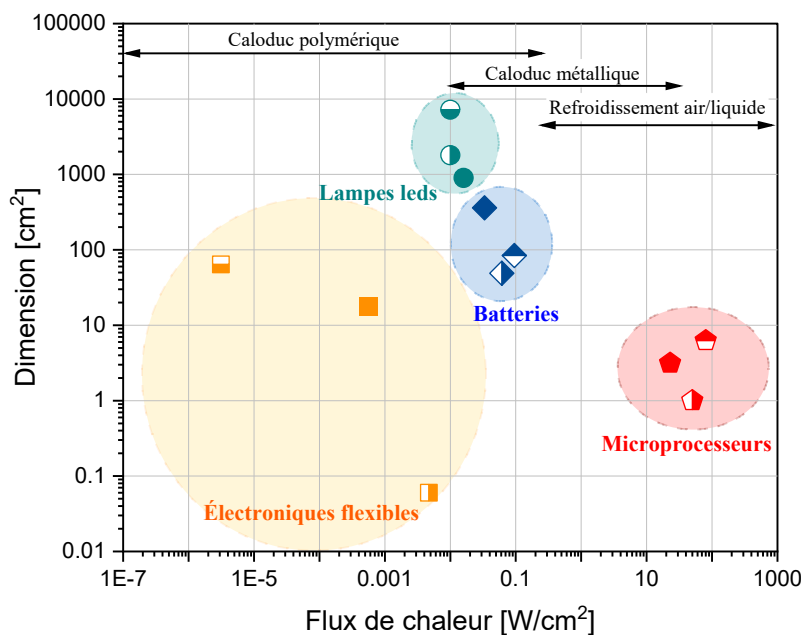


Fig. 2.2. Flux de chaleur et dimensions de différentes applications en électronique.

2.1.3 Cahier de charge des caloducs polymériques

Notre objectif est d'introduire le caloduc polymérique comme mode de gestion thermique pour des applications flexibles, à faible flux de chaleur et à large surface. Afin de fabriquer cet échangeur de chaleur un certain nombre de requis doivent être pris en compte lors de sa conception. Le Tab. 2.1 définit le cahier de charge et donc les critères qu'il faudra respecter dans le but de proposer une solution flexible, efficace et à faible coût.

Afin de répondre aux requis de flexibilité, de densité et de coût, il est essentiel de fabriquer le caloduc polymérique principalement à partir de polymères. Cependant, le polymère n'est pas hermétique, ce qui compromet le maintien du vide nécessaire au bon fonctionnement du caloduc. Par conséquent, il est nécessaire d'utiliser une couche de matériau dense pour assurer l'étanchéité du caloduc. L'épaisseur de cette couche doit être fine pour maintenir la flexibilité et

la compacité de l'échangeur de chaleur. Ainsi, en prenant en compte le produit du moment quadratique et du module de Young des matériaux utilisés, il est possible de concilier flexibilité et étanchéité du caloduc polymérique. Aussi, la masse par unité de surface totale du caloduc ne doit pas générer de contraintes de poids, et pour cela, la masse d'une puce de microprocesseur est utilisée comme référence en raison de son utilisation répandue. De plus, le caloduc polymérique doit être capable de transporter la chaleur sur de longues distances avec une résistance thermique minimale. Par exemple, Les cellules d'une batteries Li-Ion dans le domaine automobile s'empile sur des distances atteignant jusqu'à 20 cm. Il est donc nécessaire que le caloduc couvre l'ensemble de cette surface pour assurer un refroidissement adéquat du module de batterie. Enfin, pour réduire les coûts de la solution de gestion thermique proposée, il est essentiel que le procédé de fabrication et d'assemblage du caloduc comporte un nombre minimal d'étapes et utilise des matériaux économiques de sorte que le prix par unité de masse du caloduc polymérique reste inférieur à celui du caloduc métallique communément utilisé sur le marché actuel.

Tab. 2.1. Cahier de charges des caloducs polymériques

Fonctions	Critères	Niveaux
S'adapter aux applications	Flexibilité	Module de young $\sim 2\text{Gpa}$
		Moment quadratique $< 0.1\text{mm}^4$
	Compacité	Épaisseur $< 3\text{mm}$
Transporter un maximum de puissance	Légèreté	Masse/surface $< 1\text{ g/cm}^2$
	Distance de transport	20 cm
	Pompage capillaire	Flux de chaleur $\sim 0.1\text{ W/cm}^2$
Uniformiser le profil de température sur les dispositifs	Résistance thermique	$R_{th} < 5^\circ\text{C/W}$
Maintenir ses performances thermiques	Herméticité	Taux de transmission $< 1 \cdot 10^{-3}\text{ g/m}^2\text{ jour}$
	Compatibilité des matériaux	Pas de Gaz non condensable ou corrosion
Réduire le coût	Prix des matériaux	$< 4\$/\text{kg}$
	Procédé de fabrication/assemblage	Minimum d'étapes

2.2 Fonctionnement du caloduc

Le caloduc est un échangeur de chaleur passif, bi phasique qui permet de transporter la chaleur d'un point à un autre par changement de phase, et déplacement de vapeur. Cet échangeur est

composé d'une coquille pour assurer l'herméticité du caloduc, d'un milieu poreux permettant le pompage passif et d'un espace pour la circulation de la vapeur, (corps vapeur).

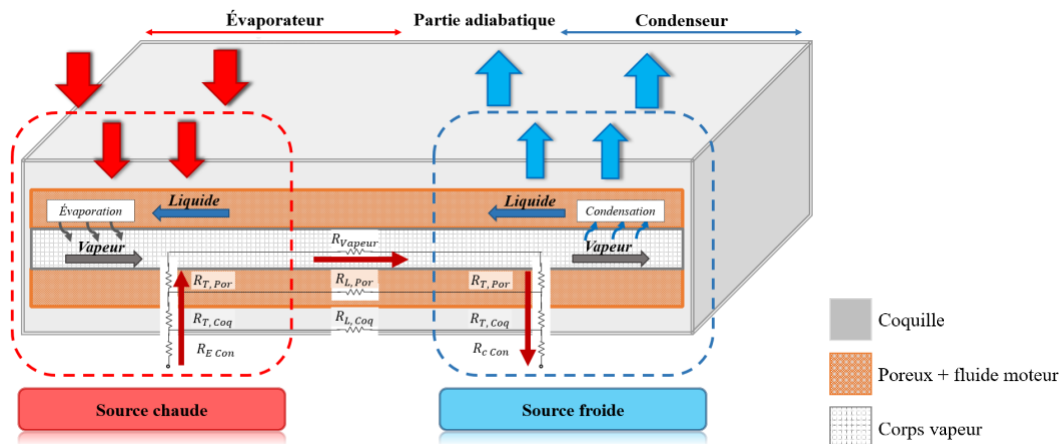


Fig. 2.3. Fonctionnement et circuit de résistance des caloducs

Comme décrit sur la Fig. 2.3, les parties du caloduc qui sont en contact avec la source chaude et froide sont appelées respectivement évaporateur et condenseur. La section au milieu est appelée partie adiabatique. Lorsque l'évaporateur est en contact avec la source chaude, le liquide présent dans le milieu poreux s'évapore et la vapeur se déplace vers le condenseur à travers le corps vapeur. Ainsi, pour nous assurer du bon fonctionnement du caloduc, l'enceinte ne doit comporter que le fluide en état de saturation. Au contact avec la source froide, la vapeur se condense et le liquide est pompé vers l'évaporateur par le milieu poreux grâce aux forces capillaires. Le cycle d'évaporation et de condensation est donc maintenu grâce au pompage capillaire du milieu poreux. Lorsque l'évaporateur est en contact avec la source chaude, la chaleur traverse d'abord la coquille et le milieu poreux par conduction. Elle est ensuite transmise au liquide qui se vaporise aux conditions de saturation. À cette étape, la chaleur est transportée par changement de phase, puis par advection lors du mouvement de la vapeur. La chaleur se transmet ensuite par changement de phase à nouveau lors de la condensation de la vapeur et enfin par conduction à travers le milieu poreux et la coquille. Le chemin de transmission de chaleur est représenté sur la figure 2.3.

Nous définissons, $R_{E,C\,Con}$ comme la résistance de contact entre la source chaude / froide et le caloduc. $R_{E,C\,Coq}$, $R_{E,C\,Por}$ sont les résistances de conduction transversales à travers la coquille et le milieu poreux dans l'évaporateur/condenseur. R_{Vapeur} est la résistance due au transport de vapeur. $R_{L,Coq}$ et $R_{L,Por}$ sont les résistances longitudinales due à la conduction à travers la coquille et le milieu poreux. Ces résistances seront négligées, car elles sont largement supérieures à la résistance due au transport de la vapeur. D'après le circuit de résistances thermiques du caloduc, nous constatons que la résistance vapeur est fonction du design interne du caloduc, et les résistances due à la conduction sont majoritairement fonction des matériaux.

2.3 Limite d'opération du caloduc

Théoriquement, le caloduc peut fonctionner dans une plage de température qui englobe le point triple et le point critique de son fluide moteur. Cependant dans le cas réel le caloduc est soumis à différentes limites, telles que : la limite capillaire, d'ébullition, d'entraînement, de viscosité, sonique et la formation des gaz non-condensable [54]. Cette section aborde les limitations qui restreignent la plage de température de fonctionnement pratique du caloduc, tout en déterminant sa puissance maximale de transport.

2.3.1 Limite capillaire

La limite capillaire, \dot{Q}_{cap} est atteinte lorsque le milieu poreux est incapable de pomper le liquide du condenseur vers l'évaporateur. Cela entraîne l'assèchement de l'évaporateur et une augmentation drastique de la résistance thermique du caloduc. Un milieu poreux est caractérisé par sa capillarité et ses pertes de charge liquide. La capacité de pompage capillaire est décrite par le rayon effectif des pores, r_{eff} . Cette métrique représente le rayon géométrique des pores divisé par l'angle de contact à l'interface liquide-vapeur-solide du matériau formant le milieu poreux. Les pertes de charge liquides sont exprimées par la perméabilité du milieu poreux, K . Dans un caloduc, les milieux poreux doivent générer assez de pression capillaire pour combattre les pertes de charge liquide dans le milieu poreux, les pertes de charge vapeur dans le corps vapeur et dans certains cas la gravité. L'équation 2.1 décrit cet équilibre des pressions :

$$\frac{2\sigma}{r_{eff}} = \left(\frac{C \cdot (f_g Re_g) \cdot \mu_g}{2h_g^2 \cdot A_g \cdot \rho_g \cdot h_{fg}} \right) \cdot L_{eff} \cdot \dot{Q}_{cap} + \left(\frac{\mu_l}{K \cdot A_l \cdot \rho_l \cdot h_{fg}} \right) \cdot L_{eff} \cdot \dot{Q}_{cap} \quad (2.1)$$

Le terme de gauche dans l'équation représente le pompage capillaire en fonction du rayon effectif et de la tension de surface du fluide moteur, σ . Le premier terme de droite de l'équation représente les pertes de charge vapeur en fonction des propriétés de la vapeur : viscosité μ_g , densité ρ_g , et de la géométrie du corps vapeur : section A_g et hauteur h_g . Il dépend aussi du coefficient de friction C , et du facteur frottement multiplié par le nombre de Reynolds $f_g Re_g$. Le second terme de droite de l'équation définit les pertes de charge liquide en fonction des propriétés du liquide : viscosité μ_l , densité ρ_l , et de la section du corps liquide A_l et hauteur h_g . Les pertes de charge liquide et vapeur sont exprimés en fonction de l'enthalpie de changement de phase h_{fg} , et de la longueur effective L_{eff} . Cette longueur est définie entre la moitié de l'évaporateur et celle du condenseur.

Cette limite est donc fonction de la géométrie du caloduc et du milieu poreux ainsi que les propriétés du fluide moteur utilisé.

2.3.2 Limite d'ébullition

La limite d'ébullition, $\dot{Q}_{éb}$ est atteinte lorsque des bulles de vapeur se créent et bloquent le passage du liquide dans le milieu poreux provoquant l'assèchement de l'évaporateur. Cela se

produit lorsqu'un flux de chaleur élevé génère une grande différence de température de surface au niveau de l'évaporateur. Cette limite est donc fonction de la conductivité thermique effective du milieu poreux, k_{eff} , de la température d'opération, T , de la longueur de l'évaporateur, Le , et de sa largeur, w , ainsi que des propriétés du fluide caloporteur.

$$\dot{Q}_{éb} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot w \cdot Le \cdot k_{eff} \cdot T}{h_{fg} \cdot \rho_g \cdot h_g} \cdot \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_{eff}} \right) \quad (2.2)$$

La conductivité thermique effective, k_{eff} , est la résultante d'un matériau qui est composé d'une proportion de solide et de liquide. Cette limite est définie par des hypothèses sur les dimensions des bulles de vapeur formées dans les sites de nucléations estimés entre $2 \cdot 10^{-5}$ m et $2 \cdot 10^{-7}$ m [55].

2.3.3 Limite d'entraînement

Comme défini plus tôt, lors du fonctionnement du caloduc, le mouvement de la vapeur et du liquide est à contrecourant. Cela peut être la source de force de cisaillement au niveau de l'interface liquide vapeur à de grandes vitesses. La limite d'entraînement, \dot{Q}_{en} , est atteinte, lorsque des gouttelettes d'eau sont transportées par la vapeur. Cette limite est impactée par les sections de passage de la vapeur, A_g , les propriétés du fluide et le rayon hydraulique des pores, r_p .

$$\dot{Q}_{en} = A_g \cdot h_{fg} \cdot \sqrt{\left(\frac{\sigma \cdot \rho_g}{2r_p} \right)} \quad (2.3)$$

2.3.4 Limite de viscosité

La limite de viscosité, \dot{Q}_{vi} , est atteinte lorsque l'écart de pression vapeur à travers le caloduc, n'est pas suffisant pour faire circuler la vapeur de l'évaporateur vers le condenseur. Cette limite est généralement atteinte pour des faibles flux de chaleur. Elle est fonction des propriétés du fluide et de la section de passage du corps vapeur.

$$\dot{Q}_{vi} = h_g^2 \cdot A_g \cdot h_{fg} \cdot \frac{P_g \cdot \rho_g}{4(f_g Re_g) \cdot L_e \cdot \mu_g} \quad (2.4)$$

2.3.5 Limite sonique

La limite sonique, \dot{Q}_{so} , est la création d'onde de choc lors du mouvement de la vapeur. Cette limite est généralement atteinte pour de faibles températures d'opération où la densité de la vapeur est moindre. Pour un débit fluide constant, une densité de vapeur minime entraîne une grande vitesse de vapeur. Cette vitesse de vapeur serait tellement importante que nous basculons en régime supersonique. La limite est donc fonction des propriétés du fluide et de la section de passage du corps vapeur.

$$\dot{Q}_{so} = A_g \cdot \rho_g \cdot h_{fg} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot \bar{R} \cdot T}{2(\gamma + 1)}} \quad (2.5)$$

2.3.6 Limite gaz non-condensable

Cette limite est atteinte lorsque des gaz non-condensables se forment due à la corrosion de l'enceinte ou du milieu poreux, à la non-étanchéité de l'enceinte ou au dégazage incomplet du fluide caloporteur. La présence de gaz non-condensable impacte la condensation de la vapeur. Ces gaz s'accumulent dans le condenseur, bloquant ainsi le passage de la vapeur et diminuant les performances du caloduc. Cette limite est fonction des quantités de gaz non-condensables et de la géométrie du caloduc.

2.4 Design des caloducs

2.4.1 Modèles fluidiques

Les différents modèles fluidiques qu'on trouve dans la littérature, cherchent à définir le pompage capillaire maximal avant l'assèchement de l'évaporateur (limite capillaire). La puissance maximale que le caloduc peut transférer est fonction de son fluide moteur, son milieu poreux et de son corps vapeur [27]. La limite capillaire est souvent estimée par un modèle 1D simplifié, où le changement de phase n'est considéré que sur l'évaporateur et le condenseur [27]. D'autres modèles plus développés, intègrent l'impact de la conduction à travers les matériaux de l'évaporateur/condenseur vers la partie adiabatique [56,57]. Ainsi l'évaporation/condensation n'est pas uniquement considérée sur l'évaporateur/condenseur, mais aussi sur une portion de la partie adiabatique.

Les modèles fluidiques et tests expérimentaux décrivent le besoin de dissocier la capillarité des pertes de charge pour augmenter la limite capillaire. Un pompage capillaire élevée est généré par de petites tailles de pores qui à leur tour génèrent beaucoup de pertes de charge. On trouve différents types de milieux poreux dans la littérature pour les applications de caloducs, qui sont généralement regroupés en deux catégories : les milieux poreux conventionnels et les milieux poreux hybrides. Dans un milieu poreux conventionnel, on ne peut augmenter la capillarité sans générer plus de pertes de charge et vice-versa. Les milieux poreux hybrides quant à eux, dissocient ces deux propriétés et permettent le transport de flux thermique excédant les 400 W/cm².

Milieux poreux conventionnels

La Fig. 2.4 présente certains des milieux poreux conventionnels utilisés dans les caloducs. Les poudres frittées [58,59], les mèches [60,61] ou les mousses [59] sont généralement utilisés pour des applications à haut flux de chaleur en raison de leur grande capacité de pompage. D'autres types de milieux poreux, tels que les rainures [27] et les piliers [62] suscitent de la controverse.

Faghri recommande ces milieux pour des applications à faible flux de chaleur et sans l'impact de la gravité [27] en raison de leurs faible capillarité. Cependant, Wang et al. démontrent qu'un bon design de matrices de piliers permet d'augmenter leurs pression capillaire et donc leurs utilisation pour des applications à haut flux de chaleur [63]. Tous ces milieux poreux sont caractérisés par un rayon effectif et une perméabilité uniforme.

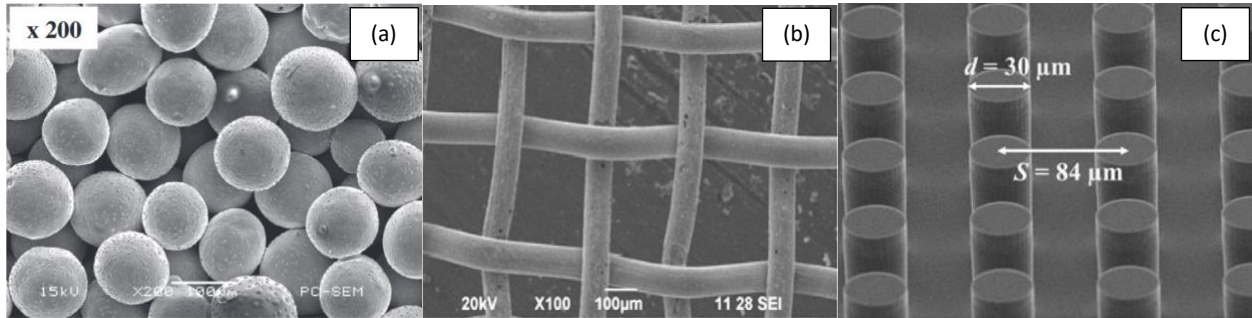


Fig. 2.4. Différents types de milieux poreux dans les applications de caloducs. (a) Poudre [58] (b) Mèche [64] (c) Piliers [65].

Milieux poreux hybrides

D'autres types de milieux poreux à différents niveaux de porosités sont utilisés dans les applications de caloducs. Ces milieux poreux hybrides ont des porosités distinctes réparties longitudinalement ou transversalement (au travers de l'épaisseur). Parmi ces milieux nous citons une distribution transversale de porosité d'une matrice de pilier avec des mèches par-dessus [66], [67]. Nous trouvons également une distribution longitudinale de densité de piliers et de rainures [68] comme représenté sur la Fig. 2.5. Aussi, nous relevons des milieux poreux hybrides où des mousses/poudre à tailles de pores/particules inégales sont rassemblés pour ne faire qu'un seul milieu poreux [69,70].

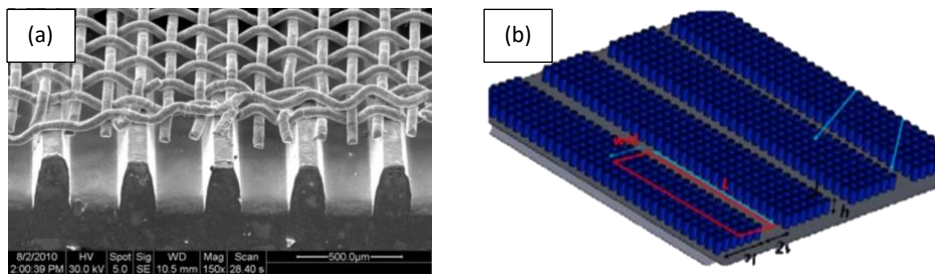


Fig. 2.5. Exemples de milieux poreux hybrides avec variation de : (a) porosités transversales [71] (b) porosités longitudinales [68].

Ces structures hybrides sont généralement fabriquées à partir d'un empilement de différentes tailles de particules frittées de cuivre. Ces milieux poreux offrent un grand pompage capillaire et une grande perméabilité grâce à la combinaison de petites et grandes tailles de pores. Des tests expérimentaux ont démontré leurs grande capacité de transport de chaleur allant jusqu'à 500

W/cm² avant que l'évaporateur ne s'assèche [67]. En plus de ces tests expérimentaux, différents modèles numériques ont été développés pour estimer l'impact de cette distribution de densité sur le taux d'évaporation et les performances du caloduc. L'autre type de structure hybride le plus utilisé est les matrices de piliers à densité variable. Ce type de milieu poreux en silicium, génère une capacité de pompage proche de la poudre frittée et offre un meilleur contrôle et une plus grande liberté lors de sa fabrication [68,72]. En effet, les poudres frittées sollicitent des températures allant jusqu'à 800°C lors du processus de fabrication. En revanche les matrices de piliers requièrent des températures bien plus basses et des procédés de micro-fabrication bien connue.

En contraste avec les applications à faible flux de chaleur, les milieux poreux à densité variable pourraient s'avérer particulièrement utile pour les larges surfaces d'évaporation. Cette large distribution surfacique, peu commune, de l'évaporateur du caloduc génère une accumulation conséquente de pertes de charge. Étant donné que le besoin en pression capillaire varie tout au long du caloduc, une répartition de la densité adaptée aux différentes zones (évaporateur, condenseur et partie adiabatique) pourrait atténuer ces pertes de charge et repousser la limite capillaire.

2.4.2 *Modèles thermiques*

Les modèles thermiques cherchent à minimiser la résistance thermique effective du caloduc en identifiant les résistances dominantes. Dépendamment des matériaux utilisés, ces résistances thermiques dominantes varient. Le circuit de résistances thermiques a été décrit en détail dans la section 2.2 'fonctionnement du caloduc'. Dans le cas des caloducs métalliques, c'est le milieu poreux et la résistance d'interface qui représentent les résistances les plus dominantes [73]. Plusieurs modèles aspirent donc à développer des stratégies pour réduire ces résistances surtout dans des applications à flux de chaleur élevés. Des modèles analytiques et numériques [27,55] et des tests expérimentaux [67] ont démontré que ces résistances sont fonction de la rugosité, la porosité et la surface d'évaporation disponible dans les milieux poreux. Conséquemment, les milieux poreux sont traités dans le but de faire croître des nanostructures sur leurs surfaces qui augmenteraient le taux d'évaporation et amélioreraient les performances du caloduc. La résistance due au transport de la vapeur est généralement négligée, car le caloduc est considéré isotherme [27]. Dans le cas réel, cette résistance est impactée par les pertes de charge vapeur. Comme nous sommes en condition de saturation dans les caloducs [74], la pression de vapeur est liée à la température d'opération du caloduc. Finalement, la conduction à travers les matériaux peut être estimé par un simple modèle de conduction 1D. Ces résistances sont souvent négligées pour les caloducs métalliques, mais restent importantes pour les caloducs polymériques.

Nous observons depuis les modèles présents dans la littérature, que l'optimisation des performances des caloducs résulte en l'augmentation de son pompage capillaire et la diminution de sa résistance thermique. D'une part, le pompage est fonction des milieux liquide et vapeur

comme défini par la limite capillaire. D'autre part, la résistance thermique est fonction des matériaux choisis et du milieu vapeur. Il existe donc un compromis entre le pompage capillaire et la résistance thermique dans un caloduc. Par conséquent, il est important d'avoir un design qui couple les deux modèles fluidiques et thermiques.

2.4.3 Étude de design

Comme décrit précédemment, les dimensions des dispositifs visés pour les caloducs polymériques peuvent varier de quelques millimètres à des centaines de centimètres. Nous explorons donc ces plages de dimensions dans le but de décrire les limites de fonctionnement et l'impact du type du milieu poreux sur les performances du caloduc. Ainsi, nous examinons un caloduc spécifique avec une largeur de 18 cm et une longueur effective (mesurée à partir du milieu évaporateur au milieu du condenseur) variant de 5 cm à 30 cm. De plus, l'épaisseur du corps vapeur et du milieu poreux varie de 250 μm à 1 mm. Enfin nous décrivons la métrique utilisée pour le choix du fluide moteur.

Limites d'opération

Nous estimons les différentes limites de fonctionnement pour une plage de longueur, largeur et épaisseur des corps vapeur et liquide du caloduc. Le milieu poreux et le fluide moteur sont fixés pour cette étude. Le poreux est défini par un rayon effectif de 250 μm et une perméabilité de $3 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2$ et nous avons choisi l'eau comme fluide moteur.

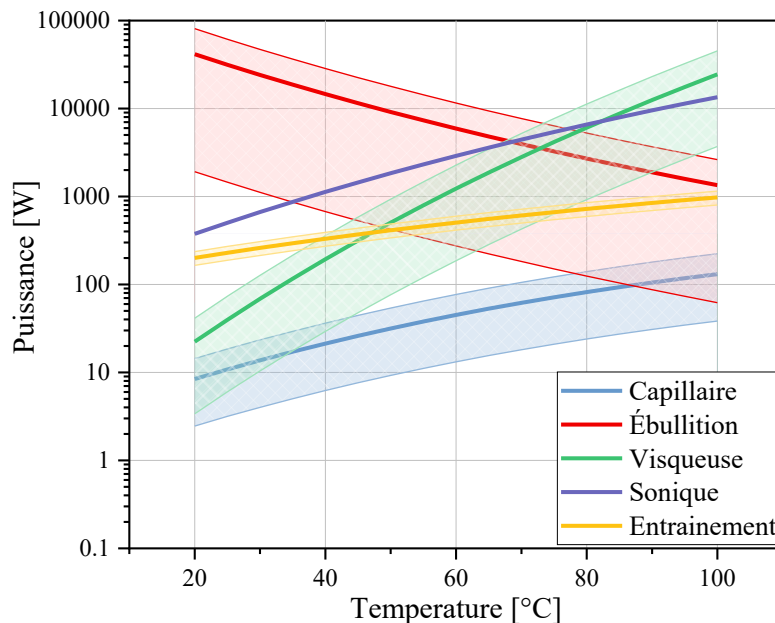


Fig. 2.6. Limites d'opération pour différentes dimensions de caloducs, une largeur de 18 cm, une longueur effective (du milieu évaporateur au milieu condenseur) de 5 cm à 30 cm et épaisseur du corps vapeur et milieu poreux allant de 250 μm à 2 mm).

Nous observons depuis la Fig. 2.6 que pour de faibles températures de fonctionnement la limite visqueuse délimite la plage d'opération des caloducs. De même, la limite d'ébullition contraint le taux de chaleur maximale transférée pour des hautes températures d'opération. Néanmoins, la limite capillaire reste la plus limitante pour le fonctionnement des caloducs. Elle est atteinte avant toute autre limite sur la totalité de la plage de température d'opération. Pour cet intervalle de dimensions, les limite sonique et visqueuse n'ont pas réduit la plage de fonctionnement du caloduc. La limite capillaire n'a été estimée que pour un seul type de milieu poreux. Dans la prochaine section, nous allons décrire l'impact de différents types de milieux poreux sur cette limite en fixant la géométrie du caloduc.

Limite capillaire

Pour le prochain cas d'étude, nous fixons les dimensions du caloduc à celles d'une batterie lithium de 18 cm de large et de 26 cm de long.

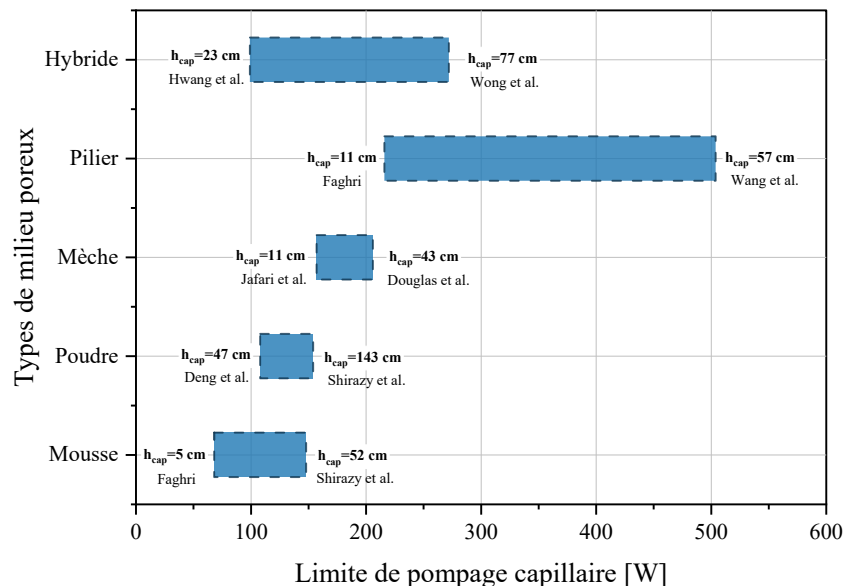


Fig. 2.7. Limite capillaire calculée pour différents types de poreux. Le caloduc mesure 18 cm de large et 26 cm de long, avec une épaisseur de corps vapeur et milieu poreux de 500 μm .

Les épaisseurs du corps vapeur et liquide sont toutes les deux égales à 500 μm . La limite capillaire a été estimée pour des poudres frittées [58,59], des mèches [60,61] des mousses [59], des piliers [62,27] et des milieux poreux hybrides [66-68]. Les propriétés détaillées des milieux poreux sont résumées dans l'annexe C. Le flux de chaleur maximal transporté avant d'atteindre la limite capillaire est illustré sur la Fig. 2.7. Nous observons que certains types de mousses sont adéquates pour des applications à faibles flux de chaleur. Cependant pour des flux de chaleur élevés, il serait préférable d'adopter des matrices de piliers ou des structures hybrides. Il est important de relever que la limite capillaire décrit le compromis entre les pertes de charge liquide/vapeur et la pression

capillaire. Ainsi, une grande hauteur capillaire due à de petites tailles de pores n'indique pas forcément un meilleur pompage capillaire dans un caloduc.

Si nous changeons de configuration, pour passer d'un évaporateur réparti sur 20 cm à un évaporateur concentré sur 5 cm tout en maintenant les mêmes dimensions du caloduc (donc une zone adiabatique de 15 cm), le pompage capillaire sera réduit. En effet pour une longueur totale de caloduc constante, un évaporateur concentré au bout du caloduc signifie une longueur effective plus grande, donc des pertes de charge plus élevées. La variation du taux de chaleur maximale transporté est une fonction linéaire de la longueur effective. Ainsi, même si la configuration de l'évaporateur/condenseur impacte la limite capillaire, la tendance observée sur la Fig. 2.7 reste la même.

Dans certain cas, le caloduc devra opérer contre la gravité. La structure poreuse devra donc combattre la pression hydrostatique en plus des pertes de charge liquide/vapeur. Cette pression additionnelle augmente avec l'augmentation de la hauteur à parcourir contre la gravité.

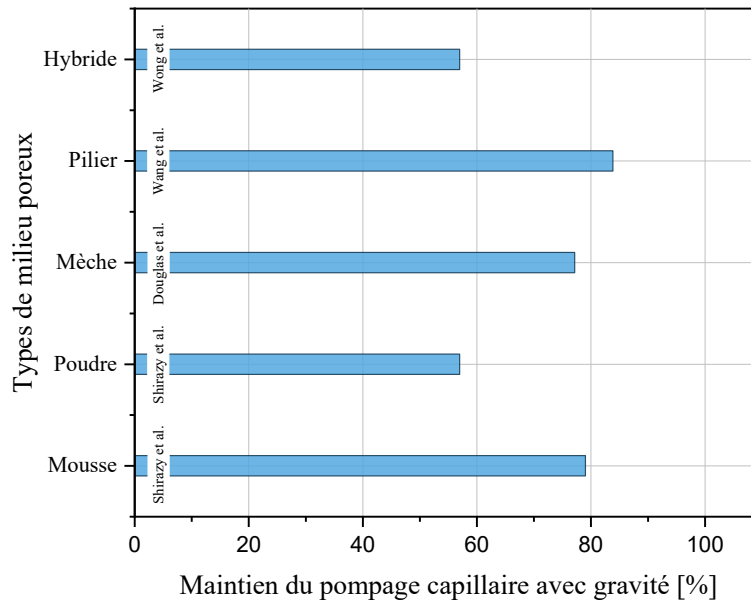


Fig. 2.8. Impact d'une hauteur de 10 cm sur la limite capillaire pour différents types de milieux poreux. Le caloduc mesure 18 cm de large et 26 cm de long, avec une épaisseur de corps vapeur et liquide de 500 μm . L'évaporateur fait 20 cm de long et le condenseur 5 cm.

Ainsi, le pompage capillaire maximale avant d'atteindre la limite capillaire est réduit pour de grandes hauteurs hydrostatiques. Nous observons depuis la Fig. 2.8 que les piliers maintiennent le mieux leur pompage capillaire en dépit des 10 cm de hauteurs hydrostatiques à combattre. Ce milieu poreux offre un bon compromis entre la pression capillaire et les pertes de charge. En effet, une matrice de piliers génère une grande pression capillaire due au petit rayon effectif, et de

faibles pertes de charge grâce à sa grande perméabilité. Ce compromis permet de supporter une hauteur hydrostatique de 10 cm avec 20% de perte du pompage capillaire.

Choix du fluide et des matériaux

Le choix du fluide moteur est dépendant de la plage de température d'opération du caloduc. Le nombre de mérite, déterminé par les propriétés du fluide telles que sa densité, sa tension de surface, son enthalpie de changement de phase et sa viscosité, est exprimé dans l'équation 2.6.

$$N = \frac{\rho_l \cdot \sigma \cdot h_{fg}}{\mu_l} \quad (2.6)$$

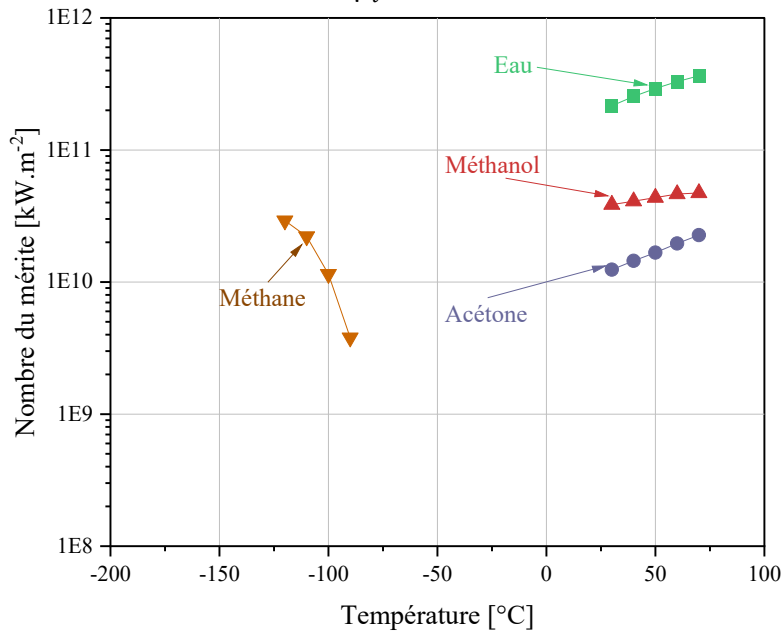


Fig. 2.9. Nombre du mérite pour différents fluides en fonction de la température.

Un fluide moteur adéquat pour les applications de caloducs, possède une grande tension de surface et enthalpie de changement de phase ainsi qu'une faible viscosité. Conséquemment, plus le nombre de mérite est élevé, meilleures sont les performances en pompage capillaire du caloduc. Pour chaque plage de température, la figure du mérite est estimée pour différents types de fluide moteur comme exprimé sur la Fig. 2.9. Pour une plage de température d'opération entre 30°C et 70°C, l'eau est le liquide qui a le plus grand nombre de mérite. Une fois que nous avons choisi notre fluide moteur, les matériaux de l'enceinte et du milieu poreux doivent être adéquats pour ne pas générer de corrosion. Nous relevons que les milieux poreux de cuivre forment la combinaison la plus utilisée avec l'eau comme fluide caloporteur, en raison de la conductivité thermique élevée du cuivre et des propriétés favorables de l'eau [27].

2.5 La fabrication des caloducs polymériques dans la littérature

L'utilisation du polymère comme matériau pour les caloducs représente une approche d'investigation intéressante dans le domaine de la gestion thermique pour les applications flexibles à faible flux de chaleur et à large surface. Cette alternative offre des possibilités prometteuses en termes de conception et de performance, en tirant parti des propriétés uniques du polymère pour répondre aux besoins spécifiques de ces applications. On trouve différents caloducs polymériques généralement fabriqués en plusieurs étapes, qui sont adressées en détail dans la section qui suit. La première étape consiste à choisir et à préparer les matériaux utilisés lors de la fabrication. La seconde étape est un traitement d'hydrophilisation du milieu poreux pour utiliser l'eau comme fluide moteur. La troisième étape comporte l'assemblage du caloduc. La dernière étape est le remplissage et le scellage final du dispositif.

2.5.1 Choix des matériaux

Le choix des matériaux pour la fabrication des caloducs polymériques englobe les matériaux de l'enceinte, du milieu poreux et de la structure mécanique dans le corps vapeur. En effet, l'enceinte polymérique étant flexible, l'espace de circulation de la vapeur ne pourra pas être maintenue sous le vide de l'enceinte. Ainsi, une structure mécanique dans le corps vapeur est nécessaire pour le maintien de son épaisseur.

Coquille : Lors du choix des matériaux de la coquille, l'approche utilisée est de réduire la composition en polymère et d'augmenter celle en métaux. Ainsi, d'une part on améliore la conductivité thermique de la coquille et d'autre part on s'assure de son étanchéité. Il est également important de noter qu'une présence excessive de métaux va à l'encontre des exigences de poids et de flexibilité. Certains chercheurs ont utilisé des feuilletts métalliques (cuivre/aluminium-polymère) [75,76] pour augmenter la conductivité thermique et l'herméticité de la coquille. D'autres ont utilisé majoritairement du polymère avec des plaques ou des particules de cuivre pour améliorer sa conductivité thermique [37,38]. Cependant, le problème de l'étanchéité des polymères reste posé avec cette approche.

Poreux : Le milieu poreux le plus utilisé lors de la fabrication des caloducs polymériques est la mèche en cuivre ou en acier inoxydable [38,77]. Comme observé précédemment, cette dernière possède de bonnes propriétés capillaires. On trouve également des milieux poreux hybrides, où les mèches sont associées à des piliers de cuivre. L'objectif étant de repousser la limite capillaire et d'augmenter la capacité de transfert thermique du caloduc [53,78].

Corps vapeur : La mèche de polymère est la structure mécanique de maintien de vide la plus simple et facile à implémenter dans les caloducs polymériques [36,77]. Cependant, ces mèches produisent beaucoup de perte de charge, augmentant ainsi la résistance thermique du caloduc. Contrairement à une mèche polymérique, une matrice de piliers génère moins de pertes de

charge vapeur. C'est la raison pourquoi, beaucoup de chercheurs s'orientent vers les piliers pour le maintien mécanique de la structure sous vide [75].

Nous constatons qu'une grande proportion, allant jusqu'à 90%, des matériaux du caloduc polymérique sont des métaux. En effet, l'utilisation de feuilles métalliques dans l'enceinte est nécessaire pour maintenir le vide et assurer le bon fonctionnement du caloduc. Cependant, le choix des matériaux peut être différent pour le milieu poreux et en particulier pour la structure mécanique du corps vapeur.

2.5.2 Traitement du milieu poreux

Comme le fluide moteur utilisé dans les caloducs polymériques est l'eau, le milieu poreux doit être hydrophile. Ce procédé d'hydrophilisation diffère en fonction du matériau à traiter. Nous relevons que les milieux poreux utilisés pour la fabrication des caloducs polymériques sont majoritairement du cuivre ou de l'acier inoxydable. Ainsi, le traitement communément utilisé pour l'hydrophilisation du cuivre est la déposition de couche atomique (ALD) d'oxyde de silicium (SiO_2). Ce procédé est stable mais reste à haut coût d'utilisation. Le traitement d'hydrophilisation pour l'acier inoxydable consiste en une succession de traitements chimiques puis thermiques pendant quelques heures. L'objectif est de former une couche d'oxyde de cuivre hydrophile [77] et uniforme qui couvre l'intégralité de la surface du milieu poreux, comme illustré dans la Fig. 2.10.b. Par conséquent, les traitements d'hydrophilisation utilisés pour la fabrication des caloducs polymériques sont soit coûteux ou complexes.

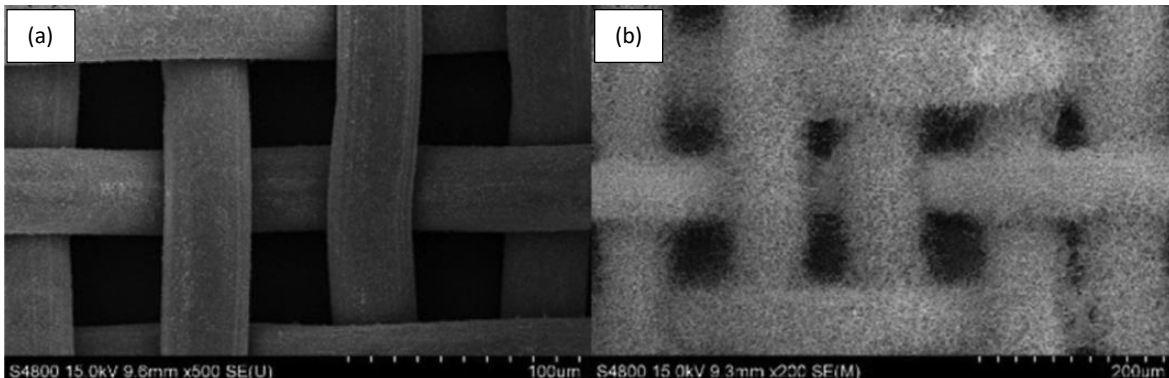


Fig. 2.10. Traitement d'hydrophilisation de mèche d'acier inoxydable [77] (a) avant traitement, (b) après traitement.

2.5.3 Assemblage

L'assemblage et le scellage des caloducs polymériques se font communément en plusieurs étapes, avec une à deux étapes avant le remplissage et une étape finale après. Le procédé d'assemblage dépend des matériaux de l'enceinte utilisés. Le recours à un scellage métal-métal offre de meilleures perspectives en termes d'herméticité par rapport à un scellage polymère-

polymère. Cependant, les techniques utilisées pour le soudage du feuillet métallique coté métal, peuvent aller jusqu'à 350°C [75,76]. Pour des coquilles en polymère avec des particules de métal, le collage polymère-polymère se fait à de plus basses température par fusion du polymère (autour de 120°C) [77]. Une autre alternative plus rapide est moins fiable, est l'utilisation de l'époxy comme joint de collage [79]. Néanmoins, cette méthode pourrait engendrer plus de gaz non-condensables en plus de sa fragilité lors de la manipulation. L'étape de scellage est toujours réalisée séparément du remplissage, générant plus d'étapes lors de l'assemblage des caloducs polymériques. La Fig. 2.11 résume le procédé d'assemblage des caloducs polymériques.

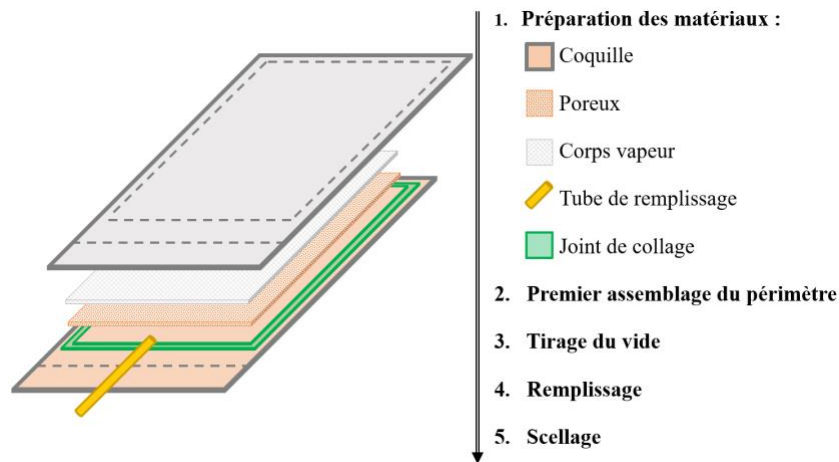


Fig. 2.11. Procédé de fabrication/assemblage des caloducs polymériques dans la littérature.

2.5.4 Remplissage

Le remplissage de tous les caloducs polymériques dans la littérature se fait par le biais d'un tube. Ce tube de remplissage est inséré pour tirer le vide et injecter le fluide moteur dans le caloduc. Finalement, le tube est scellé par soudure à froid. La fabrication des caloducs polymériques passe par beaucoup d'étapes en plus d'un tube de remplissage collé au dispositif finale. Ce tube peut être une source additionnelle de fuite ou de contraintes géométriques. Le Tab. 2.2 décrit les différents matériaux utilisés lors de la fabrication des caloducs polymériques dans la littérature, leurs épaisseurs et leurs résistances thermiques.

La résistance thermique du caloduc, R_{th} , est déterminée expérimentalement en mesurant la différence de température entre l'évaporateur, T_e et le condenseur, T_c , puis en la divisant par le taux de transfert de chaleur du caloduc, Q , comme indiqué dans l'équation 2.7. La conductivité thermique effective, k_{eff} , est définie sur une longueur effective, L_{eff} , entre le milieu de l'évaporateur et le milieu du condenseur et en prenant en compte la section transversale du passage de chaleur, A (épaisseur par largeur de l'évaporateur), comme représenté dans l'équation 2.8.

$$R_{th} = \frac{(T_e - T_c)}{Q} \quad (2.7)$$

$$k_{eff} = \frac{L_{eff}}{R_{th} \cdot A} \quad (2.8)$$

Tab. 2.2. Les caloducs polymériques dans la littérature

Auteurs	Materiaux			Épaisseur [mm]	Résistance thermique [°C/W]	Conductivité thermique effective [W/m.K]
	Coquille	Poreux	Corps vapeur			
Oshman et al [36] [75] [78]	Aluminum - polymère	Mèche de cuivre	Mèche de nylon	1.3	3	577
	Cuivre- polymère	Mèche de cuivre	Piliers de cuivre	0.5	5	870
	Cuivre- polymère	Mèche de cuivre et piliers	Piliers de cuivre	1	2	500
Xu et al [53]	Cuivre- polymère	Mèche acier inoxydable	Piliers de cuivre	0.28	4	1400
Liu et al [77]	Aluminum - polymère	Mèche acier inoxydable	Mèche de polypropyl éne	1.47	0.5	1200
Yang et al [37]	FR4 polymère	Mèche de cuivre	Piliers de cuivre	4	4	98
Hsieh et al [38]	Silicone	Mèche de cuivre	Piliers de silicone	4	6	135
Liew et al [79]	Cuivre- polymère	Mèche de cuivre	Mèche de nylon	1	2	900

Longueur effective : 6.5 cm [36], 4.3 cm [75], 3 cm [78], 8.3 cm [53], 5.5 cm [77], 2.7 cm [37], 6.5 cm [38], 4 cm [79].

2.6 L'approche proposée

À partir des travaux décrits précédemment, nous définissons la question de recherche suivante :

Quel serait le procédé de fabrication/assemblage et le choix des matériaux requis pour fabriquer un caloduc polymérique à faible coût et pour les applications à grande surface et flux de chaleur modéré ?

Dans le but d'introduire un caloduc polymérique efficace et à faible coût comme mode de gestion thermique, nous avons considéré la conception ainsi que les méthodes de fabrication. L'approche de conception utilise des modèles fluidiques et thermiques pour maximiser le pompage capillaire et diminuer la résistance thermique. Puis, l'approche de fabrication étudiée pour définir un procédé en moins d'étape possible d'assemblage dans le but de réduire le coût du caloduc polymérique.

2.6.1 Design

Nous avons conclu que la limite capillaire est la limite la plus dominante lors de l'opération des caloducs dans notre plage d'étude. Cette limite est impactée par le type du milieu poreux, les dimensions du caloduc et la configuration de test. Nous avons observé que des milieux poreux hybrides permettent un compromis entre la capillarité et les pertes de charge augmentant ainsi le transfert thermique du caloduc. Ainsi, dans des applications à large surface d'évaporation, il serait très pertinent d'observer l'impact d'une distribution de densité du milieu poreux sur la limite capillaire.

Nous introduirons un modèle analytique qui prédira l'impact d'une distribution de densité de milieux poreux sur les performances des caloducs à large surface d'évaporation. Le nouveau modèle suggéré sera utilisé pour prédire les distributions de pression liquide et vapeur pour tout type de milieux poreux. Ainsi, nous extraire un design de distributions de densité optimisé qui minimisera les pertes de charge et maximisera le pompage capillaire. Nous noterons également que les modèles fluidiques et thermiques seront dépendants l'un de l'autre, bien que ces modèles soient souvent étudiés séparément dans la littérature. Nous proposons donc de coupler le modèle fluidique, qui vise à maximiser le pompage capillaire, au modèle thermique, qui vise à minimiser la résistance thermique dans les applications des caloducs polymériques.

2.6.2 Fabrication

Notre approche consiste à réduire le nombre d'étape de fabrication/assemblage dans le but de proposer un caloduc polymérique à faible coût. Dans cette optique, nous choisissons nos matériaux et les procédés de fabrication qui réduisent le prix du caloduc.

Choix des matériaux

Les matériaux que nous avons choisis pour une première itération de fabrication des caloducs polymériques représentés sur la Fig. 2.12 sont les plus disponibles et les plus économiques sur le marché.

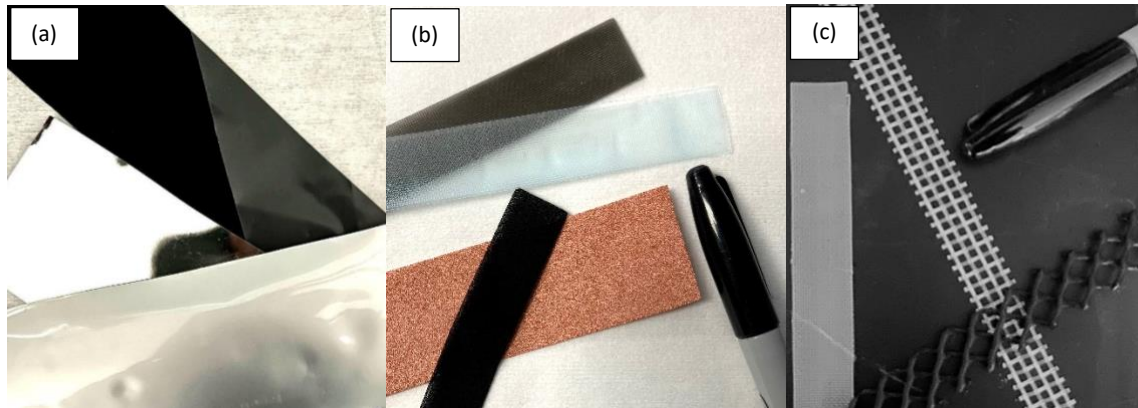


Fig. 2.12. Matériaux proposés pour (a) la coquille, (b) le milieu poreux, (c) la structure mécanique dans le corps vapeur lors de la fabrication des caloducs.

Nous utilisons du polyéthylène haute densité pour la coquille en premier lieu. Ce matériau a la meilleure conductivité thermique parmi les polymères. Nous explorons par la suite l'impact de feuillet polymère-métal sur les performances du caloduc afin d'incorporer une fonction d'herméticité. Le milieu poreux choisi est la mousse de cuivre, qui présente une porosité élevée (90%). Cette mousse est particulièrement adaptée aux applications à faible flux de chaleur telle que décrite dans la section 2.3.1 (limite capillaire). Ainsi son utilisation évite la sur conception du milieu poreux pour les applications ciblées. Nous investiguons également l'impact d'une matrice de pilier en polymère sur les performances du caloduc. Cette structure offre une grande flexibilité de conception en modifiant la hauteur, l'espacement et le rayon des piliers, ce qui peut améliorer le pompage capillaire. De plus, cette structure de milieu poreux permet des procédés de fabrication à grande échelle, tels que le moulage. Finalement, nous utilisons différents types de mèches de nylon pour le maintien mécanique de la structure du corps vapeur.

Traitement du milieu poreux

Nous utilisons l'eau comme fluide moteur en raison de son nombre de mérite élevé. Il nous faut donc hydrophiliser notre mousse de cuivre. Pour ce faire, nous adaptons les différents traitements d'hydrophilisation du cuivre. Parmi ces techniques nous citons l'oxydation thermique [80] ou chimique [81], ou le traitement de réduction [82]. Ces procédés vont être étudiés pour choisir le traitement d'hydrophilisation le plus performant, stable et le plus économique.

Remplissage et scellage

Comme nous l'avons observé, les caloducs polymériques déjà fabriqués passent par plusieurs étapes d'assemblage. Il y a un minimum de deux étapes de scellage, et le remplissage s'effectue par le biais d'un tube qui reste connecté au dispositif final. Nous proposons de fabriquer le caloduc polymérique en utilisant le moins d'étapes d'assemblage possible, où le remplissage et le

scellage s'effectuent simultanément. Cette approche représentée sur la Figure 2.13 élimine l'utilisation du tube de remplissage et réduit le coût du caloduc fabriqué. Cette approche originale va être décrite plus en détail dans le CHAPITRE 4.

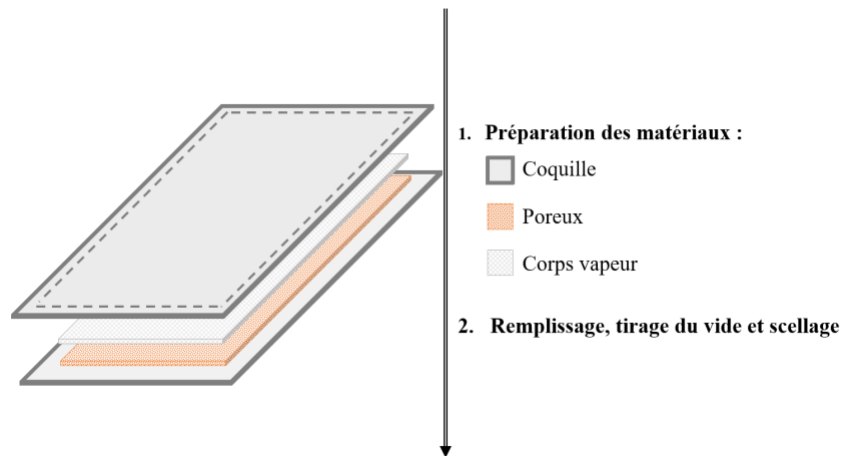


Fig. 2.13. Procédé de fabrication/assemblage suggéré.

2.7 Objectifs de la thèse

L'objectif principal de cette thèse est de fabriquer un caloduc polymérique adapté aux applications flexibles, à faible flux de chaleur et à large surface d'évaporation, tout en maintenant un coût réduit.

Les objectifs spécifiques de cette thèse sont les suivants :

- Développer la conception qui maximise le pompage capillaire pour les caloducs à larges surfaces d'évaporation.
- Développer la conception qui minimise la résistance thermique des caloducs polymériques.
- Identifier des stratégies pour améliorer les performances des caloducs en combinant les modèles de pompage capillaire et de résistance thermique.
- Mettre au point et démontrer la faisabilité d'un procédé de fabrication de caloducs polymériques à faible coût en réduisant le nombre d'étapes d'assemblage.
- Vérifier le bon fonctionnement du caloduc fabriqué avec ce nouveau procédé.

CHAPITRE 3

IMPACT OF MICROPILLAR DENSITY DISTRIBUTION ON THE CAPILLARY LIMIT OF HEAT PIPES

3.1 Avant-propos

Auteurs et affiliation :

Doriane Ibtissam Hassaine Daoudji : Étudiante au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Quentin Struss : Étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Amrid Amnache : Étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Étienne Léveillé : M. Sc. A, Université de Sherbrooke.

Mahmood Reza Salim Shirazy : Ph.D., Calogy solutions.

Luc G. Fréchette : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Date d'acceptation : 07-Janvier-2020

État de l'acceptation : Version finale publiée

Revue : ASME 2020 Heat Transfer Summer Conference

Référence : D. I. Hassaine Daoudji, Q. Struss, A. Amnache, É. Léveillé, M. R. Salim Shirazy, and L. G. Fréchette, "Impact of Micropillar Density Distribution on the Capillary Limit of Heat Pipes," in *ASME 2020 Heat Transfer Summer Conference*, Virtual, Online, Jul. 2020, p. V001T11A002. Doi: 10.1115/HT2020-9001.

Titre français : Impact d'une distribution de densité de piliers variable sur la limite capillaire dans les caloducs.

Contribution de l'auteur :

La contribution scientifique et technique de l'auteur dans cet article, en excluant l'encadrement du directeur de recherche est estimé à 90%.

Tout le travail dans cet article est effectué par l'auteur, sauf la fabrication des microstructures en polymère qui a été fait par Protolabs.

L'auteur a rédigé 100% du contenu de l'article.

Contribution du document :

Dans cet article, nous avons étudié l'impact d'une distribution variable des piliers sur le pompage capillaire. Cette distribution variable est très intéressante dans des application ou l'évaporateur

est distribué sur une large surface. Avec cette étude, nous adressons l'optimisation du design des structures poreuses dans le but de maximiser le pompage capillaire.

Résumé français :

Cet article montre l'amélioration des performances des caloducs en adaptant une distribution de densité des micro-piliers pour minimiser les pertes de charge tout en maintenant un pompage capillaire suffisant. Dans un caloduc, la capillarité et perméabilité sont liées, car de petits pores créent un pompage capillaire plus important tout en induisant malheureusement plus de perte de charge le long du caloduc. Cette perte de charge s'accumule le long du caloduc, entraînant une différence de pression non uniforme entre le liquide et la vapeur. Par conséquent, nous n'avons pas besoin d'une pression capillaire uniforme pour supporter cette différence. Cela offre la possibilité d'adapter spatialement la structure du milieu poreux, visant une capillarité élevée pour pomper le liquide, mais une faible perméabilité pour induire moins de perte de charge. Notre étude propose un compromis entre la capillarité et la perméabilité en concevant une distribution de densité de la structure poreuse en matrice de piliers. Cette distribution de densité, qui n'a pas été étudiée auparavant, améliorera les performances du caloduc. Les modèles théoriques montrent qu'une distribution de densité adaptée peut améliorer les performances du caloduc d'un facteur de 1.5. Pour valider ce résultat, les mesures de trempage le long d'une matrice de piliers démontrent que la perte de charge liquide dans une matrice de pilier à densité variable est inférieure à celle d'une densité de piliers constante.

3.2 Abstract

This paper shows the performance enhancement of heat pipes by tailoring the density distribution of micro pillar wicks to minimize viscous pressure loss while maintaining sufficient capillary pumping. In a heat pipe, capillarity and permeability are linked, since small pores create higher capillary pumping while unfortunately inducing more pressure drop along the heat pipe. This pressure loss accumulates along the heat pipe, leading to a non-uniform pressure difference between the liquid and vapor. Therefore, we do not need a uniform capillary pressure to withstand this difference. This provides the opportunity to spatially tailor the wick structure, aiming for a high capillarity to pump the liquid, but a low permeability to induce less pressure loss. Our study offers a compromise between capillarity and permeability by designing the density distribution of the pillar wick structure. This density distribution, which was not studied before, will be shown to enhance the heat pipe performance. The theoretical models show that a tailored density distribution can enhance the heat pipe performance by a factor of 1.5. To support this result, 'rate of rise' measurements along a pillar array demonstrates that the liquid pressure loss in a tailored density array is less compared to a constant pillar density.

Keywords: Heat pipe, Pillar structures, Wicking, Tailoring

3.3 Introduction

The constant need to improve electronic device performance drives the development of advanced thermal management methods. Electronics are becoming more compact, leading to the generation of hot spots where local temperature increases can limit device performance. Thus, an effective and reliable thermal management solution often becomes mandatory. Heat pipes are a thermal management solution that is increasingly adopted when conduction is not sufficient. It offers a high heat transfer capability due to the phase change phenomena and internal fluid circulation. This passive heat exchanger contains a wick structure, a vapor core and the working fluid. It is composed of three sections, the evaporator and the condenser that are in contact with the heating and cooling sources respectively, and an adiabatic part between them. When the heat pipe evaporator is exposed to the heat source, the working fluid in the wick structure evaporates, and due to a slight pressure difference, the vapor flows to the condenser part. It then rejects the latent heat by condensing on the porous wick. The wick structure transports the liquid from the condenser to the evaporator, to prevent dry-out in the evaporator. Thereby, the wick structure is a critical part of a heat pipe. The common wick structures are sintered powder, copper mesh and pillar arrays [27,83], which are chosen based on the application requirements. Sintered powder and mesh wicks have high capillarity pumping. However, they also generate high pressure loss. On the other hand, the pillar wick structures have lower capillary pumping, but induce less pressure loss. In applications where the heat pipe is long, the pressure loss generated increases dramatically more than the capillarity, so, the evaporator dries out at low heat flux. In these applications, decreasing the pressure loss is more important than increasing the capillary pressure, thus, pillar wick arrays are a suitable choice for our application. Pillar wick arrays also offer higher thermal conductivity [27]. Most of the previous studies on pillars wick structures [84,85] focused on defining the pillars geometry that offers the optimal heat pipe performance for a constant density distribution. In addition, the impact of pillars configuration was investigated [62,86], but always with a uniform density distribution. The results show that squared pillars distribution (cartesian) offers the best performance. Our study explores a unique advantage of pillar wick structures which is to give the freedom to tailor the pillars density distribution. For example, a gradual spacing going from small spacing in the evaporator to larger spacing in the condenser can be envisioned since the pillar array is directly manufactured as part of the heat pipe. We suggest this tailoring in order to enhance the heat pipe performance. Consequently, these objectives here are to:

- Predict the heat pipe performance for a tailored density pillar wick, using a theoretical model.
- Demonstrate the impact of pillar wick tailoring on the wick's pressure drop using the 'rate of rise' measurement.

In section 3.4, this paper defines the theoretical model that predicts the heat pipe performance based on the capillary limit, in addition to an experimental set-up that supports this model. The model is used in section 3.5 to design and compare the heat pipe performance for uniform and

tailored pillar density, followed by the ‘rate of rise’ measurement to validate the results. Finally, these results are summarized in section 3.6.

3.4 Materials and methods

In this section, we introduce a theoretical model to predict the heat pipe performance for uniform and tailored spacing of pillar wick arrays. To validate the results obtained, a set-up for the ‘rate of rise’ measurement is proposed.

3.4.1 Theoretical model

Figure 3.1 describes the heat pipe dimensions considered here, that are 26 cm long, 1 mm thick and 18 cm wide. The heat pipe application imposes a transferred heat flux of 0.035 W/cm^2 over 20 cm length for the evaporator. The adiabatic and the condenser lengths are respectively 1 cm and 5 cm.

The heat pipe performance is the maximum heat that the device can transfer before the evaporator dries-out. We reach the dry-out when the porous media is not able to pump the liquid to the furthest end of the evaporator, defined as the capillary limit. Many studies [27,57,87] claim it as the most critical operating limit for heat pipe performance. Our study built a theoretical model that predicts the heat pipe performance up to that limit. The model is based on the vapor and liquid pressure distributions along the heat pipe. These pressure distributions are extracted from the momentum and mass conservation relations along the heat pipe sections. The model formulation is based on common assumptions of simple one-dimensional (along the heat pipe in x direction), steady-state flow, constant operating temperature, constant fluid properties, low fluid velocity and no conduction along the heat pipe walls.

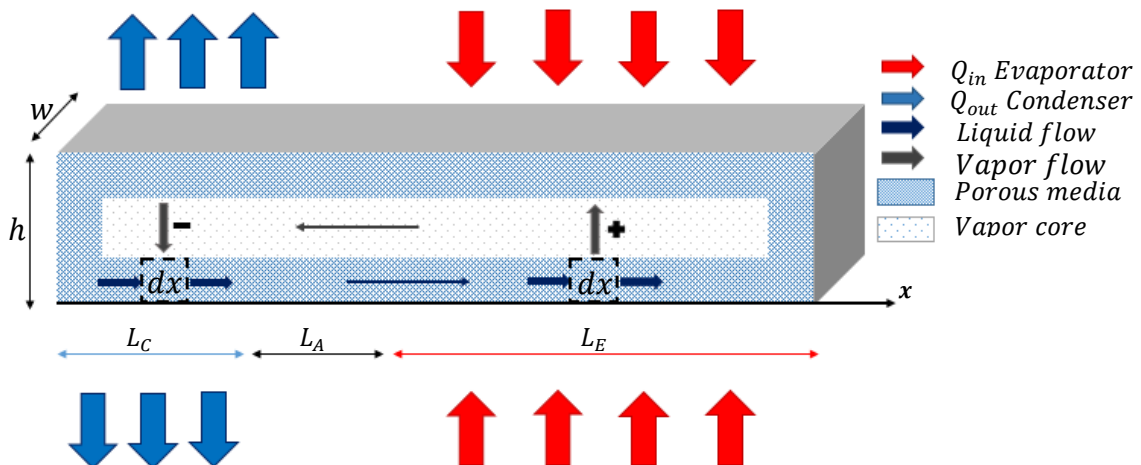


Fig. 3.1. The heat pipe configuration.

Liquid: Considering mass conservation applied on a slice dx , along the heat pipe, the change in liquid flow rate, $\dot{m}_{x,l}$, results from the evaporation flow rate from that slice, $\partial \dot{m}_{v, \text{evap}}$:

$$\dot{m}_{x,l}(x) - \dot{m}_{x,l}(x + dx) = \partial \dot{m}_{v,evap} \quad (3.1)$$

The evaporation flow rate can then be defined by the energy conservation equation, as a function of the heat load per unit length $\frac{Q}{L_x}$ and latent heat of evaporation h_{fg} as:

$$\frac{\partial \dot{m}_{v,evap}}{\partial x} = \frac{Q}{L_x \cdot h_{fg}} \quad (3.2)$$

The change of liquid flow rate can itself be expressed as a function of the liquid density ρ_l , the cross-sectional area A , and the velocity U :

$$\frac{\partial \dot{m}_{x,l}(x)}{\partial x} = \rho_l \cdot A \cdot \frac{\partial U}{\partial x} \quad (3.3)$$

These relations can then be substituted in Eqn 3.1, as presented in Table 3.1 for the liquid and vapor flow along the different heat pipe sections. The sign convention taken for our model is positive for evaporation, and negative for condensation. In addition, the liquid flow is referred to with a positive sign and the vapor flow with a negative sign. For the adiabatic part, the liquid is only transported, there is no phase change.

Tab. 3.1. Mass conservation equations along heat pipe

Part	Evaporator	Adiabatic part	Condenser
Liquid flow equation	$\frac{Q}{L_E \cdot h_{fg}} = \rho_l \cdot A \cdot \frac{\partial U}{\partial x}$	0	$\frac{Q}{L_C \cdot h_{fg}} = -\rho_l \cdot A \cdot \frac{\partial U}{\partial x}$
Vapor flow equation	$\frac{Q}{L_E \cdot h_{fg}} = -\rho_g \cdot A \cdot \frac{\partial U}{\partial x}$	0	$\frac{Q}{L_C \cdot h_{fg}} = \rho_g \cdot A \cdot \frac{\partial U}{\partial x}$

To link the velocity to the pressure distribution in a porous media, Darcy's equation is used [27] :

$$\frac{dP_l}{dx} = \frac{\mu_l \cdot U}{k} \quad (3.4)$$

which is the function of fluid viscosity, μ_l and permeability, k . The latter defining the porous media resistance as permeability is a function of porous media geometry. For pillar wick arrays, different analytical and numerical models were developed to calculate this term. Garimella [88], Yazdchi [89] and Tamayol [90] developed models to calculate permeability for a porosity range of 25% to 70%. Drummond [91] and Gebart [92] worked on permeability models for porosities above 70%. In our work, we are using Garamilla's model expressed in Eqns 3.5 and 3.6 for its simplicity and the matching range of porosity [88] with our application needs. From the equation, r is the pillar radius, s the pillar spacing and ε the porosity.

$$k_G = \frac{27.6r^2 \cdot \varepsilon^{8.43}}{(1 - \varepsilon)^{-2.88}} \quad (3.5)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi \cdot r^2}{4 \cdot (s + 2r)^2} \quad (3.6)$$

The substitution of Eqn 3.5 in the relations of Table 3.1 expresses the liquid pressure distribution along the heat pipe sections. The result is summed in Table 3.2.

We notice that the liquid pressure is a function of the wick geometry, the liquid properties and the heat transfer rate. The terms α , β and γ are constants dependent on the heat pipe sections length. This liquid pressure distribution varies along the heat pipe from a high value in the condenser, where the pressure equals to the saturation pressure at the operating temperature [27], to a low value in the evaporator part due to the pressure loss.

Vapor: The Hagen–Poiseuille equation (Eqn 3.7) is used to describe the vapor velocity as a function of the vapor pressure distribution. This vapor pressure distribution is a function of the vapor viscosity, μ_g , and the vapor core height squared, h_g^2 .

$$\frac{dP_g}{dx} = -\frac{2\mu_g \cdot U}{h_g^2} \quad (3.7)$$

Tab. 3.2. Liquid pressure distribution equations along heat pipe

Heat pipe part	Evaporator	Adiabatic part	Condenser
Flow equation	$P_{lE}(x) = \frac{Q \cdot \mu_l}{h_{fg} \cdot \rho_l \cdot A \cdot k} \cdot \left(\frac{x^2}{2L_E} + \alpha_1 + \beta_1 + \gamma_1 \right)$	$P_{lA}(x) = \frac{Q \cdot \mu_l}{h_{fg} \cdot \rho_l \cdot A \cdot k} \cdot (x + \beta_1 + \gamma_1)$	$P_{lC}(x) = \frac{Q \cdot \mu_l}{h_{fg} \cdot \rho_l \cdot A \cdot k} \cdot \left(-\frac{x^2}{2L_C} + \gamma_1 \right)$

Together, Eqn 3.7 and Table 3.1 express the vapor pressure distribution along the heat pipe sections, as summarized in Table 3.3. We note that the vapor pressure distribution depends on the vapor properties, the vapor core dimension and the heat transfer rate. The vapor pressure distribution varies along the heat pipe, with the maximum pressure at the evaporator and the minimum pressure in the condenser.

Boundary Conditions: The terms α , β and γ are constants determined from boundary conditions and the continuity equations. The assumption that at the end of the condenser part the meniscus is flat was made, thus the liquid and vapor pressure are equal to the saturation pressure at operating temperature. Tab.3.4: Boundary conditions for constant calculation.

Capillary Limit: The capillary limit occurs when the capillary pressure generated by the porous media does not withstand the pressure loss occurred in liquid and vapor flows. The total pressure

loss is defined as the difference between the vapor and liquid pressure. Thus, we express the capillary limit by Eqn 3.8:

$$\Delta p_{cap} \geq p_g - p_l \quad (3.8)$$

Tab. 3.3. Vapor pressure distribution equations along heat pipe

Heat pipe part	Evaporator	Adiabatic part	Condenser
Pressure equation	$P_{gE}(x)$	$P_{gA}(x)$	$P_{gC}(x)$
	$= \frac{4Q \cdot \mu_g}{h_{fg} \cdot \rho_g \cdot A \cdot h_g^2} \cdot \left(-\frac{x^2}{2L_E} + \alpha_2 + \beta_2 + \gamma_2\right)$	$= \frac{4Q \cdot \mu_g}{h_{fg} \cdot \rho_g \cdot A \cdot h_g^2} \cdot (-x + \beta_2 + \gamma_2)$	$= \frac{4Q \cdot \mu_g}{h_{fg} \cdot \rho_g \cdot A \cdot h_g^2} \cdot \left(\frac{x^2}{2L_C} + \gamma_2\right)$

The capillary pressure is a function of the liquid surface tension, σ , and contact angle, θ , and the spacing between the pillars, s [88]. As shown in Eqn 3.9, the capillary pressure increases when the pillar spacing decreases.

$$\Delta p_{cap} = \frac{4\sigma \cdot \cos(\theta)}{s} \quad (3.9)$$

Tab. 3.4. Boundary conditions for constant calculation

Boundary condition	$\frac{dP_E(x=0)}{dx} = \frac{dP_C(x=L_T)}{dx} = 0$
Continuity condition	$P_E(x=L_E) = P_a(x=L_E)$ $P_C(x=L_E+L_A) = P_a(x=L_E+L_A)$
Saturation	$P_{lC}(x=L_T) = P_{sat}$

In Sec.3.5, equations 3.9, Table 3.2 and Table 3.3, will be used to define a range of pillar wick geometries where the capillary limit is not reached. From the observation, small pillar spacing can generate high capillarity, whereas high pillar spacing will generate lower pressure loss. In a configuration where the spacing of the pillars is constant, the capillarity increase induces pressure loss to increase.

Tailored pillar spacing: This study suggests tailoring the pillars spacing, with a small pillar spacing in the evaporator part to generate high capillarity to withstand the accumulated pressure loss, and large spacing in the condenser part to reduce this pressure loss. Thereby, high capillarity can be only generated in the section needed without imposing a high pressure loss along the heat pipe. To express the impact of tailored wick structures, the evaporator that represents 80% of the heat pipe in our application is divided into n sections. The liquid pressure distribution along the evaporator sections is expressed as:

$$P_{lE,i}(x) = \frac{Q \cdot \mu_l}{h_{fg} \cdot \rho_l \cdot A} \cdot \left[\frac{x^2}{2L_E \cdot k_{i+1}} + \frac{L_E}{2} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} \left(\frac{n-i}{n}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{k_i} - \frac{1}{k_{i+1}}\right) \right] + \alpha_3 + \beta_3 + \gamma_3 \quad (3.10)$$

The liquid pressure distribution in the adiabatic part and the condenser remains the same as expressed in Table 3.2 because tailoring is only applied in the evaporator part for this study given its dominant length. As will be shown in Sec. 3.5, the accumulated liquid pressure loss for tailored pillar wick arrays is less compared to a constant distribution with the same minimal spacing. The next section presents the experimental methods that will be used to confirm this analytical result.

3.4.2 Experimental methods

To experimentally demonstrate the impact of tailoring pillar spacing, the ‘rate of rise’ method was used in Sec. 3.5. The test was performed on three samples fabricated by stereolithography, a 3D printing process for rapid prototyping. This 3D printing process consists of exposing a liquid polymer (ABS plastic like) to a light source through a pattern. The areas where the liquid polymer is exposed to light solidify. This manufacturing method allows features of 50 μm in lateral direction and 200 μm in z direction, normal to the printing plane. The samples are 1cm wide, 4 cm long and 500 μm thick. The pillar radius is 200 μm and the pillar high is 300 μm . Samples 1 and 2 have a constant spacing of 50 μm and 160 μm respectively, whereas sample 3 has a gradient spacing from 50 μm to 160 μm . The latter has three different spacing sections, a spacing of 50 μm over 23 mm long, a spacing of 120 μm over 14 mm and a spacing of 160 μm over 3 mm. Table 3.5 and Figure 3.2 summarize the pillar dimensions and geometry tested.

Tab. 3.5. Pillar sample dimensions

Sample	Spacing S1 [μm]	Spacing S2 [μm]	Spacing S3 [μm]	r [μm]	h [μm]
1	50	50	50	200	300
2	160	160	160	200	300
3	50	120	160	200	300

Because the polymer needs to be hydrophilic, we activated the samples by plasma O_2 treatment of 100 W for 5 minutes, and we reached a contact angle of 30°. This treatment was performed before each test, as the hydrophilicity by plasma treatment decreases dramatically with time. The ‘rate of rise’ measurement described in Fig. 3.3 is used to characterize the samples. The set-up consists of a camera (PCO.1200) that records 30 frames per second, connected to a computer, a light source and a beaker that contains deionized water that we put on a moving stage to induce liquid contact with the sample. Water is used as a working fluid because it is less volatile than alcohol. Thus, the evaporation effect can be neglected during the ‘rate of rise’. Thereby, the ‘rate of rise’ only considers the effect of capillarity, hydrostatic pressure and viscous forces.

The meniscus height recording starts as soon as the sample is in contact with the water surface. From the measurement, the evolution of the meniscus height as a function of the time is

extracted, to compare the maximum height reached by each sample and the velocity that it experiences while reaching this height.

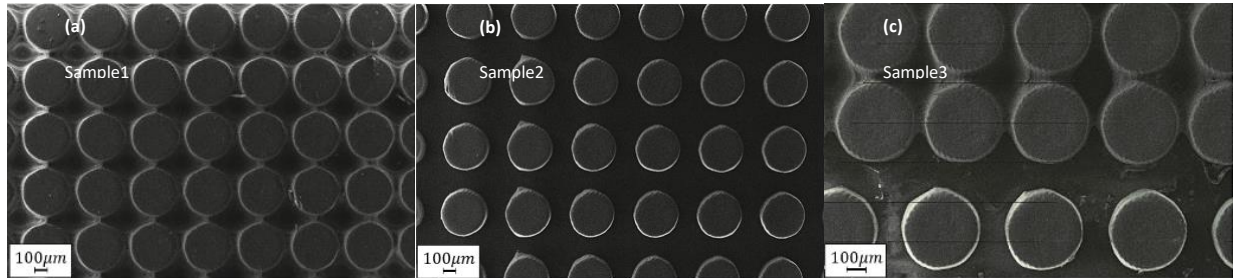


Fig. 3.2. 3D printed pillar wick arrays observed under the SEM microscope. (a) Sample1 constant spacing 50 μm . (b) Sample 2 constant spacing 160 μm . (c) Sample 3 gradient spacing.

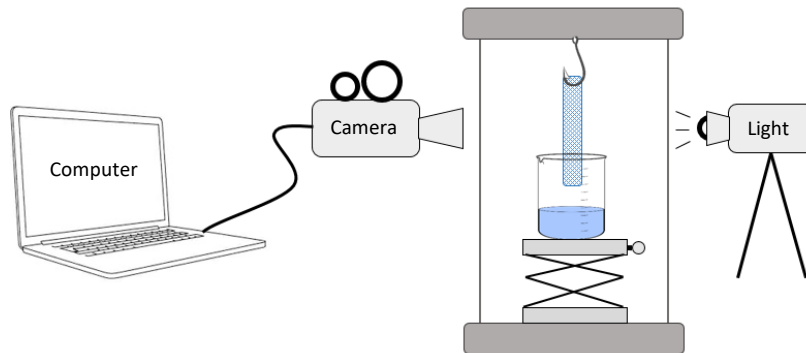


Fig. 3.3. 'Rate of rise' measurement set-up.

3.5 Results and discussion

This section first describes the pillar wick geometries that optimize the heat pipe performance based on the theoretical model presented in Sec. 3.4. Next, the results are compared to the 'rate of rise' measurement to validate the results.

3.5.1 Design

Based on the model developed on the theoretical section, and a uniform wick geometry as sample 1, the liquid and vapor pressure distribution along the heat pipe for this predefined configuration are drawn in Fig. 3.4, for 12.5 W transferred heat, corresponding to a heat flux of 0.035 W/cm². The maximum vapor pressure and the minimum liquid pressure are at the end of the evaporator section, which gives a maximum pressure difference of 157 Pa. The maximum capillary pressure that can be generated for a pillar spacing of 50 μm equals to 5.56 kPa, showing that higher power levels are possible.

Pillar spacing: To illustrate the effect of pillar spacing, the capillarity pressure and the pressure loss are plotted in Fig. 3.5 as a function of pillar spacing, for a fixed pillar radius of 200 μm and height of a 300 μm . In Figure 3.5, the range beyond a spacing of 150 μm is not accessible, since when the pillar spacing is more than half the pillar height (300 μm), the meniscus would not be formed [72].

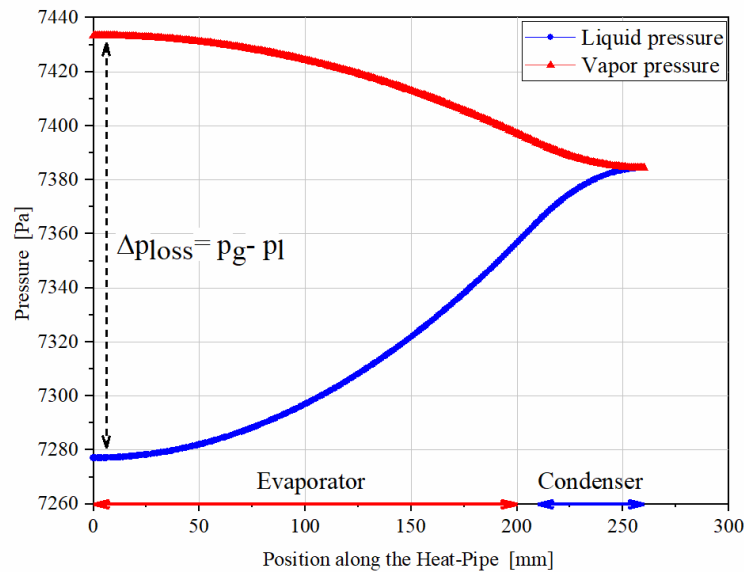


Fig. 3.4. Liquid and vapor pressure distribution along the heat pipe for sample 1 wick geometry, 12.5 W heat transferred and 40°C operating temperature.

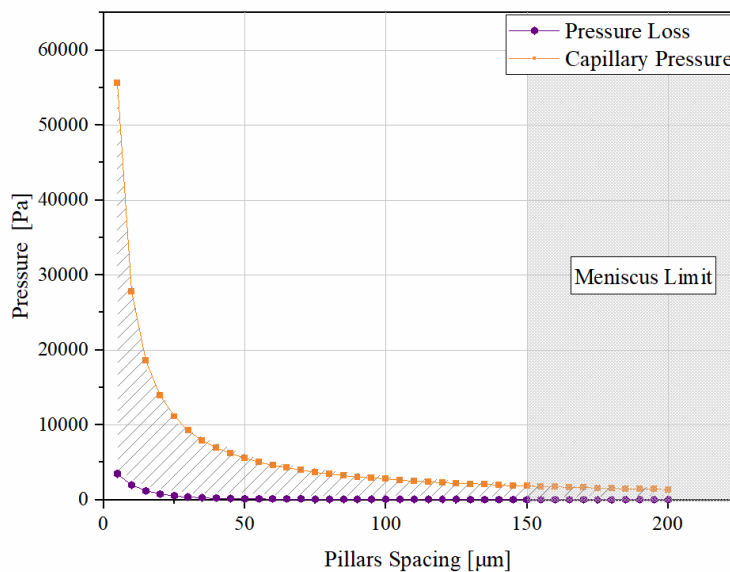


Fig. 3.5. Capillarity pressure and pressure loss evolution with pillar spacing.

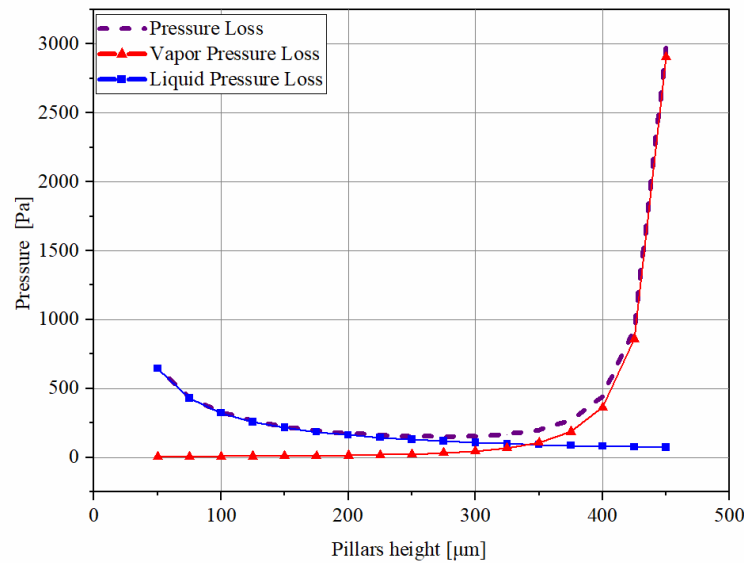


Fig. 3.6. Liquid, vapor and total pressure loss evolution function of pillar height, for constant heat pipe thickness.

Pillar height: The second geometrical parameter that affects the pressure distribution highlighted in the theoretical model is pillar height. Thus, for a fixed pillar radius and a constant internal heat pipe thickness (sum of pillars and vapor core height), Fig. 3.6 plots the pressure drops. We notice that when the total height of pillars plus vapor core is fixed, there is a pillar height value that minimizes the total pressure loss. Based on the spacing range where the capillary and meniscus limits are not reached, and using the pillar height that minimizes the total pressure loss, the map of maximum heat transfer for a constant pillar radius of 200 μm is drawn and shown in Fig. 3.7. The figure represents the heat transferred without reaching the capillary limit as a function of the pillar spacing and optimal height. The maximum heat transferred is 700 W, for a heat pipe 26 cm long and 18 cm wide and a pillar wick with a spacing of 100 μm , a height of 240 μm and a radius of 200 μm . It also shows that the maximum power achievable decreases as the pillar spacing decreases.

Pillar radius: The last geometric parameter that influence the heat pipe performance is the pillar radius. Figure 3.8 shows the maximum heat transfer without reaching the capillary limit for a range of pillar radius, spacing and the optimal pillar height.

The highest heat transfer is for a porosity of 50%. Thereby, when the pillar radius increases, the pillar spacing follows to maintain this porosity leading to a maximum heat transfer. To sum-up, based on the capillary limit, the wick's geometric parameters could be defined to maximize the heat pipe performance for a constant density distribution, leading to a compromise between capillary pumping and pressure drop.

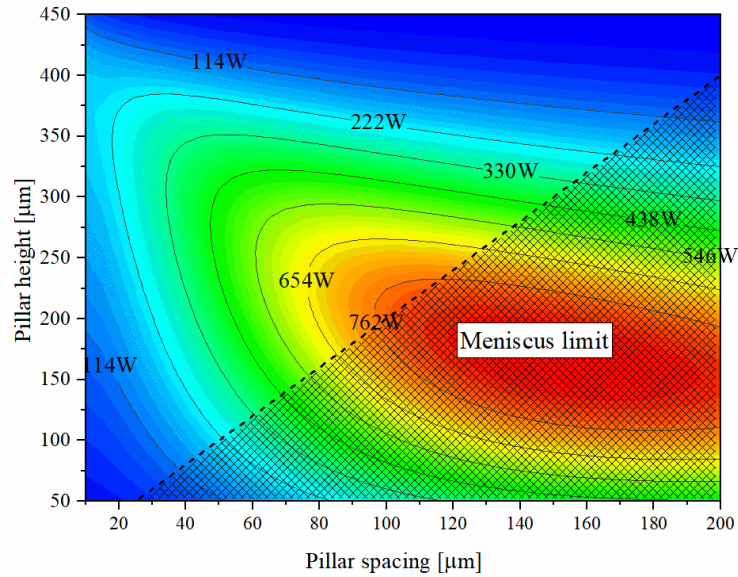


Fig. 3.7. Maximum heat transfer without reaching the capillary limit function of the spacing and optimal pillar height.

Impact of tailoring: To demonstrate the impact of tailoring the spacing of pillars, the pressure loss induced by sample 1 with a constant spacing of 50 μm and sample 3 with a gradient spacing were calculated. Figure 3.9 presents this pressure evolution along the heat pipe.

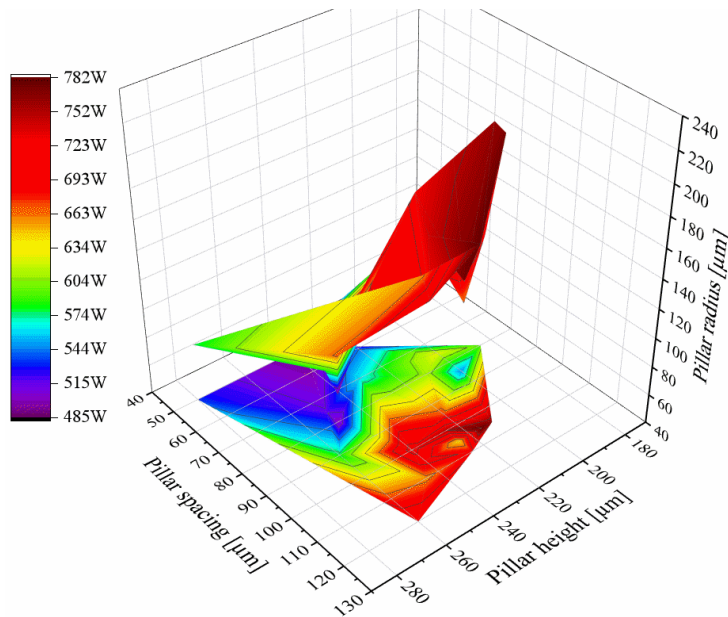


Fig. 3.8. Optimal geometrical parameters for pillar wick arrays that maximize heat transfer.

The maximum heat transfer for 50 μm spacing, 300 μm height and 200 μm radius is 400 W. For the same heating rate, pillar radius and height, the pressure loss for a gradient spacing from 50

μm to $160\ \mu\text{m}$ is evaluated. For the tailored wick configuration, the evaporator part is divided into two sections, the first section has $50\ \mu\text{m}$ spacing and the second section $120\ \mu\text{m}$ spacing. Figure 3.9 describes the pressure loss evolution along the heat pipe for $400\ \text{W}$, for both a uniform spacing of $50\ \mu\text{m}$ (sample 1) and the tailored wick (sample 3). It can be seen that the tailored wick does not exhibit as much pressure drop as the uniform wick, since the wick is more permeable. The capillary pumping is still sufficient given that it has the same geometry at the end of the evaporator ($50\ \mu\text{m}$ spacing).

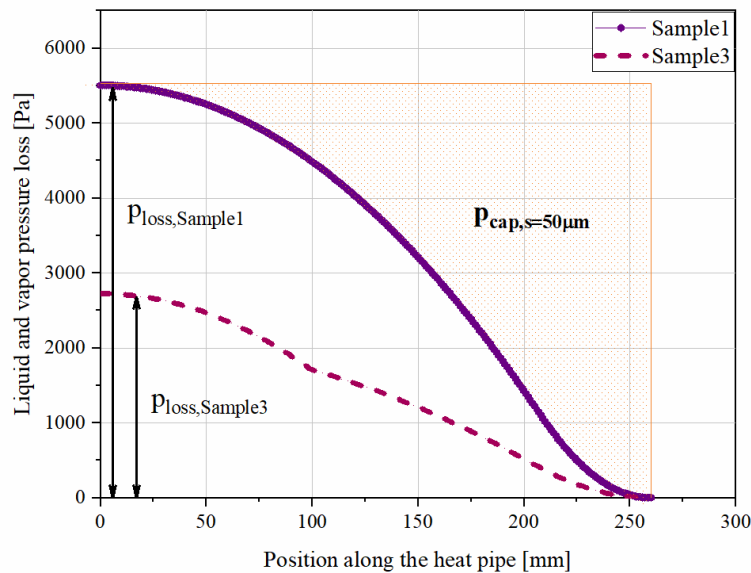


Fig. 3.9. Total pressure loss at the maximum heat transferred for sample 1, compared to pressure loss generated by sample 3.

It can also be seen in Fig. 3.9 that the pressure difference between the liquid and vapor decreases from the evaporator to the condenser. This implies that lower capillarity is acceptable away from the evaporator end. The pillar spacing can therefore be increased away from the evaporator end to only provide the capillarity pressure needed depending on the heat pipe region. Thus, at the beginning of the evaporator section, the pillar spacing is the smallest ($50\ \mu\text{m}$) to withstand the accumulated high pressure loss. In the condenser end, the spacing is larger ($160\ \mu\text{m}$) because the pressure loss generated is small. From figure 3.9, the maximum pressure difference generated from sample 1 configuration is $5.56\ \text{kPa}$ compared to $3.8\ \text{kPa}$ for sample 3, which represents a 30% difference. That means the sample 3 configuration can transfer more heat than the sample 1 configuration, as the capillary limit is not reached. To determine the maximum heat transfer that the sample 3 configuration can reach, Fig. 3.10 plots the pressure loss and the capillary pressure for different value of heat load. The tailored wick array allows up to $600\ \text{W}$ before reaching the capillary limit in section 2 where the spacing is $120\ \mu\text{m}$. Thereby this configuration offers 50% more heat transfer than the constant density configuration.

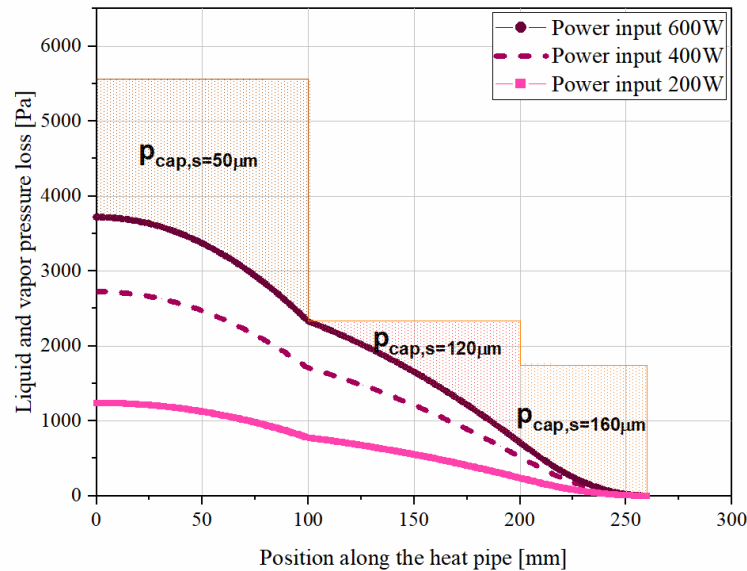


Fig. 3.10. Maximum pressure difference at the maximum heat transfer, for the tailored wick array (sample 3).

3.5.2 Experimental result

The experimental test performed is the ‘rate of rise’ measurement, where the end of the sample is put in contact with the water surface, and the meniscus height along the sample is recorded over time. This test was done for samples 1, 2 and 3. Figure 3.11 shows the height evolution in a function of time for the three samples. The errors bars refer to the experiment repeatability. The figure describes that samples 2 and 3 start with the same velocity as their pillar spacing is the same, 160 μm . After the meniscus reaches a height of 3 mm, the slope for sample 3 changes since the pillar spacing decreases to 120 μm . Thus, sample 3 continues to rise, as sample 2 stabilizes at a height of 13 mm. Sample 1 has the same slope as sample 3 when the meniscus is at 17 mm height, because both samples have the same spacing of 50 μm .

To better illustrate the impact of pillar spacing, the velocity is extracted from the measure ‘rate of rise’ and plotted in Fig. 3.12 for samples 1 and 3. From the graphic, the velocity decreases when the height increases, due to higher viscous forces and hydrostatic force that increase with the meniscus height. The maximum velocity is at the beginning of the rise, and then it decreases until zero, when the forces of capillarity, viscosity and gravity balance out. Sample 3 has two velocity regimes. The meniscus starts to rise with a high velocity when the spacing is above 50 μm . For a spacing equal to 50 μm , the velocity slope changes, and it converges to the sample 1 curve. The liquid velocity rise is higher in sample 3 compared to sample 1. When the meniscus reaches 17 mm height, the ‘rate of rise’ in both samples becomes the same. Thus, the final meniscus height, when the forces balance, is the same for sample 1 and 3. In other words, we reach the same final height with a higher velocity of over 40% of sample 3 compared to sample 1. Thus, we can consider that tailored density wick arrays induce less pressure loss compared to a constant

density array, while achieving the same capillary pressure. Fig. 3.12: Velocity evolution function of height for sample 1 and 3.

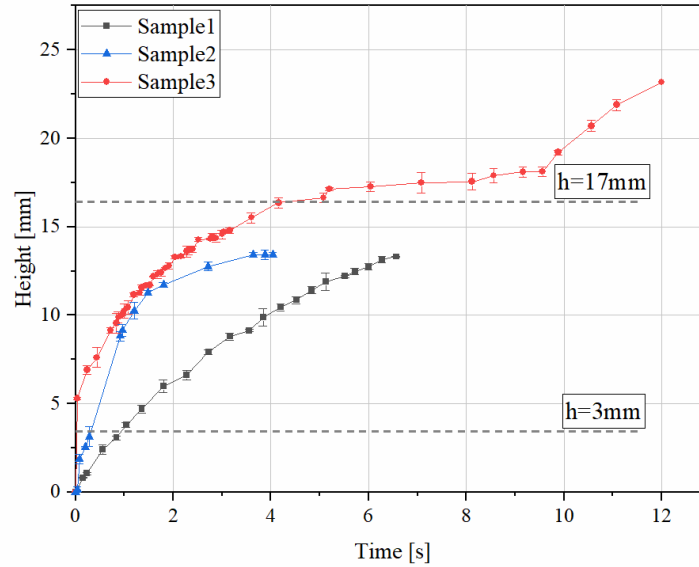


Fig. 3.11. 'Rate of rise' height measurement.

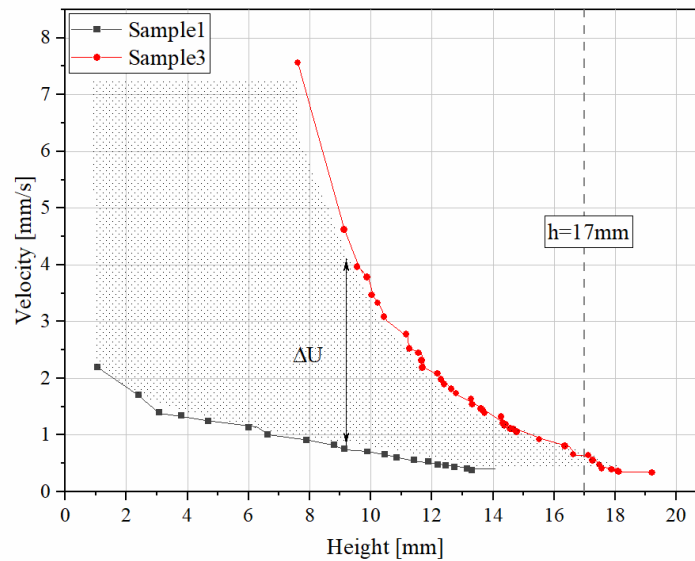


Fig. 3.12. Velocity evolution function of height for sample 1 and 3.

3.6 Conclusion

This study has shown that, based on the capillary limit, we can predict the heat pipe performance for a constant and tailored density pillar wick arrays. The theoretical model proves that pillars

wick arrays with tailored density enhance the heat pipe performance by a factor of 50%, compared to a constant density. The 'rate of rise' measurement validates the results, as the liquid flow velocity is higher in the tailored pillar structure, reflecting less pressure loss. Based on this study, guidelines for designing the optimal tailored wick pillar structures that enhance heat pipe performance can be proposed.

3.7 Acknowledgements

We would like to thank Nooshin Karami and Rajesh Pandiyan for fruitful discussions. This work was funded by NSERC and Calogy Solutions, whose support is gratefully acknowledged.

CHAPITRE 4

THERMAL PERFORMANCES INVESTIGATION OF A ONE-STEP ASSEMBLED POLYMERIC THERMAL GROUND PLANE (TGP)

4.1 Avant-propos

Auteurs et affiliation :

Doriane Ibtissam Hassaine Daoudji : Étudiante au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Samaneh Karami : Ph.D., Université Polytechnique de Montréal.

Étienne Léveillé : M. Sc. A, Université de Sherbrooke.

OmidReza Ghaffari : Ph.D., Université de Sherbrooke.

Amrid Amnache : Ph.D., Université de Sherbrooke.

Mahmood Reza Salim Shirazy : Ph.D., Calogy solutions.

Luc G. Fréchette : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

État de l'acceptation : Soumis

Revue : Applied Thermal Engineering

Titre français : Étude des performances thermiques d'un caloduc polymérique plat (TGP) assemblé en une étape.

Contribution de l'auteur :

La contribution scientifique et technique de l'auteur dans cet article, en excluant l'encadrement du directeur de recherche est estimé à 75%.

L'auteur a défini le procédé de fabrication et a élaboré des tests de caractérisation pour chaque étape dans le but de valider le procédé de fabrication proposé.

L'auteur a modifié le banc de test de caractérisation pour des applications à faible flux de chaleur.

L'auteur a fabriqué et tester les caloducs polymériques fabriqués.

L'auteur a rédigé 100% du contenu de l'article.

Contribution du document :

Dans cet article nous introduisons un nouveau procédé de fabrication pour les caloducs polymériques. Notre nouvelle approche permet de fabriquer ces caloducs en étape seulement, où le remplissage, tirage de vide et scellement se font en une étape seulement. Ce procédé de

fabrication permet d'une part le retrait du tube de remplissage qu'on trouve sur tous les caloducs plat et chambres à vapeur, et d'autre part de réduire le coût de fabrication de ces dispositifs.

Résumé français :

Le procédé de fabrication et l'étude de performance thermique d'un caloduc plat (ou *thermal ground plane*, TGP) fabriqué en une étape sont présentés dans cette étude. En effet, les applications émergentes, flexibles et à large surfaces telles que l'électronique imprimé ou les batteries Li-ion requièrent un mode de gestion thermique adapté. Ainsi, le TGP polymérique est introduit comme solution de gestion thermique pour ces applications émergentes à faible flux thermique et à large surface d'évaporation. Un minimum de trois étapes est typiquement nécessaire pour la fabrication de ces échangeurs de chaleur plats bi-phasiques. Ces étapes consistent à assembler les bords et le périmètre du TGP en intégrant un tube de remplissage, remplir le fluide de travail, pour ensuite tirer le vide et sceller le TGP. Dans ces procédés de fabrication, un tube de remplissage est toujours nécessaire pour tirer le vide et remplir le fluide de travail, ce qui peut introduire des contraintes géométriques et éventuellement une source de fuite additionnelle. Nous présentons alors notre nouveau procédé de fabrication qui permet l'assemblage, le remplissage et le scellage en une seule étape. Le procédé suggéré permet d'accéder à des processus de fabrication à haut volume comme le moulage par injection tout en réduisant le nombre d'étapes de fabrication et en supprimant l'utilisation d'un tube de remplissage. Le TGP fabriqué a une conductivité thermique effective de 833 W/m K qui est dans la plage de la littérature pour les TGPs polymères, variant entre 100 à 1000 W/m K. Le travail que nous présentons montre que nous pouvons faire un TGP en polymère avec un procédé de fabrication en une étape qui aboutit à un TGP performant.

4.2 Abstract

The fabrication process and thermal performance study of a one-step assembled polymeric thermal ground plane (TGP) are presented in this work. Indeed, emerging applications such as in-mold electronics or Li-ion batteries entail a flexible, affordable and lightweight thermal management solution. These requirements lead to introduce polymeric TGPs as a thermal management solution for these low heat fluxes, large surfaces, and flexible applications. Currently, the fabrication process for these flat, bi-phasic heat exchangers involves a minimum of three steps. These steps include the assembly of the perimeter edges with integration of a tube, filling the TGP with the working fluid through the tube, and then pulling the vacuum and sealing the tube. In this fabrication process, a filling tube is always required to pull the vacuum and fill the working fluid, which may introduce geometrical constraints and possibly a leak source. The current study introduces a novel one-step assembly process for polymeric TGPs where the filling and sealing are done in a single step. This suggested technique eliminates the use of the filling tube and reduces the number of manufacturing steps to fabricate the polymeric TGP. Additionally, this process may take use of injection molding and other high volume manufacturing approaches to further reduce the fabrication cost. The one-step assembled TGP has an effective

thermal conductivity of 833 W/m K, which is within the range found in the literature for polymeric TGPs as it varies from 100 to 1000 W/m K. Thus, the present work describes a one-step assembly technique to fabricate polymeric TGPs with good thermal performance .

KEYWORDS: thermal ground plane, polymer, thermal management, heat pipe, vapor chamber, fabrication.

4.3 Introduction

To maintain flexible and compact electronics devices performances at their optimum, a thermal management solution is required [14]. Metallic flat heat pipes or vapor chambers are widely used as thermal management solutions for many applications, including smartphones and laptops [43]. However, these solutions may be limiting due to the metals rigidity, weight and cost. Thus, a flexible flat bi-phasic heat exchanger made of polymer, known as the Thermal Ground Plane (TGP), has been suggested as a thermal management solution for large surfaces, low heat fluxes, and flexible applications such as LED lamps, lithium batteries in electrical vehicles, or in-mold electronics.

Polymeric TGP requirements

These closed loop heat exchangers conduct heat through liquid to vapor phase change. When the liquid in the porous media within the TGP comes into contact with a hot surface, it evaporates. Then, the vapor flows via a hermetic cavity to the opposite end of the TGP where it encounters a cold surface and condenses. Finally, the porous media pumps the liquid back from the condenser to the evaporator. Therefore, to maintain the TGP operation and the passive cycle, several requirements must be met. First, the wick structure must be hydrophilic with the used working fluid to pump it. Second, the shell must maintain hermiticity to preserve the vacuum and the working fluid exclusive presence. Finally, the working fluid must be free of non-condensable gases (NCG) to not obstructs the condenser and degrade the TGP performance.

From the different polymeric TGPs in the literature, it has been observed that a mechanical structure within the vapor core is necessary to preserve its thickness under vacuum due to the flexibility of the polymeric shell. We also note that a fully polymeric shell cannot sustain the vacuum required for the TGP operation, as the polymer is not sufficiently hermitic [93]. Consequently, a thin metallic layer is often added as it simultaneously increases the polymeric shell hermiticity and decreases its thermal resistance.

Polymeric TGP fabrication processes

The fabrication process of polymeric TGPs in the literature involves several steps. The initial step involves the materials selection and preparation. Next, the TGP is assembled, and finally, it is filled with the working fluid and sealed under vacuum.

Tab. 4.1. The number of fabrication steps, the materials used to make polymeric TGP and its thickness in the literature.

Authors	Materials			Thickness [mm]	Fab step [#]
	Shell	Wick	Vapor core		
Oshman et al. [36], [75], [78]	Al-polymer	Cu mesh	Nylon mesh	1.31	4
	Cu-polymer	Cu mesh	Cu pillars	0.50	
	Cu-polymer	Cu mesh and pillars	Cu pillars	1.00	
Xu et al. [53]	Cu-polymer	SS mesh	Cu pillars	0.28	4
Liu et al. [77]	Al-polymer	SS mesh	Polymere mesh	1.47	4
Yang et al. [37]	FR4 polymer	Cu mesh	Cu pillars	4.00	3
Hsieh et al. [38]	Silicone	Cu mesh	Cu pillars	4.00	3

Material selection

Shell: some researchers have used polymer doped with copper particles or plates to improve the polymeric shell thermal conductivity [37,38]. However, the polymer hermiticity remains an issue, leading to the use of polymeric-metallic foils (copper/aluminum-polymer) that have a better permeation barrier [75,76].

Wick: polymeric TGPs commonly use a combination of copper mesh and pillars wicking structure, to increase the capillary limit [53,78].

Mechanical structure: Although a polymeric mesh is the simplest and easiest-to-implement mechanical structure for maintaining the thickness of the vapor core [36,77], pillars generate less pressure drop and thermal resistance [75].

Hydrophilization treatment

Polymeric TGPs typically use water as the working fluid. Thus, the porous medium must be hydrophilic. While researchers have employed atomic layer deposition (ALD) of silicon oxide on copper to achieve this, the process is expensive [94].

Assembly and sealing

The assembly process for polymeric TGPs depends on the shell material. For a polymeric-metallic foils, metal-to-metal sealing by brazing is a hermetic option [75,76] while polymer-to-polymer bonding is less hermetic but requires lower temperatures [77]. Alternatively, epoxy can be used, but it may generate more non-condensable gases and a fragile bonding joint [79].

Filling

The filling for all polymeric TGP's is done through a tube, where the vacuum is pulled and the working fluid is injected. Then, this tube is sealed by cold welding. This tube remains connected to the final device, introducing geometrical constraints and possibly a leak source.

Table 4.1 summarizes the materials used, thickness and number of fabrication steps for polymeric TGP's. The material preparation (cleaning, cutting and hydrophilization treatment) is not included in the stated number of fabrication steps. As an example, Yang et al. process involves three steps: first, perimeter sealing, second, filling the working fluid and pulling the vacuum, and third, sealing the filling tube. In some cases, two sealing steps are required to fabricate the polymeric TGP. The present work introduces a novel fabrication process where the perimeter assembly, filling and sealing are done in-situ. Our recommended approach results in a low-cost manufacturing process by reducing the number of assembly steps to only one. Additionally, by doing the filling and sealing at the same time we remove the use of the filling tube.

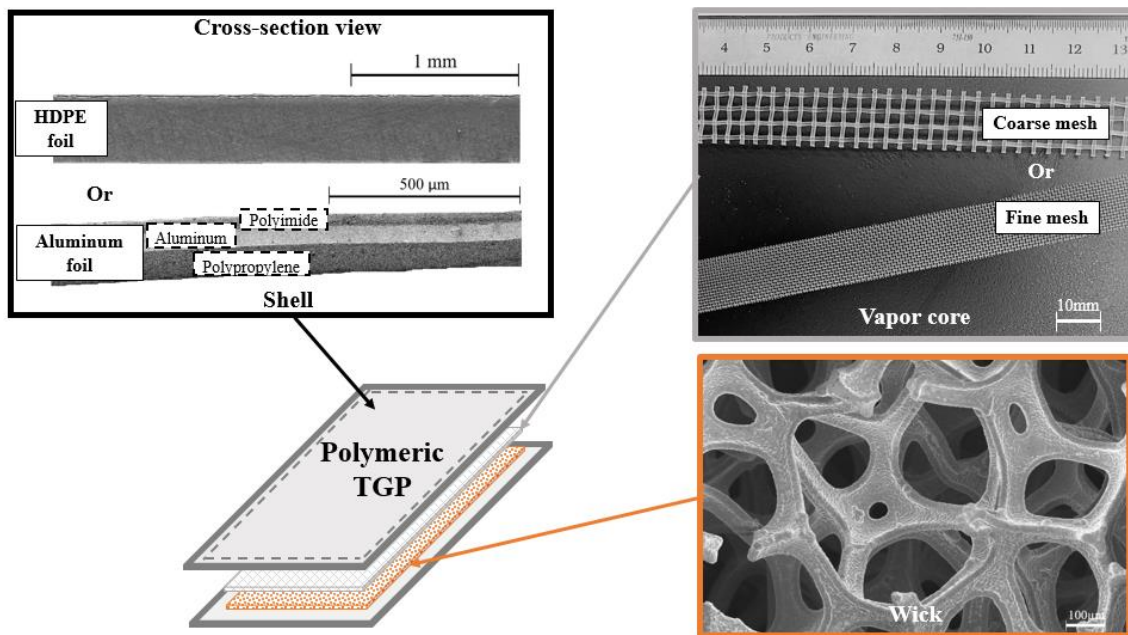


Fig. 4.1. The shell, the vapor core and the wick materials used to fabricate the polymeric TGP.

We observe from the consistent work in the literature, that more than 80% of the raw materials used to fabricate the polymeric TGP's are metals. In addition to the polymeric-metallic shell, a copper mesh with 60% porosity and a copper pillar structure are often used as the TGP wicking and mechanical structure respectively. While it is necessary to have a dense layer to preserve the TGP shell hermiticity, there is no requirement for the wick or the mechanical structure in the vapor core to be metallic. In the present work, we chose affordable material to further decrease

the TGP cost. Thus, we used a 90% porosity copper foam for the wick and a nylon mesh as the mechanical structure.

To sum up, the primary goal of the current work is to demonstrate the one-step assembly process viability for polymeric TGPs. The suggested technique enables access to high-volume manufacturing processes like injection molding while also reducing the number of assembly steps. The TGP's thermal performance is then characterized experimentally and the impact of the shell material, filling ratio, and the type of mechanical structure in the vapor core are evaluated. Finally, we investigate the TGP reliability over time and present a performance metric that considers the material cost and weight.

Tab. 4.2. Properties of materials used to fabricate the polymeric TGP.

TGP part	Material	Diameter [μm]	Pitch [μm]	Porosity [%]	Thickness [μm]
Shell	HDPE	/	/	/	400±25
	Aluminum-laminated	/	/	/	150±7
Wick	Copper foam	120-300	/	90±3	1000±30
Vapor core	Fine nylon mesh	200±20	410±20	75±1	300±30
	Coarse nylon mesh	660±15	2150±200	82±2	980±22

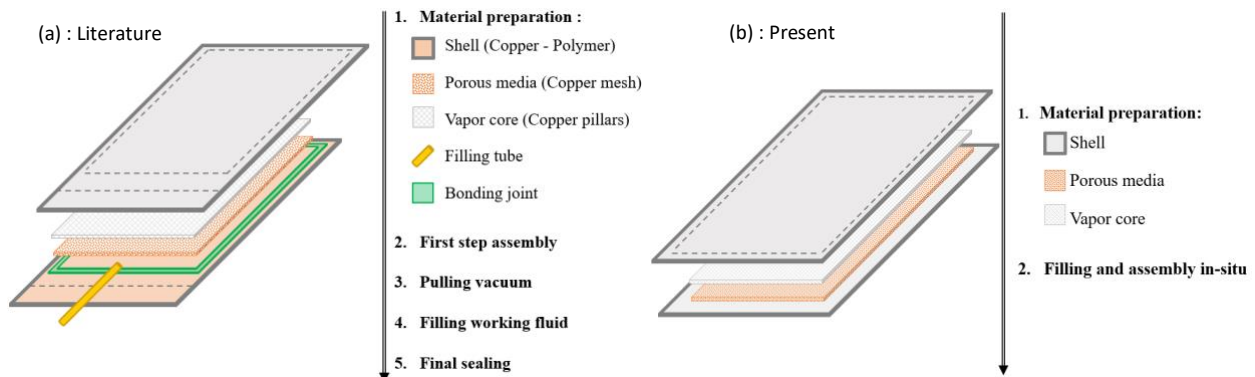


Fig. 4.2. Polymeric TGP fabrication process flow (a) in the literature (b) in the present work.

4.4 TGP design and fabrication considerations

To develop the fabrication process flow and understand its capabilities and limits in making performant polymeric TGPs, a range of different materials and configurations were considered. This section presents these variants and the unit processes required to make the polymeric TGPs,

including the shell materials, wick structure and hydrophilization, vapor core materials, perimeter sealing method as well as the in-situ filling.

4.4.1 Geometry and materials choice

The nominal dimensions of the fabricated TGP is 25 cm length, 5 cm width and 3.5 mm maximum thickness. These values were predetermined by the experimental test apparatus and have the potential to be adjusted (increased or decreased) in the future. Two shell materials are considered: high density polyethylene (HDPE), selected for its low permeability among polymers, or aluminum-laminated foil composed of polyethylene, aluminum and polyimide, which should provide enhanced hermeticity over HDPE due to the metal layer. The wick is a high porosity copper foam that will require a hydrophilization process, described in this section. The vapor core is filled with different types and thicknesses of nylon meshes, used to maintain the vapor space under external pressure while remaining hydrophobic. Figure 4.1 and Table 4.2 details the materials used and their geometrical properties.

4.4.2 Fabrication process

The polymeric TGP is fabricated in a single step as we do the perimeter assembly, filling and vacuum sealing at the same time [95]. The preparation step of the suggested process is to cut and clean the materials, and hydrophilize the copper foam to pump the working fluid (water) by capillary wicking. We used water as a working fluid due to its high latent heat of evaporation and surface tension [27]. Water is added to the copper foam, and bonding is completed by hot pressing within a vacuum chamber. The quantity of water is adapted to compensate for the loss under vacuum. Figure 4.2 shows a comparison between the fabrication process in the literature and the present study. We observe that our novel single step assembly approach removes the use of the filling tube and decreases the number of fabrication steps and production time. In the following sections, we are going to explore each step thoroughly.

a) Hydrophilization treatment

ALD treatment is a commonly used technique to hydrophilize the copper wick in polymeric TGPs application. The technique consists of depositing a thin layer of SiO_2 . However, this treatment is recognized to be expensive and not suited for mass production [94], [96]. In the present study, we hydrophilize the copper wick by producing copper oxide (CuO) on its surface, which has been proved to be hydrophilic [81]. This oxidation can be accomplished by chemical [81] or thermal treatments [80].

A reduction treatment may also be performed to make the copper surface hydrophilic. However, this treatment is described as being extremely sensitive to the ambient [82], and studies revealed that its stability lasted less than an hour. Thus, we did not explore this approach in this work.

Chemical treatment

In the chemical oxidation treatment, copper foam is submerged for 8 hours at 60°C in a 1M ammonium hydroxide (NH₄OH) solution. Then, the sample is removed from the solution, rinsed with deionized water, and dried in nitrogen. From Figure 4.3, we can observe that the created copper oxide is evenly distributed over the foam surface and has colliflower structures. Results from X-ray photoelectron spectroscopy (XPS) characterization revealed that most of the created copper oxide is CuO. We observed that the hydrophilicity and the rigidity of the copper foam are affected by the treatment duration. Because of the foam's high porosity (90%), a treatment lasting more than 8 hours leads to a fragile foam. Whereas a treatment lasting less than 8 hours results in a less hydrophilic surface.

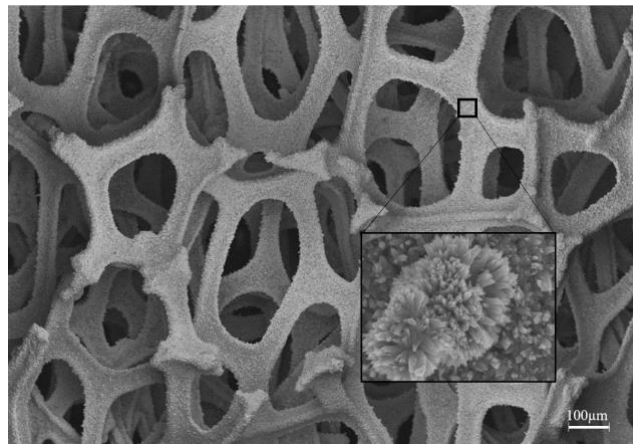


Fig. 4.3. Scanning electron microscopy of chemically treated copper foam.

Thermal treatment

For the thermal treatment, we used a tube furnace (Sentro Tech, Ohio, USA) in an air-like atmosphere (80% of nitrogen and 20% of oxygen) with a 10 minutes plateau at 650°C. Figure 4.4 illustrates that the formed copper oxide has a needle like shape and is uniformly distributed over the copper foam surface. XPS characterization results show that most of the created copper oxide is CuO. However, the oxide layer shows some cracks which may be caused by the different thermal expansion coefficient of copper and copper oxide.

We emphasize that the furnace temperature, the oxygen concentration within the furnace, and the duration of the thermal treatment are all significant factors on the foam hydrophilicity. We performed treatments at lower temperatures that results in less cracked oxide layers, but a less hydrophilic surface. Higher temperature treatment results on an even more fragile and cracked treated foam. Since we must wait for the furnace to naturally cool after setting its temperature, it is difficult to monitor the real treatment time. As a result, the foam continues to oxidize throughout that period of natural cooling.

For subsequent characterization, the treated copper foams were kept in water. Then, the rate of rise measurement was performed to extract the effective pore radius from the treated foams using water as the working fluid [81]. Figure 4.5 represents the variation of effective pore radius over time for chemically and thermally treated foams. This variation rate represents the effective pore radius of the treated copper foam with water over the effective pore radius of the untreated copper foam with acetone. Since we assume that acetone has zero contact angle with copper, it served as our reference [70]. The depicted error bars represent the treatment repeatability on three samples treated simultaneously.

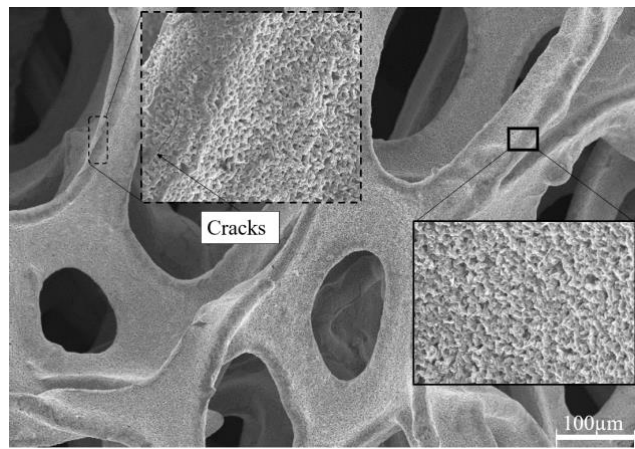


Fig. 4.4. Scanning electron microscopy image of thermally treated copper foam.

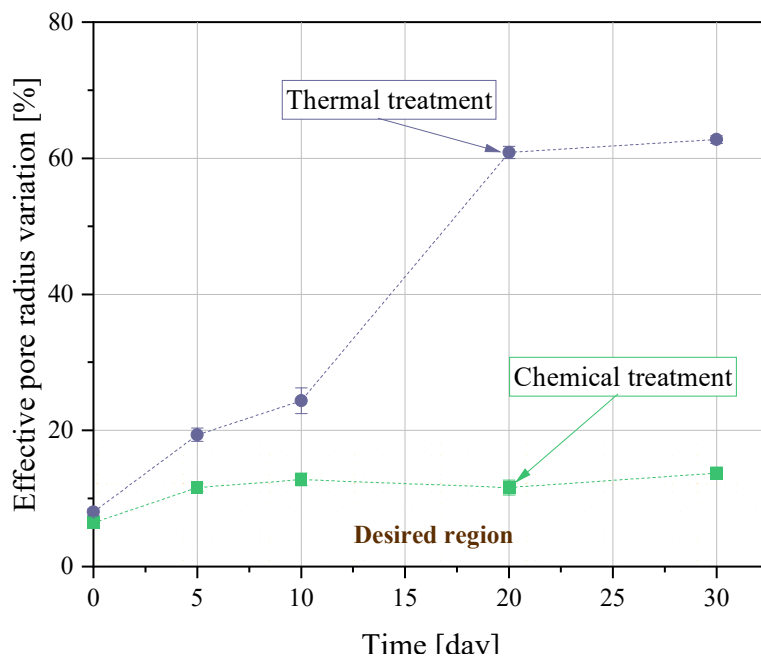


Fig. 4.5. Impact of time on the chemical and thermal hydrophilization treatment demonstrating the stability of the former for samples kept in water.

We observe from figure 4.5 that the chemically treated copper foam exhibits stability with a variation rate of 15% after 30 days. The figure also points out that although having the same performance as the chemically treated sample on day zero, the thermally treated foam is not stable over time. After 30 days, we reach a variation rate of 62%. As described previously, cracks are created on the oxide layer during the treatment. These cracks may delaminate and expose the untreated surface upon repeated cycles of wetting and drying at each measurement, which increases the effective pore radius.

From these results, we conclude that the chemical treatment enables high porous foam to be simultaneously super hydrophilic and mechanically robust. In contrast to the thermal treatment where it is challenging to strike a balance between hydrophilicity and high porous foam mechanical strength.

b) Filling and sealing in-situ

The technique proposed here combines assembling, filling, and sealing into a single step. Figure 4.6 shows the suggested manufacturing process. Inside a press, we put the different TGP parts: shell, wick and mechanical structure for the vapor core [95]. We fill the wick with the desired water quantity, and then we close the chamber to pull the vacuum. The chamber was connected to a mechanical pump station (*Edwards*). After a certain vacuum period, we applied a load on the press to bring the two polymeric shells in contact. Then, we activate the heater to melt the shell perimeter as represented in the figure. One side of the heater is in contact with the polymeric shell and the other with the press.

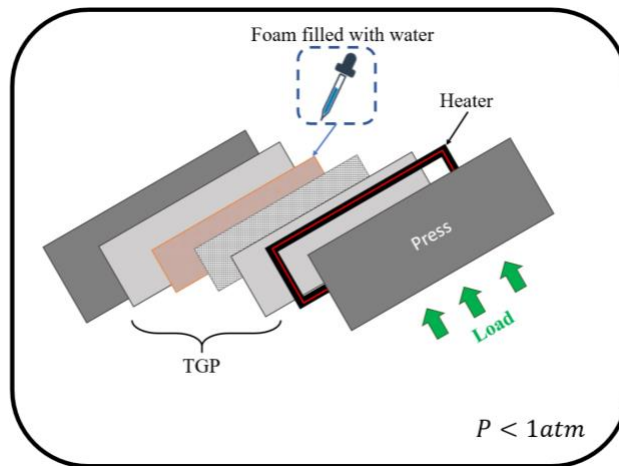


Fig. 4.6. Exploded view of the one-step assembly process with in-situ filling and sealing.

While we pull the vacuum, a certain amount of water evaporates. Thus, we need to determine the amount of water required to account for this loss. To determine experimentally the loss, the foam is first filled, weighed, put under vacuum for different period and then weighted again to extract the amount of the remaining water. Figure 4.7 shows the vacuum chamber pressure profile, and the amount of water lost over time. After three minutes, we observe that there is little variation in the

pressure inside the chamber. To ensure that we removed all the non-condensable gases from the chamber, we continue to draw the vacuum for an additional five minutes.

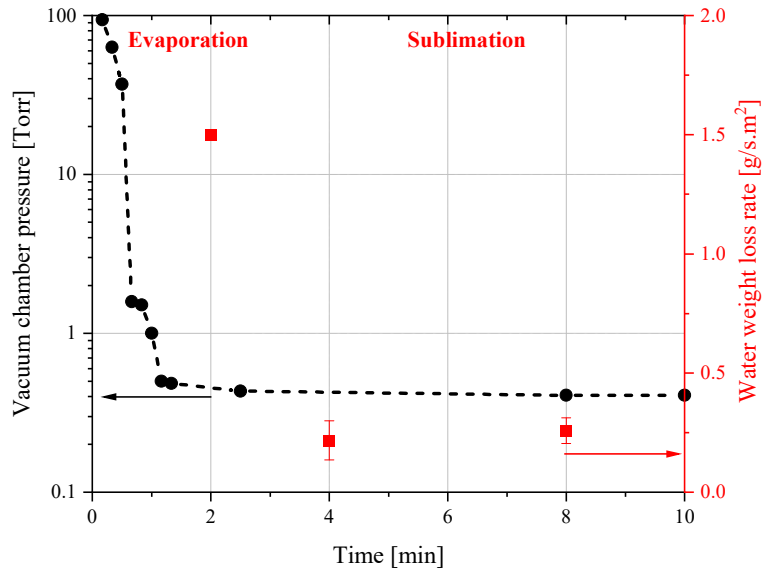


Fig. 4.7. Working fluid evaporation rate during vacuum, illustrating a steeper evaporation slope than the sublimation.

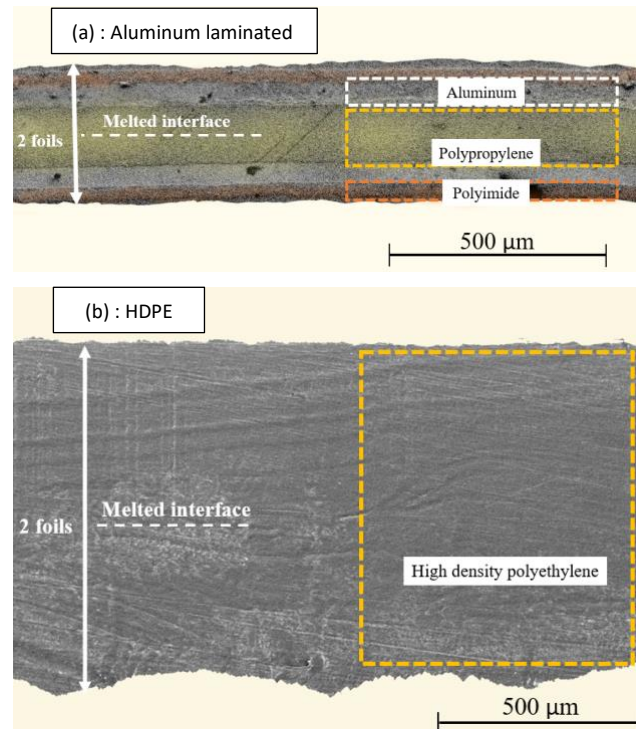


Fig. 4.8. Scanning electron microscopy image of the hot pressed joint cross section for (a) aluminum-laminated foil, (b) HDPE.

The figure also shows the evolution of the water weight reduction rate over time. It initially has a substantial variation rate as the water boils and evaporates while the pressure in the chamber decreases. Beyond 2 minutes of pulling the vacuum, we noticed that the water freezes and the variation rate decreases as we transition from evaporation/boiling to sublimation regime. The water weight reduction rate remains constant for the rest of the experiment since we are still in sublimation mode. The error bars represent the measurement repeatability on the same copper foam. This measurement varies depending on the vacuum chamber size, atmosphere, and type of the pump used.

We can continue with the sealing step now that we determined the initial water quantity that accounts for the loss during vacuum. The recommended technique is to bond the two aluminum-laminated or HDPE foils by hot pressing. Since the shell is mainly made from polymers it can be melted to create a monolithic material across the joint, as shown in Figure 4.8. The figure depicts the cross section junction of the two bonded sheets where the melted interface is no longer visible. A helium test was performed on the sealed HDPE and aluminium laminated joint [95]. The results indicated no major leaks through the melted interface. To examine the robustness of the created joint, a thermal performance characterization on the fabricated TGP was conducted over time. The results will be discussed in the next section.

4.5 Methods and experiment

In this section, we characterize the thermal properties of the fabricated TGPs. Devices with different materials and configurations were fabricated, with an example shown in figure 4.9. The following sections present the experimental setup used to measure the TGP thermal resistance, followed by studies on the impact of filling ratio, shell material, and type of mechanical structure in the vapor core.

4.5.1 Experimental setup

As illustrated in figure 4.10, a test bench was made to evaluate the thermal performance of the fabricated TGP. An ohmic heater driven by a power supply (*Brunell Instrument*, 30 VDC, 3 A) is used to heat one end of the TGP, while a cold plate fed by a thermostatic bath (*Polyscience*) is used to cool the opposite end. The hot and cold plate are 7.5 cm and 4.5 cm long, respectively. To account for the NCG, 9.5 cm of the TGP was used as a reservoir. Thus, the tested TGP length was over 15.5 cm. In the evaporator and condenser zones, two thermocouples (type T) were positioned at 5.5 cm and 2 cm apart, respectively. The thermocouples were connected to a data logger (*Agilent 34970A*) that was connected to a computer to track the temperature evolution over time. The hot and cold sources, as well as the TGP are insulated by Delrin plates. The TGP thermal resistance is determined using the average measured temperature in the evaporator, T_{mE} , and condenser, T_{mC} , as shown in equation 4.1. Additionally, two thermocouples were positioned in the aluminum block to extract the accumulated heat in the condenser, \dot{Q}_{cond} , using Fourier's law.

$$R_{th} = \frac{T_{mE} - T_{mC}}{\dot{Q}_{cond}} \quad (4.1)$$

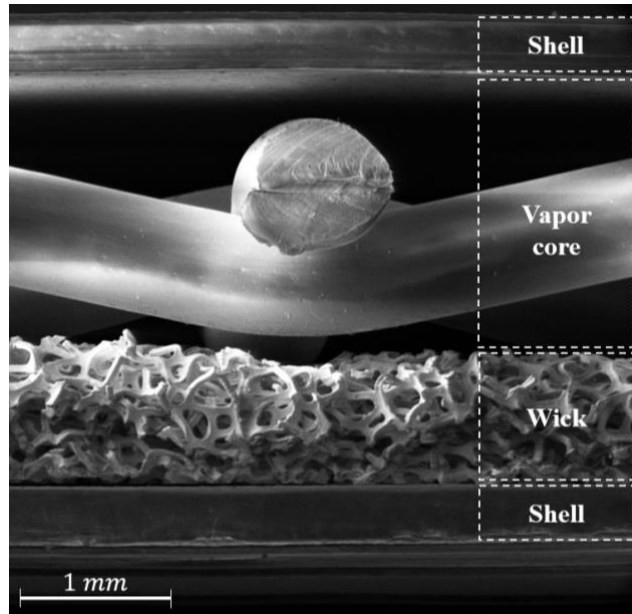


Fig. 4.9. SEM image of the fabricated TGP with an HDPE shell, a coarse mesh vapor core and a copper foam wick.

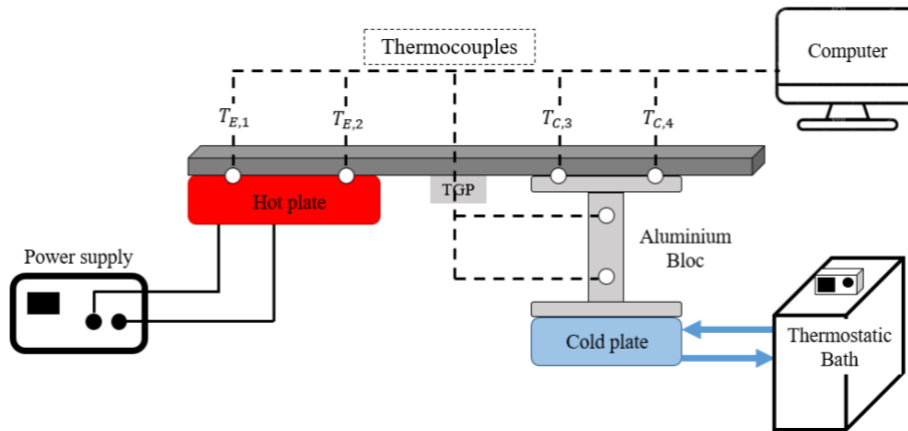


Fig. 4.10. Thermal characterization set-up for TGPs.

Uncertainty of the thermocouples and distance measurement between them, are $\sigma_T = \pm 0.5^\circ\text{C}$ and $\sigma_L = \pm 0.01 \text{ mm}$ respectively. To quantify the entire measurement uncertainty, a repeatability test was performed to ascertain the accuracy of the fabrication process repeatability. The total measurement uncertainty is estimated to 12% using equation 4.2.

$$\sigma_R = \sqrt{\left(\frac{dR}{d\Delta T} \cdot \sigma_{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{dR}{d\dot{Q}_{cond}} \cdot \sigma_{\dot{Q}_{cond}}\right)^2 + \sigma_{Rep}^2} \quad (4.2)$$

4.5.2 TGP Thermal performance

a) The effect of the filling ratio

The filling ratio is the initial parameter to evaluate. The TGP dries at a low filling ratio and floods at a high filling ratio. Thus, it is necessary to undertake an experimental investigation to determine the filling ratio that lowers the thermal resistance for a certain design and heat rate [77,97]. This characterization test was carried out on a TGP made of an aluminum-laminated foil shell, a treated copper foam wick, and three layers of coarse meshes in the vapor core. The test was performed at an injected heat flux of 0.4 W/cm^2 and the filling ratio, f , was varied from 30% to 100%. As per equation 4.3, v_t is the volume of available void space in the copper foam and v_f is the amount of liquid that is still present in the TGP after fabrication. A filling ratio of 100% occurs when the available volume, v_f completely fills the foam empty volume, v_t .

$$f = \frac{v_f}{v_t} \quad (4.3)$$

We observe from Figure 4.11, that a filling ratio around 80% provides the smallest thermal resistance for the fabricated TGP. Thus, for the upcoming TGPs that are being fabricated, we are maintaining this value.

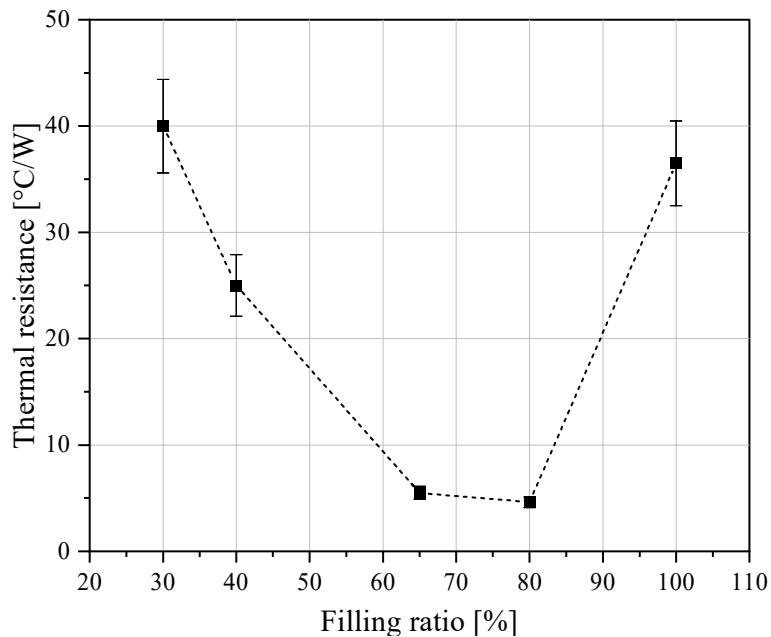


Fig. 4.11. Impact of the filling ratio on the TGP thermal resistance at a constant heat flux of 0.4 W/cm^2 .

b) The effect of the shell

The shell material is the second parameter that we investigated. We used two types of polymers for the shell: HDPE and aluminum-laminated foil. We used treated copper foam for the wick and

3 layers of coarse meshes for the vapor core. The test was performed while varying the input heat flux. Figure 4.12 shows the temperature profile for the fabricated aluminum-laminated TGP at different heating input rates. The TGP evaporator temperature rises as input power increases, reaching a peak of 100°C at 25 W injected power. We stopped the experiments once the evaporator reached this temperature since the polypropylene's softening temperature is around 100°C. Figure 4.13 represents the overall thermal resistance of the TGPs as a function of the collected heat load from the condenser (the condenser heat load is used instead of the heater power to account for the test set-up heat losses). The HDPE TGP has a higher thermal resistance than the aluminum-laminated TGP due to its thicker and low thermally conductive shell. Additionally, the aluminum-laminated TGP transfers up to 15 W before reaching the material limit as opposed to 10 W for the HDPE TGP due to its lower thermal resistance.

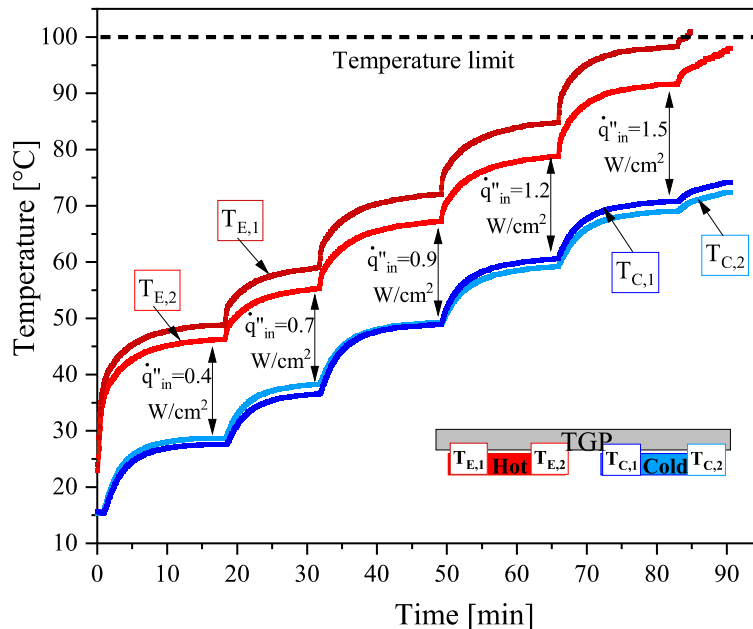


Fig. 4.12. The temperature profile over time for the aluminum-laminated TGP as the input power is increased.

c) The effect of the vapor core mechanical structure

The third parameter studied is the type and thickness of the mechanical structure (fine and coarse mesh) in the vapor core. We used aluminum-laminated foil for the shell and treated copper foam for the wicking structure. Figure 4.14 describes the overall thermal resistance as a function of the collected heat load. As represented in the figure, the fine mesh TGPs has higher thermal resistance than the coarse mesh TGPs. Using fine meshes as a mechanical structure in the vapor core generates higher vapor pressure drop since they have lower diameter, pitch, and porosity compared to the coarse mesh. Higher vapor pressure drop induces higher vapor thermal resistance and thus higher total thermal resistance [74].

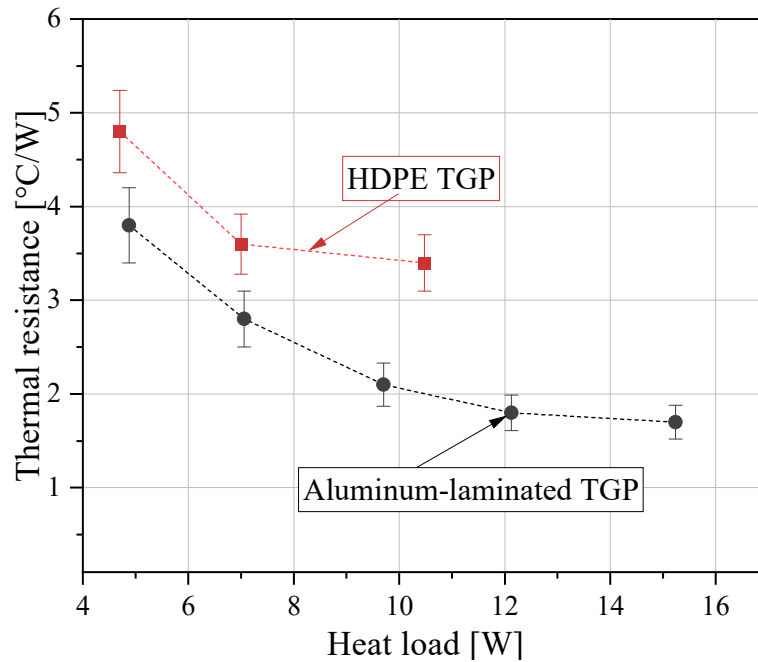


Fig. 4.13. The thermal resistance for HDPE and aluminum-laminated HDPE at different collected powers (condenser heat load).

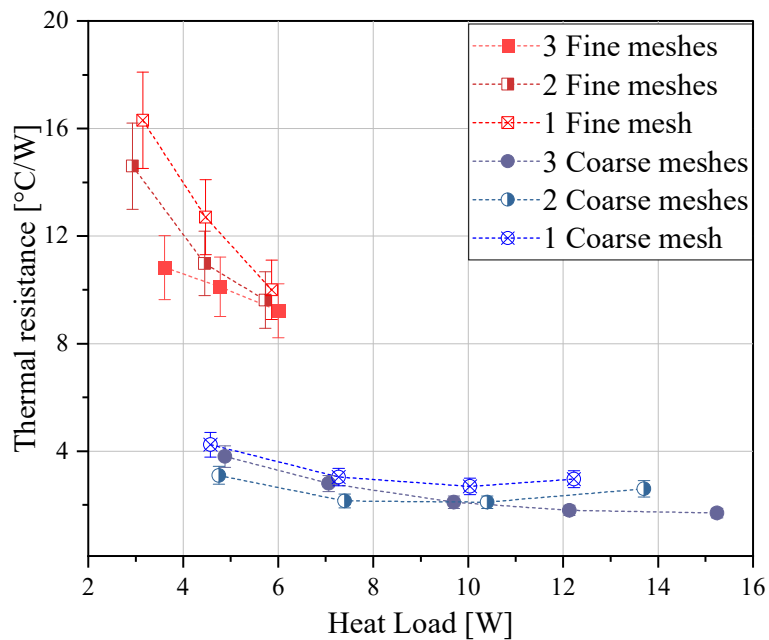


Fig. 4.14. Impact of the type of meshes in the vapor core on the thermal resistance of the fabricated aluminum-laminated TGP.

We also observe that depending on the thickness of the vapor core, the thermal resistance and the maximum transferred heat load before reaching the temperature limits (100°C) varies. We

see that for 1, 2 and 3 layers of coarse meshes, the maximum transferred heat rate is around 12 W, 13 W and 15 W respectively. Thus, a thicker and less dense mechanical structure in the vapor core results in less thermal resistance. The transferred heat load before reaching the temperature limit increases as the thermal resistance decreases. The lowest noted thermal resistance is $1.8^{\circ}\text{C}/\text{W}$ for 3 layers of coarse mesh TGP.

4.6 Discussion

We noticed from the characterization results that a shell with a higher thermal conductivity result in a TGP with a lower thermal resistance. Moreover, this thermal resistance is affected by the type of mechanical structure in the vapor core, since a mechanical structure that generates large vapor pressure drop also causes high thermal resistance. Additionally, we observed that the temperature limitation due to the material softening was achieved before the capillary limit, or evaporator dry-out, was reached. As a result, we did not investigate how different types of wick affected the TGP performances.

We conducted longevity tests to investigate the fabricated TGP reliability. The first experiment examined the hydrophilization of the copper foam over time. We concluded that the chemical treatment is a stable treatment and can be used to hydrophilize the copper foam. The second lifetime, presented here, evaluates the hermiticity of the shell by measuring the HDPE and aluminum-laminated TGPs thermal resistance over time at a constant injected heat flux of $0.4 \text{ W}/\text{cm}^2$. Figure 4.15 depicts the results.

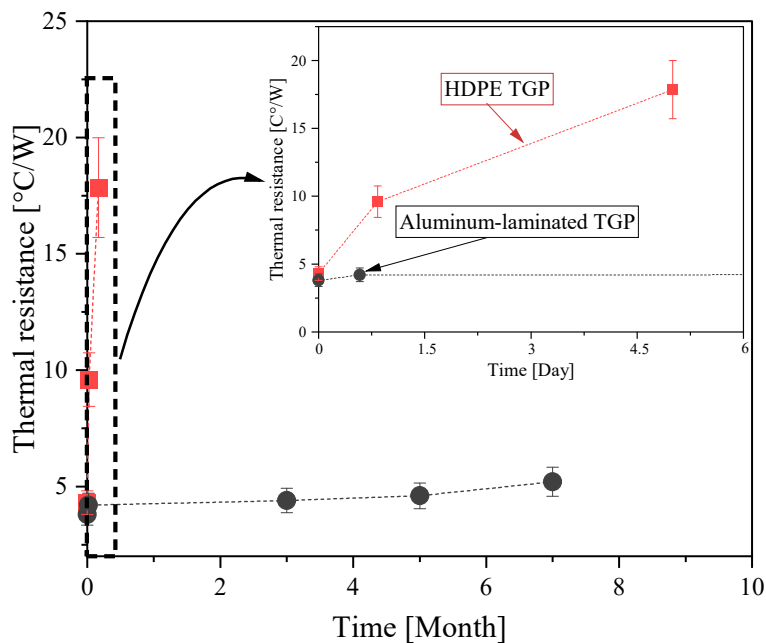


Fig. 4.15. The thermal resistance for HDPE and aluminum-laminated TGP at a constant injected heat flux of $0.4 \text{ W}/\text{cm}^2$ over time.

We note that the HDPE TGP lasted less than 24 hours, due to the poor hermiticity of the shell, as opposed to over 7 months for the aluminum-laminated TGP. The latter thermal performance is unaffected due to the aluminum layer acting as a barrier that preserves the vacuum. Thus, it is recommended to have a metallic layer in polymeric TGPs to prevent performance loss.

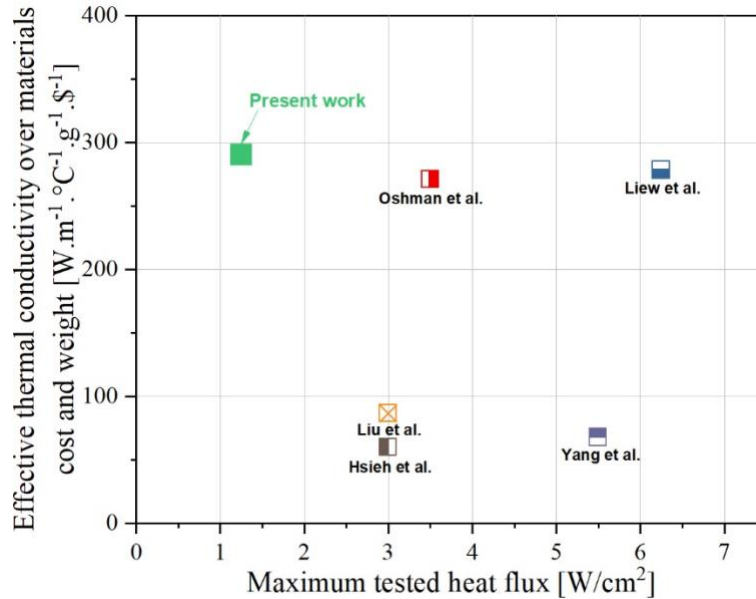


Fig. 4.16. Thermal conductivity over the dollar weight of the fabricated polymeric TGPs in the literature and the present work.

The maximum effective thermal conductivity of the fabricated TGP is around $833\pm 108 \text{ W/m K}$. Although this metric accounts for the TGP dimension and configuration tests, it does not depict the material weight and cost. A TGP fabricated with less copper and more polymer will be less expensive and lighter. To consider these other benefits while comparing various TGPs, we introduce a new indicator that includes material cost and weight. Figure 4.16 shows the thermal conductivity divided by the materials cost [98] and weight of the different fabricated polymeric TGPs in the literature. Cost is simply based on the bulk price of the materials used in their fabrication. We can see that the approach proposed herein allows the fabrication of TGPs with metrics among the highest values in terms of performance, weight and cost. If we included the cost of each manufacturing step, this difference would be even greater.

4.7 Conclusion

In this paper, we introduced a novel procedure to fabricate polymeric TGPs in a one-step assembly process, where the filling and sealing are done in-situ while assembling the TGP. The suggested process reduces the fabrication steps, suggesting lower fabrication costs.

Then, we characterized the thermal performance of the fabricated TGPs to explore the capabilities and limits of the process. Since the polymer has poor conductivity and hermiticity, we observed that having a polymeric shell coated with a metallic layer allows to maintain and enhance the TGP's thermal performance, as simultaneously increases the conductivity and the hermiticity of the shell.

We also concluded that the chemical oxidation approach provides a stable treatment over time and may be applied to TGP production. The suggested hydrophilization procedure might replace the use of the customary and expensive ALD procedure or inconvenient hydrogen reduction.

Moreover, we recognized that selecting a mechanical structure in the vapor core that causes the low pressure drop reduces the TGP thermal resistance.

To sum up, through the work that was presented, we defined the ground for a novel, inexpensive and reliable fabrication method for polymeric TGPs with good thermal performance, reaching an effective thermal conductivity over 4 times that of Al and twice that of Cu, while being much lighter and using less expensive materials.

4.8 Acknowledgements

We acknowledge financial support from the Québec government (MEI PSO program) and Calogy Solutions, as well as LN2, which is a joint International Research Laboratory (IRL 3463) funded and co-operated in Canada by Université de Sherbrooke (UdeS).

CHAPITRE 5

STRATEGIES FOR THERMAL PERFORMANCE IMPROVEMENTS OF POLYMERIC THERMAL GROUND PLANES (TGP)

5.1 Avant-propos

Auteurs et affiliation :

Doriane Ibtissam Hassaine Daoudji : Étudiante au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Mahmood Reza Salim Shirazy : Ph.D., Calogy solutions.

Luc G. Fréchette : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

État de l'acceptation : Soumis

Revue : International Journal of Heat and Mass Transfer

Titre français : Stratégies d'amélioration des performances thermiques des caloducs polymériques plats.

Contribution de l'auteur :

La contribution scientifique et technique de l'auteur dans cet article, en excluant l'encadrement du directeur de recherche est estimé à 90%.

L'auteur a développé les différents modèles fluide et thermique et a couplé les deux pour définir une stratégie d'optimisation des performances des caloducs polymériques.

L'auteur a ensuite validé ses modèles avec des tests de caractérisation expérimentaux.

L'auteur a rédigé 100% du contenu de l'article.

Contribution du document :

Dans cet article nous avons développé un modèle qui lie les performances fluidiques aux thermiques dans les caloducs. Le modèle que nous proposons, prend en compte pour la première fois, les pertes de charge dans la structure mécanique du corps vapeur. Puis, nous avons effectué des tests expérimentaux sur le caloduc plat fabriqué en une étape. Les résultats expérimentaux ont validé les modèles théoriques. Ces modèles peuvent donc être utilisés pour l'optimisation des performances fluidiques et thermiques de tout type de caloducs.

Résumé français :

L'étude et les stratégies d'amélioration des performances thermiques des caloducs plats (ou *thermal ground plane*, TGP) sont présentées dans cet article, spécifiquement pour ceux en

polymères. Ces dispositifs passifs bi phasiques ont été démontrées avec des conductivités thermiques effectives allant jusqu'à deux fois celle du cuivre. Cependant, cette métrique n'est pas nécessairement représentative du potentiel d'amélioration des performances d'un TGP, puisque qu'elle est affectée par la taille, disposition des zones chauffées et refroidies, ainsi que les matériaux utilisés. Il est donc difficile de se fier à la conductivité effective pour comparer les performances de différents TGPs polymériques. Dans cette étude, nous suggérons un modèle qui relie la capacité de pompage à la résistance thermique des TGPs dans le but de prédire ses performances thermiques en fonction de la géométrie, de la configuration et des matériaux utilisés. Cette approche permet d'identifier les limitations et de développer des stratégies d'amélioration des performances des TGPs polymériques au lieu de se référer à la conductivité effective comme mesure comparative. Le modèle proposé tient compte des pertes de charge vapeur à travers une structure mécanique dans le corps vapeur pour la première fois dans les applications des TGPs. Contrairement aux TGPs métalliques, les caloducs polymériques nécessitent une structure mécanique pour maintenir l'épaisseur du corps vapeur durant le vide. Les pertes de charge vapeur générées ont un double impact sur les performances du TGP, cela affecte à la fois la limite capillaire et la résistance thermique de la vapeur. Ainsi, il existe un compromis entre la capacité de pompage du TGP et sa résistance thermique, pour une épaisseur de TGP donnée. Pour étayer le modèle proposé, une caractérisation expérimentale a été réalisée sur un TGP polymérique, assemblé en une seule étape, afin d'extraire simultanément les résistances thermiques totales et de vapeur. Le modèle présenté permet alors le développement de stratégies pour balancer le pompage capillaire et la résistance thermique puisque les pertes de charge vapeur impactent les deux. Par conséquent, la présente étude vise à fournir des lignes directrices pour définir des stratégies d'amélioration et d'optimisation des TGPs polymériques en fonction de la géométrie et du matériau utilisé pour leur fabrication. L'approche recommandée permet également d'identifier les limites des TGPs plutôt que de dépendre des propriétés thermiques, qui peuvent être trompeur lors de la comparaison des performances.

5.2 Abstract

This paper presents a study on the thermal performance and enhancement techniques of polymeric thermal ground planes (TGPs). The literature features a range of polymeric TGPs that exhibit an effective thermal conductivity up to twice that of copper. However, the TGP effective thermal conductivity does not provide insight into the performance and potential improvements that could be made to a specific TGP design and configuration. Relying only on this metric can be limiting to compare different TGPs performances, since effective conductivity is affected by the device size, layout of heated and cooled zones, and the fabrication materials. In this paper, we adapted a model by connecting the TGP pumping capacity to its thermal resistance to predict the polymeric TGP thermal performances as a function of their geometry, test configuration and material used. This approach enables the development of strategies to optimize the polymeric TGPs performances and identify their limitations rather than relying on effective thermal conductivity as a benchmark for comparison. The present model considers vapor flow through a mechanical structure for the first time in TGPs. Indeed, the polymeric TGP in contrast to the

metallic one requires a denser mechanical structure to support the vapor core thickness during vacuum due to the flexibility of the polymeric shell. The generated vapor pressure drop along the TGP has a dual impact on its performance as it affects both the capillary limit and vapor resistance resulting in a tradeoff between the TGP pumping capacity and thermal resistance, for a given TGP thickness. To back up the proposed model, experimental characterization was carried out on a one-step assembled polymeric TGP, to extract simultaneously the total and vapor thermal resistances. The model highlighted a trade-off in designing the vapor core and wicking structure, balancing the polymeric TGP pumping capacity and thermal resistance, for a target TGP thickness. Hence, the current study provides guidelines for defining improvement strategies for TGPs thermal performances based on the geometry and the type of material used during the fabrication process. The recommended approach also permits the identification of polymeric TGPs capabilities and limits rather than depending on the thermal metrics, which may be misleading while comparing performances.

KEYWORDS: Thermal ground plane, flat heat pipe, polymer, thermal management solution, thermal resistance, capillary pumping, modeling.

5.3 Introduction

Recent technological developments have led to the emergence of a broader range of electronic devices, that go well beyond the average printed circuit boards (PCBs), such as LED lamps that require paths for light and heat, lithium batteries in electrical vehicles that must be cooled over large areas or in-molds electronics that bring touch sensors and lights into large 3D plastic parts. These devices require a thermal management solution to maintain optimal performance [14], but are not well adapted to directly integrate traditional bulky heat sinks next to sources of heat. These applications are characterized by relatively large surfaces, low heat fluxes and complex 3D shapes when compared to common electronics on PCBs. There is therefore an opportunity for alternate thermal management solutions that could meet these needs by having a compact form factor and being flexible, while achieving acceptable thermal performance for moderate heat fluxes.

An efficient and compact approach to carry heat out of complex electronic assemblies is with bi-phasic passive device such as heat pipes and vapor chambers. They are increasingly used to regulate the temperature in different electronic devices such as laptops or smartphones [43]. In applications where the heat source is distributed over a large area however, thermal ground planes (TGP) have been introduced, which act like flat 2D heat pipes since they transport heat but also like vapor chambers since they can also spread the heat [99]. TGPs are made from a planar shell to ensure the hermiticity, a wick structure to pump the liquid and a vapor core for the vapor flow. When the TGP evaporator zone is in contact with a hot surface, the liquid in the porous media evaporates. Then, the vapor flows to the condenser zone where it condensates in contact with a cold surface. Afterward, the liquid is pumped back to the evaporator by the porous media.

TGPs are commonly made from copper, aluminum or silicon, which are not suitable for large surfaces or flexible applications. To overcome this limitation, researchers have been exploring the use of polymeric TGPs as a thermal management solution. While polymeric TGPs are light, flexible, and efficient, the polymeric shell's low thermal conductivity is a major drawback. This leads to higher TGP thermal resistance and hinders the achievable heat flux due to the polymer softening/melting temperature limitation. Additionally, a flexible polymeric shell requires a mechanical structure to maintain the TGP vapor core thickness under vacuum, in contrast to metallic TGPs with rigid shells. This structure increases pressure drop in the vapor core which in turn, leads to an increase in the vapor temperature difference along the TGP under saturation conditions (further elaboration on this correlation will be provided later). Thus, the vapor pressure drop affects the pumping capacity and the thermal resistance, leading to a tradeoff design between these two factors and thickness for polymeric TGP applications.

The impact of the polymeric shell

Researchers on polymeric TGP tried to improve the shell thermal conductivity through the use of laminated foils or by inserting conductive thermal vias. Oshman et al. fabricated a polymeric TGP from laminated aluminum-polymer foil [36]. Then, they increased the conductivity of the shell by switching to copper clad polyimide foil [75]. Later, the authors improved further the conductivity of the shell by embedding copper thermal vias in the copper clad polyimide foil [78]. Liu et al. fabricated a TGP from aluminum-polymer foil and removed the polymer from the foil on the evaporator and condenser parts by laser ablation to decrease the foil thermal resistance [77]. Yang et al. fabricated a TGP from FR4 (Flame retardant) polymer foil where they inserted copper rods in the evaporator and condenser region [37]. The authors observed, experimentally, a reduction of 20% in the thermal resistance when inserting rods in the polymeric shell. Hsieh et al. fabricated a TGP out of silicone rubber. Copper plates were embedded in the polymeric foil for the evaporator and condenser regions to decrease the thermal resistance [38]. An alternative approach was proposed by Shirazy and Fr chet te which consists of embedding a metallic foam in the polymer wall, which can simultaneously serve as the wicking media if partially embedded [100].

The impact of the mechanical structure in the vapor core

Oshman et al. noticed experimentally that the choice of the mechanical structures in the vapor core affects the TGP thermal resistance [75]. As it was reported, utilizing a polymeric mesh can speed up the fabrication of the polymeric TGP, but it also presents several challenges such as water absorption and geometrical restrictions to vapor flow. The pillars wick structure, on the other hand, was shown to be a strong contender to lower the TGP thermal resistance. The authors mainly relied on experimental methods to reduce the thermal resistance of polymeric TGPs. They either increased the thermal conductivity of the shell or decreased the pressure drop within the vapor core.

The comparison metric choice

Two metrics are typically used to compare TGPs: the thermal resistance and the effective thermal conductivity (defined as the conductivity of a hypothetical material if the TGP were replaced with a solid material, for the same thermal resistance). Table 5.1 shows the thermal resistance of various polymeric TGPs reported in the literature. It was stated that decreasing the effective length (the distance between the middle of the evaporator zone and the middle of the condenser zone) by increasing the condenser or evaporator length or both for a fixed total length, reduces its thermal resistance [75]. Indeed, the pressure drop and thus, the thermal resistance diminishes, as the effective length decreases. It is therefore important to note that this metric can vary significantly depending on the TGP geometry and test configuration. Thus, we need to consider these parameters while analyzing the results from the literature.

Table 5.1 also highlights that the materials used to fabricate polymeric TGPs vary, with some utilizing more copper than others. This result in a difference in the TGP effective thermal conductivity, cost and weight. Although effective thermal conductivity considers the geometrical dimension and test configuration, when comparing TGP performances, it is essential to consider other metrics such as material cost and weight. For example, a metallic TGP would have less thermal resistance across the wall, but at the expense of non-thermal considerations, such as cost, weight and flexibility. For a given material choice (dictated by non-thermal considerations, for example), the potential for improvement of a TGP is not obvious by comparing it with TGPs made from other materials but requires instead more in-depth analysis to identify the dominant thermal resistance in the device. Therefore, we suggest relying on a simple analytical model to predict capabilities and limits of TGPs for the materials used, test configuration and geometries rather than simply depending on the thermal metrics for comparison.

Polymeric TGP tradeoff design

There are several fluidic/thermal analytical models available for metallic TGP applications. However, these models need to be adapted for the polymeric TGP applications as they contain a mechanical structure within the vapor core (that is almost non-existent in metallic TGPs). For instance, Prasher developed a commonly used model based on Poiseuille flow to estimate the vapor pressure drop and predict the vapor thermal resistance for metallic heat pipes and vapor chamber applications [74]. Since the Poiseuille equation describes flow between two parallel plates, this assumption is no longer adequate for polymeric TGP application, where the vapor flows through a mechanical structure. Consequently, it is necessary to alter a model to account for the vapor pressure drop inside this structure to foresee and evaluate their impact on the polymeric TGP performances. The importance of an accurate model for vapor pressure drop lies in its impact on both the TGP thermal resistance and capillary limit, which in turn affects the tradeoff between them and TGP thickness.

Tab. 5.1 Polymeric TGP literature review.

Authors	Materials			Thickness [mm]	Thermal resistance [°C/W]	Effective thermal conductivity [W/m.K]
	Shell	Wick	Vapor core			
Oshman et al [36], [75], [78]	Al-poly	Cu mesh	Nylon mesh	1.31	1.5	577
	Cu-poly	Cu mesh	Cu pillars	0.50	5.0	870
	Cu-poly	Cu mesh pillars	Cu pillars	1.00	2.0	500
Xu et al [53]	Cu-poly	SS mesh	Cu pillars	0.28	4.0	1400
Liu et al [77]	Al-poly	SS mesh	Poly mesh	1.47	0.5	1200
Yang et al [37]	FR4 poly	Cu mesh	Cu pillars	2.00	4.0	98
Hsieh et al [38]	Silicone	Cu mesh	Silicone pillars	4.00	6.0	135

Polymeric TGPs effective lengths : 6.5 cm [36], 4.3 cm [75], 3 cm [78], 8.3 cm [53], 5.5 cm [77], 2.7 cm [37], 6.5 cm [38].

To sum up, the primary goal of the current work is to understand the design trade-offs in polymeric TGPs using an adapted analytical model that, accounts for the mechanical structure within the vapor core for polymeric TGPs. This aspect has been overlooked in previous studies since vapor core mechanical structures are generally less intrusive. The model determines the TGP design that maximizes the pumping capacity and minimizes thermal resistance. Then, using a one-step assembly process [95] a polymeric TGP is made and underwent thermal evaluation to simultaneously assess its total and vapor thermal resistance. This test enables us to validate the suggested model. Finally, a design compromise is identified by balancing the TGP pumping capacity and thermal resistance.

5.4 TGP design consideration

In this section, we first focus on providing a description of the materials and geometry used in a fabricated polymeric TGP that serves as a baseline for our study. Then, we define the suggested fluid- and thermal model to identify the impact of the geometry and materials choices on the TGP pumping capacity and thermal performances.

5.4.1 Geometry and material choice

Case study geometry:

To gain a deeper understanding of the underlying physics, we selected a particular geometry for a case study that was fabricated for experimental validation. The studied TGP active length and width are 15.5 cm and 2 cm respectively. The shell thickness has been fixed at 150 μm , whereas the thickness of both the wick and vapor core has been varied to investigate their respective effects. The evaporator and condenser zone lengths are 7.5 cm and 4.5 cm respectively.

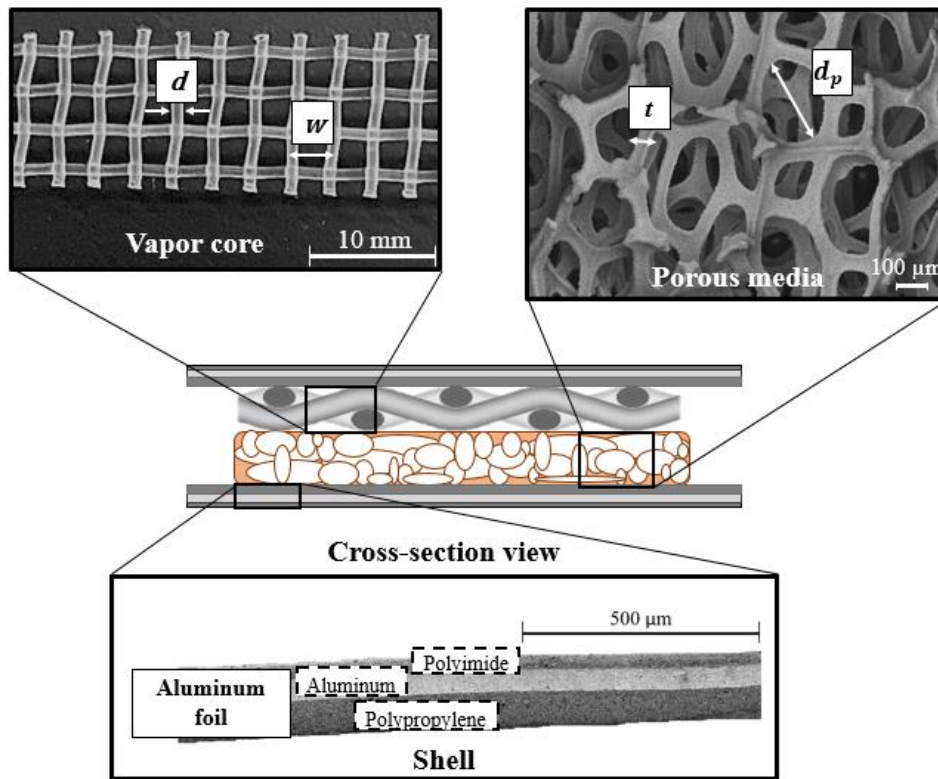


Fig. 5.1. Shell, porous media and mechanical structure in the vapor core materials to fabricate polymeric TGP.

Tab. 5.2 Shell, porous media and mechanical structure in the vapor core materials properties.

TGP part	Material	Diameter [μm]	Pitch [μm]	Porosity [%]	Thickness [μm]	Thermal Conductivity [W/m.K]
Shell	Aluminum laminated foil	/	/	/	150 \pm 7	0.16~0.43
Wick	Copper foam	120~300	/	90 \pm 3	1000 \pm 130	3~6
Vapor core	Nylon fine mesh	200 \pm 20	410 \pm 20	75 \pm 1	300 \pm 30	/
	Nylon coarse mesh	660 \pm 15	2150 \pm 200	82 \pm 2	980 \pm 22	/
	Pillars (Simulated)	700	2000	95	/	/

Case study materials:

Figure 5.1 describe the materials used to fabricate the polymeric TGP. The shell is made from aluminum-laminated foil composed of polyethylene, aluminum and polyimide. The wick is a treated copper foam, and the vapor core is filled with a nylon mesh. In the context of our investigation different type of mechanical structures to support the vapor core thickness are compared. In addition to the coarse mesh in figure 5.1, we studied a pillars distribution with similar dimensions and a thinner nylon mesh. The wire mesh (or pillar) diameter and pitch are referred to as d and w , respectively.

The copper foam was treated to create hydrophilic copper oxides (CuO) [81], since water was used as a working fluid due to its high latent heat of evaporation and surface tension [27]. We refer to the foam pore diameter and thickness as d_p , and t , respectively. The geometrical properties of the material used to investigate the polymeric TGP performance are summarized in table 5.2.

5.4.2 Thermal resistance model

Fig. 5.2 depicts the typical thermal resistance circuit for TGPs. In our study, we assume that all the heat travels through the vapor along the path shown in the figure. Since the phase change has the lowest thermal resistance, we neglected the longitudinal thermal resistance in the shell $R_{L,Shell}$ and the wick, $R_{L,POR}$ [27]. Thus, the heat is first transferred by conduction through the shell, $R_{T,Shell}$ and the wick structure, $R_{T,POR}$, then by phase change, R_{int} , and vapor flow, R_{Vapor} . The thermal resistance of each TGP component was estimated on the premise of one-dimensional heat conduction.

The $R_{T,Shell}$ is the transversal resistance through the shell in the evaporator and condenser region. This resistance is calculated through Fourier law for a defined stack of materials as shown in equation 5.1. Where e is the thickness of the material, k its conductivity and A the evaporator/condenser section.

$$R_{T,Shell} = \sum \frac{e_i}{k_i \cdot A} \quad (5.1)$$

The $R_{T,POR}$ is the thermal resistance due to conduction through the wick. We find different theoretical models in the literature that estimate the effective thermal conductivity for different types of wick structures [27]. However, these models do not consider the impact of tortuosity. Ranut et al. compared different analytical and empirical models of wick effective thermal conductivity to their numerical simulation [101]. The author's simulation was validated by experimental data. They concluded that simpler empirical equations might predict foam effective thermal conductivity more accurately than complex theoretical models. As a result, we use the empirical equation developed by Bhattacharya et al. to estimate the effective thermal conductivity of the foam, k_{eff} , as follows [102]:

$$k_{eff} = a \cdot (\varepsilon \cdot k_f + (1 - \varepsilon) \cdot k_s) + \frac{1 - a}{\frac{\varepsilon}{k_f} + \frac{1 - \varepsilon}{k_s}} \quad (5.2)$$

In equation 5.2, k_f is the fluid conductivity, k_s is the solid conductivity, and ε is the wick porosity defined as the ratio of the empty to the full volume. Bhattacharya et al. defined the constant $a = 0.35$ from experimental data to account for the pore geometry. This constant can be considered as the ratio of the pore thickness, t , and the pore diameter, d_p . To lower the thermal resistance of the wick structure, we need to decrease either its thickness or porosity. However, because the wicking structure pumps the liquid, changing its properties may affect the fluidic cycle. This compromise is described in the discussion section.

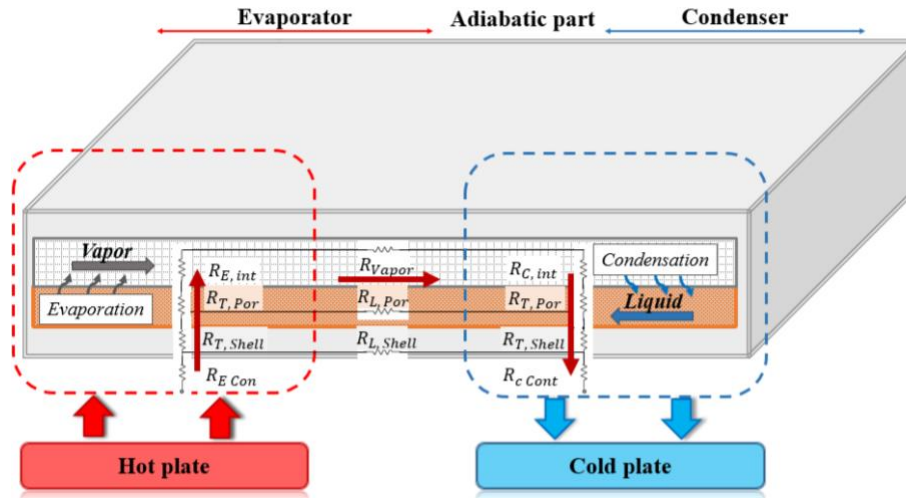


Fig. 5.2. Thermal resistance circuit for TGPs.

To estimate the conduction thermal resistance, we need to define the materials properties. We selected a thermal conductivity range for each material at room temperature. Table 5.2 summarizes the properties of the different TGP part materials.

The R_{Vapor} is the resistance due to the vapor transport. It is mainly due to the vapor pressure drop across the vapor core. Usually, this resistance is not considered as TGPs are defined by high thermal conductivity due to the phase change assuming a zero thermal resistance for vapor flow. Nevertheless, Prasher showed that depending on the vapor core design, this resistance may be substantial, and its estimation is mandatory [74]. To study the vapor thermal resistance, we need to link the pressure drop in the vapor core to its temperature gradient assuming saturation conditions. The suggested procedure is by using the Clapeyron-Clausius equation [103] (equation 5.3) and considering the vapor as an ideal gas, where h_{fg} is the latent heat of evaporation and \bar{r} the ideal gas constant.

$$\frac{dP}{dT} = \frac{h_{fg}}{\bar{R}} \cdot \frac{P_{Sat}}{T_{Sat}^2} \quad (5.3)$$

Prasher estimated the pressure drop in heat pipes and vapor chamber using the Poiseuille equation [74]. According to the author, the coupling with the Clapeyron-Clausius equation results in a non-dependency between the vapor thermal resistance and the transferred heat rate, \dot{Q} .

$$\frac{dR_{Vapor}}{dx} = \frac{1}{\dot{Q}} \cdot \frac{dT}{dP} \cdot \frac{dP}{dx} \quad (5.4)$$

Equation 5.4 described the vapor thermal resistance variation, where the \dot{Q} and R_{Vapor} are estimated for an effective length. The vapor is assumed incompressible (Mach number 0.2), hence the only parameter influencing the fluid properties is its temperature. The saturation temperature condition has a direct influence on $\frac{dT}{dP}$. The vapor pressure distribution along the TGP effects on $\frac{dP}{dx}$. Both terms have similar impact on $\frac{dR_{Vapor}}{dx}$ behavior. The thermal resistance is therefore related to the hydrodynamic model, and vice versa since the fluid viscosity depends on temperature. We will simulate this pressure distribution in the next section to link it to its thermal resistance.

The resistance due to the phase change phenomena is R_{int} . It is related to the rate of evaporation, which is given by equation 5.5 [27,55,104] :

$$\dot{m}_{evap} = \frac{2\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} \cdot \sqrt{\frac{M}{2\pi \cdot R}} \cdot \left(\frac{P_v}{\sqrt{T_v}} - \frac{P_l}{\sqrt{T_l}} \right) \quad (5.5)$$

where P_v, T_v, P_l, T_l are the vapor and liquid pressure and temperature across the meniscus, M is the molar weight and R is the universal ideal gas constant. The accommodation coefficient $\hat{\sigma}$ varies from 0.03 to 1 according to the literature [8,11, 104]. Thus, the evaporation rate varies by nearly an order of magnitude as the accommodation coefficient varies. The calculation of the interface thermal resistance for a difference of temperature across the meniscus of $\Delta T_{v,l} = 1$ K, and $\hat{\sigma}=1$, shows that the interface thermal resistance is negligible. Thus, we are not going to consider it in this work.

The $R_{C\ Shell/Por}$ is the contact resistance between the shell and the wicking structure; this resistance can be minimized by hot pressing the wick into the shell. To evaluate this resistance, we experimentally evaluated the thermal resistance of a TGP with an embedded and not-embedded foam in the aluminum-laminated foil. The influence of this resistance was not measurable, to it is therefore disregarded here.

The contact resistance R_c is between the TGP and the hot/cold source. By applying thermal paste to cover the gap between the hot/cold source and the TGP, we can estimate this resistance using a conduction model. The paste thermal conductivity was estimated at 5 W/m.K and its thickness around 50 μm .

5.4.3 Hydrodynamic model

To model the pressure distribution along the TGP, we assumed that the flow is developed and incompressible. Then, we defined a controlled volume to delimit the inlet and outlet of the liquid flow rate and its evaporation rate in the evaporator and condenser region [105]. This led to the relation expressed in equation 5.6.

$$\dot{m}_{x,l}(x) - \dot{m}_{x,l}(x + dx) = \partial \dot{m}_{v,evap} \quad (5.6)$$

$\dot{m}_{x,l}$ is the liquid inlet and outlet flow rate and $\dot{m}_{v,evap}$ is the evaporation rate. From this equation, we can express the velocity as function of the heat rate, \dot{Q} , the position along the TGP, L_x , phase change enthalpy, h_{fg} , the fluid density, ρ_f and the cross section, A as shown in equation 5.7.

$$\frac{\partial U}{\partial x} = \pm \frac{\dot{Q}}{A \cdot \rho_f \cdot L_x \cdot h_{fg}} \quad (5.7)$$

To account for the pressure drop in the vapor core with the mechanical support structure, Poiseuille flow relations cannot but be used. There have been some efforts to lessen dependence on this assumption, such Zimmermann et al. [106] simulation that accounts for the influence of the vertical component of vapor velocity on vapor pressure loss. However, the impact of vapor pressure drop for flow in porous media (dense mechanical structure) was not investigated even though it is crucial to forecast the vapor thermal resistance in TGPs.

To link the velocity to the pressure distribution for flows through porous media, we first need to estimate the Reynolds number as expressed in equation 5.8 [107], where μ as the fluid viscosity, ρ as its density, and K as the porous media permeability. U_{sup} is the superficial velocity that is calculated by considering the available surface of flow against the total surface.

$$Re_k = \frac{\rho \cdot U_{sup} \cdot K^{1/2}}{\mu} \quad (5.8)$$

For Reynolds numbers smaller than unity, the velocity is proportional to the pressure drop as expressed by Darcy's law [107]:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{\mu \cdot U_{sup}}{K} \quad (5.9)$$

For higher Reynolds numbers, the pressure drop due to the inertial term should also be considered. Ergun presented a model to estimate this pressure drop as shown in equation 5.10 [108]. The first and second term in the equation is due to the viscous effect and the inertia, respectively. Ergun used a semi-empirical model (Carman-Kozeny equation) [27,55,109] to estimate the permeability, K as expressed in equation 5.11, where d is the pore particle and ε is the porosity. The Forchheimer assumption was used for the drag coefficient, C_E .

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{\mu}{K} \cdot U_{sup} - \frac{\rho \cdot C_E}{\sqrt{K}} \cdot U_{sup}^2 \quad (5.10)$$

$$K = \frac{\varepsilon^3 \cdot d^2}{150 \cdot (1 - \varepsilon)^2} \quad (5.11)$$

$$K = \frac{1}{32\varepsilon} \cdot \left(\ln\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) - 1,467 + \frac{2\varepsilon - 0,796\varepsilon^2}{1 + 0,489\varepsilon - 1,605\varepsilon^2} \right) \quad (5.12)$$

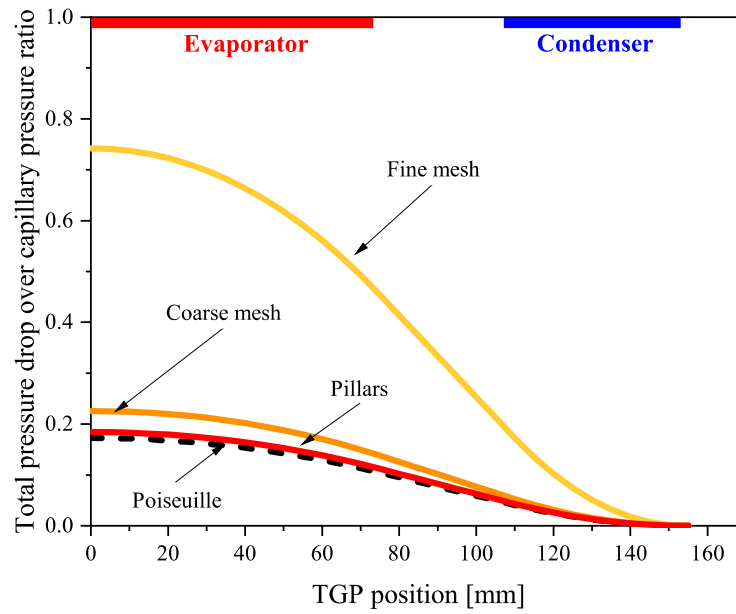


Fig. 5.3. Vapor and liquid pressure drop distribution along the TGP for different types of mechanical structure in the vapor core, for the same power and thicknesses.

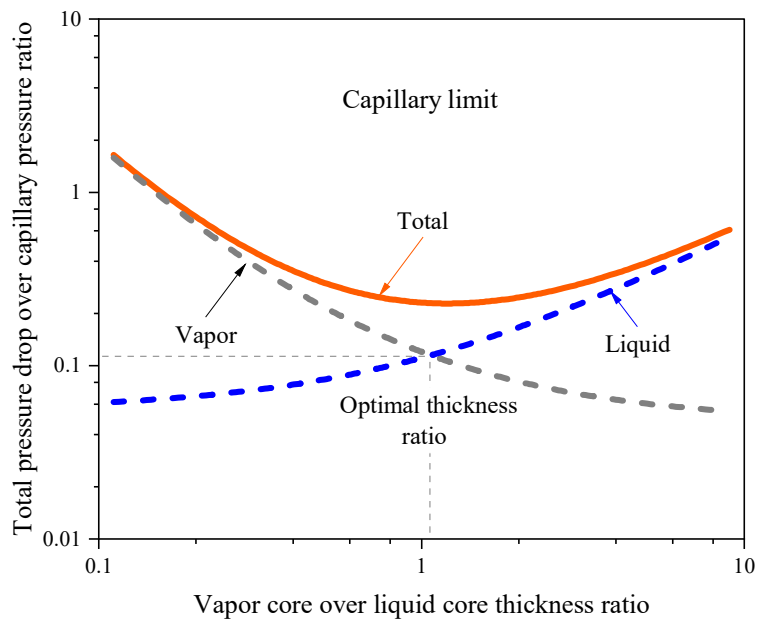


Fig. 5.4. Vapor and liquid pressure drop evolution in function of the vapor over liquid core thickness ratio, for constant total TGP thickness of 3 mm and a vapor core filled with coarse mesh.

Macdonald et al. compared the Ergun-Carma-Kozeny model (Eqns 5.10-5.11) to a series of experimental measurements for several types of porous media [110]. The authors concluded that the Ergun-Carma-Kozeny equation has a 50% accuracy in predicting the pressure loss for various

porous media other than spherical particles. As a result, the authors advised adjusting the porosity term coefficient when applying equation 5.11 to porous media other than spherical particles. Celebican et al. [111] also used the Ergun-Carma-Kozeny equation to predict the permeability of a stack of meshes for laminar and turbulent regimes. The authors concluded that the Ergun equation might be used as a reference to estimate the pressure loss for a stack of wire meshes, however an experimental characterization is required to extract the precise value of permeability. For the present model, we are going to use the Ergun-Carma-Kozeny model to forecast the vapor pressure loss while also considering the model's inaccuracies. Since we are comparing different types of mechanical structure in the vapor core, we introduce Drummond model (Eqn 5.12) [91] to estimate the pillars structure permeability. This model is shown to be adequate for high porosity pillars structure. Thus, to estimate the vapor pressure drop, we use different models based on the type of mechanical structure within the vapor core. The Ergun-Carma-Kozeny model (Eqns 5.10-5.11) is used for meshes, and the Ergun-Drummond model (Eqns 5.10-5.12) for pillar structures.

To comprehend the behavior of the pressure distribution within a TGP, we analyzed the configuration described in section 5.4.1. We used a hydrophilic treated copper foam for the liquid core and different types of mechanical structure (pillars and meshes) in the vapor core. The permeability of these structures in the vapor core was estimated using theoretical models. The Carma-Kozeny (Eqn 5.11) model was used to estimate the permeability of the meshes and the Drummond (Eqn 5.12) model for the pillar's permeability. The properties of the copper foam in the liquid core were extracted experimentally by a rate of rise measurement [70]. The results showed that the effective pore radius and the permeability of the treated copper foam are $337 \pm 6 \mu\text{m}$ and $2e - 10 \pm 0.7e - 10 \text{ m}^2$ respectively. The vapor and liquid pressure loss are estimated for a heat rate of 7 W, a vapor and liquid core thicknesses of 2 mm and 1 mm respectively, and an operating temperature of 50°C.

We define the maximum pressure loss as the addition of the vapor ΔP_v and liquid ΔP_l pressure drop at the beginning of the evaporator. This value must be below the maximum capillary pressure, P_{cap} , generated by the liquid core to prevent the evaporator from drying out. Equation 5.13 describes this behavior, commonly known as the capillary limit. Since the pumping wick structure remains the same, we expect a constant maximal capillary pressure in our study. Figure 5.3 represents the ratio of the total pressure drop (liquid and vapor) over the maximum pumping capacity along the TGP for different mechanical structures in the vapor core. We observe that the fine mesh generates the biggest pressure loss, and the pillar wick structure (diameter of 0.7 mm and a pitch of 2 mm) generates the lowest pressure drop. These pillar dimensions were the same as the coarse mesh diameter and pitch (as shown in Table 5.2) to simulate the effects of the type of mechanical structure in the vapor core.

$$P_{cap} \geq \Delta P_g + \Delta P_l \quad (5.13)$$

Figure 5.4 illustrates two ratios. The vertical axis represents the ratio of the total pressure loss (both liquid and vapor) to the maximum capillary pressure. Meanwhile, the horizontal axis shows the ratio between the thickness of the vapor core and the wick, for a coarse mesh in the vapor core.

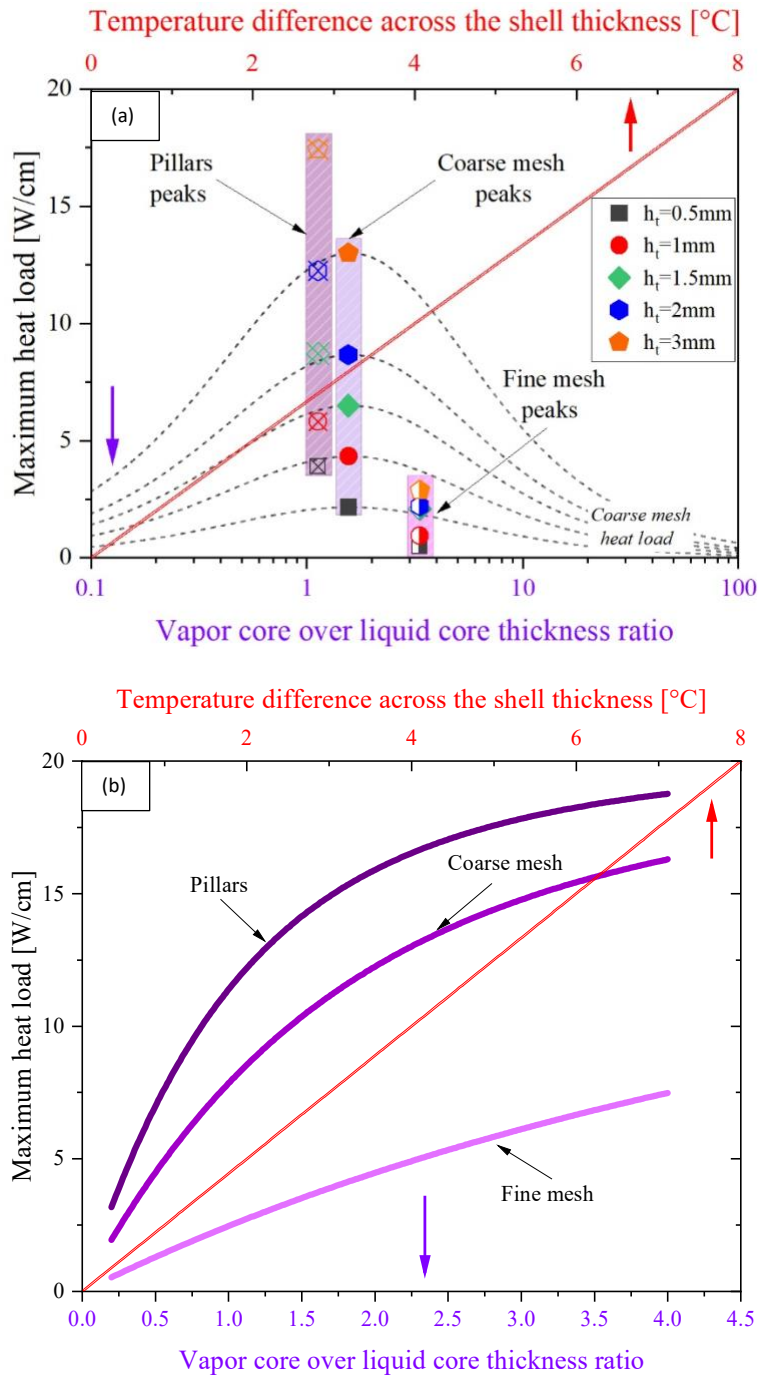


Fig. 5.5. Capillary limit function of the type and thickness of the vapor core for (a) fixed total thickness, (b) fixed liquid core thickness (1mm). Operating temperature of 50°C.

We set the total TGP thickness (without the shell thickness) at 3 mm, so when the vapor core thickness increases the liquid core thickness decreases. While the liquid pressure drop increases with a decrease in the liquid core thickness, the vapor pressure drop reduces as the vapor core thickness

increases. At small vapor core thickness, the vapor pressure drop is so high, that the capillary limit is reached. Figure 5.4 shows that we reach a minimal value at a thickness ratio of 1.2, for the specific materials. This optimal thickness ratio would allow a higher power before reaching the capillary limit.

This can directly be seen by plotting the maximum power at the capillary limit as a function of the thickness ratio. The figure 5.5.a. depicts the maximum heat load (per unit of TGP width) at various total thicknesses for pillars and meshes in the vapor core. The dashed lines represent the maximum heat load (before reaching the capillary limit) for different total thickness using a coarse mesh, with the symbols identifying the maximum for each thickness. The maxima are also shown by symbols for the pillars and fine mesh. We note that the highest capillary limit is seen in TGPs with pillars in the vapor core. Compared to TGPs with coarse and fine mesh, they pump 30% and 70% more, respectively. Additionally, we observe that regardless of the TGP total thickness, the ratio of the vapor over liquid core thickness that maximizes heat load remains the same. This ratio varies from 1.2 for a coarse mesh to 3.2 for a fine mesh and 1.03 for pillars. We also remark that thicker TGPs lead to higher pumping capacity.

Although the pumping capacity before reaching the dry-out usually defines the maximum transferred heat rate, the thermal resistance of conduction through the materials may be more restrictive for polymeric TGP. For instance, the maximum heat rate that could be transferred with a temperature difference of 2°C across a 150 µm thick polymeric shell with a thermal conductivity of 0.5 W/m K is 5 W/cm (heat rate per unit TGP width). Depending on the application requirements, this temperature increase could be limiting, such as if high temperature uniformity is required or if overheating must be prevented in hot conditions to prevent softening of the polymer (below 100°C for Polyethylene, for example).

Alternatively, the trade-off between liquid and vapor pressure drops can be seen by varying the vapor core thickness while keeping the liquid core thickness constant (Figure 5.5.b) We observe that the maximum heat rate increases when the vapor core thickness increases, as expected due to the reduction in vapor pressure drop. This benefit fades at higher thicknesses, once the vapor pressure drop become less important compared to the liquid pressure drop. For example, the coarse mesh provides limited gain when its thickness goes beyond 2.5 mm. Thus, increasing the vapor core thickness after a certain limit has little impact on the maximum transferred heat rate.

From the presented model, we can also forecast the impact of TGP length on its pumping capacity. For given thicknesses, the pumping capacity diminishes over longer effective lengths, as the pressure drop increases.

5.4.4 Evaluation of the coupled thermal-hydrodynamic vapor core model

Now that we estimated the vapor pressure distribution along the TGP (Eqns 5.10-5.11-5.12), we can predict its thermal resistance R_{vapor} for different mechanical structures (pillars and mesh) in the vapor core. This resistance was estimated for a vapor core thickness of 2 mm (the wick thickness is 1 mm) and a transmitted heat rate of 7 W. As Prasher advanced that the operating temperature is linked to the vapor resistance, we varied the operating temperature at the adiabatic region from 30°C to 70°C [74].

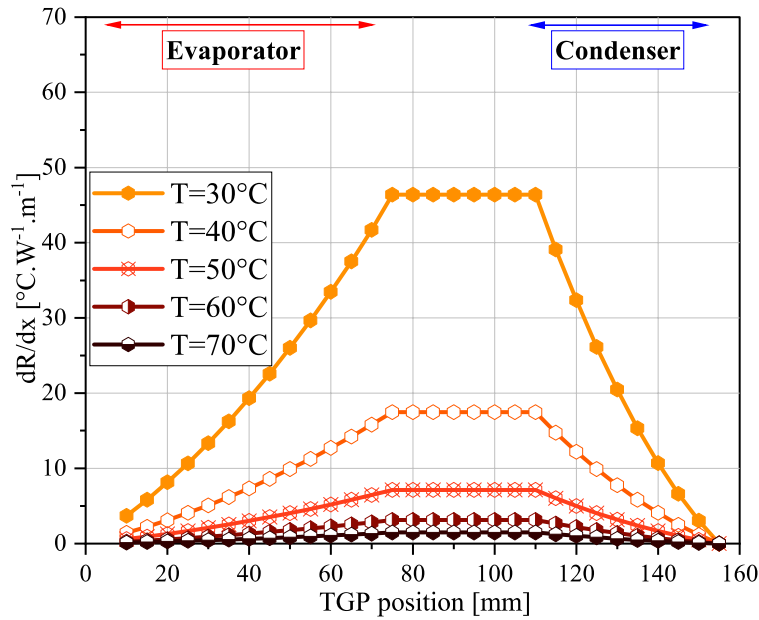


Fig. 5.6. Vapor thermal resistance slope for coarse mesh along the TGP for a vapor core thickness of 2 mm and a transmitted heat rate of 7 W.

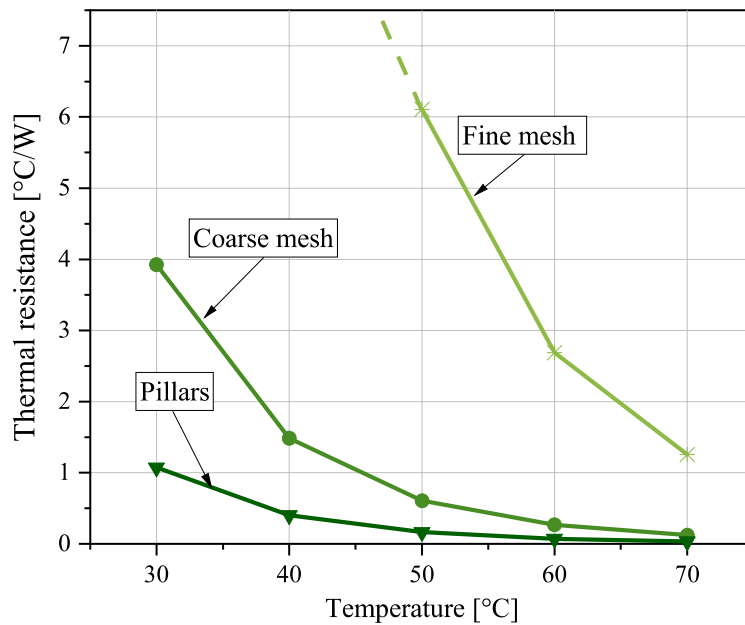


Fig. 5.7. Vapor thermal resistance for different types of mechanical structures in the vapor core (vapor core thickness of 2 mm and a transmitted heat rate of 7 W).

Figure 5.6 represents the variation of the vapor thermal resistance slope $\frac{dR_{vapor}}{dx}$ along the TGP for a coarse mesh under different operating temperatures. The results were obtained by linking equation 5.4, which relates the vapor thermal resistance slope to the vapor pressure drop, with equations

5.10-5.11-5.12, which estimate the vapor pressure drop for various mechanical structures within the vapor core. The $\frac{dR_{vapor}}{dx}$ increases in the evaporator, stabilizes in the adiabatic part, and decreases in the condenser along with the heat rate \dot{Q} , as seen in figure 5.6 and expressed in equation 5.5.

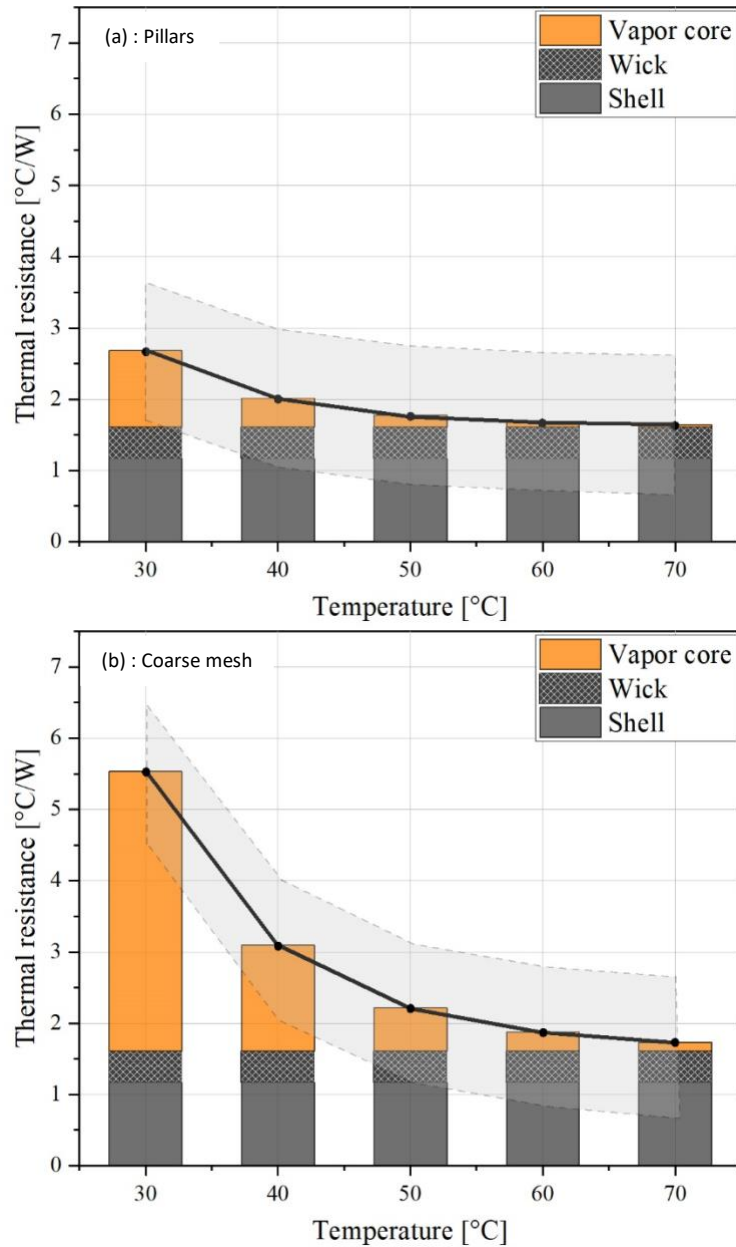


Fig. 5.8. Theoretical effective and vapor thermal resistance for the TPG with (a) pillar wick structure, (b) coarse mesh in the vapor core.

The $\frac{dR_{vapor}}{dx}$ is then numerically integrated to draw the $R_{vapor}(x)$ along the TGP for an effective length of 9.5 cm as shown in figure 5.7. We observe from the figure that the vapor thermal resistance varies significantly with temperature for a change of 90% from 30°C to 70°C for a coarse mesh in the

vapor core. This is because the fluid properties are dependent on temperature under the saturation conditions. From 30°C to 70°C, the phase change enthalpy, vapor viscosity, and density all vary by 4%, 10%, and 80%, respectively. For a constant flow rate, the density affects the velocity. A high-density fluctuation significantly alters the velocity and hence the pressure loss. We also noticed that the vapor thermal resistance changes depending on the type of mechanical structure in the vapor core. The pillars create the lowest vapor thermal resistance because they generate the smallest pressure drop.

Now that we can express the vapor thermal resistance, we can forecast the overall TGP thermal resistance as represented in figure 5.8. As previously mentioned, the shell is made from aluminum-laminated polymer foil and the wick is made from copper foam. We estimated the TGP thermal resistance for pillars (figure 5.8.a) and coarse mesh (figure 5.8.b) in the vapor core. We observe that at lower operating temperature, the most dominant resistance is due to the vapor transport. Once the temperature increases, the dominant thermal resistance is due to the materials conduction since the vapor core resistance reduces significantly. We also remark a 50% difference between the thermal resistance of a TGP with pillars versus a mesh at lower temperature. The difference drops however to 7% at higher temperature. Thus, to lower the TGP thermal resistance at higher temperature, we need to reduce the shell and wick material resistances. The total thermal resistance with fine mesh was not considered here since as shown in Figure 5.7, the vapor thermal resistance for the fine mesh is the greatest and never falls below unity, even at higher temperatures.

We point out that, for this part, we only evaluated the accuracy range of material conduction. Figures 5.8.a and 5.8.b show a shadow region that corresponds to this validity interval. Due to the empirical methods employed to estimate the permeability of porous media (mechanical structure) and the drag coefficient, we will evaluate the validity range for vapor thermal resistance in the next section on experiment characterization.

5.5 Methods and experiment

The thermal resistance predictions presented above should be evaluated against experimental measured for validation. In this section, we are going to describe the process for fabricating a polymeric TGP as well as the test bench used to characterize it. Experimental measurement will then be presented along with extraction of the total and vapor thermal resistances.

5.5.1 Fabrication Process Flow

The polymeric TGP is fabricated in one step as we do the filling and assembly at the same time [95].

Preparing the materials is the first step of the suggested process. The shell and the mechanical structure in the vapor core are cut and cleaned with acetone, Isopropanol and rinsed with water. For this experimental characterization, the coarse mesh will be used for the vapor core. The copper foam wick is chemically treated to create hydrophilic copper oxide (CuO) to use water as a working fluid. Then, while considering the volume of water lost during the vacuum period, we inject water in the foam with 80% filling ratio. The bonding is completed by hot pressing within a vacuum chamber. Compared to more traditional TGP fabrication approaches, the process flow shown in figure 5.9

removes the need for a filling tube and drastically decreases the number of fabrication processes and production time. Figure 5.10 shows the fabricated TGP with an active length and width of 15.5 cm and 2 cm respectively, and a thickness of 3.5 mm. Figure 5.1 and Table 5.2 display the materials properties used for the polymeric TGP fabrication.

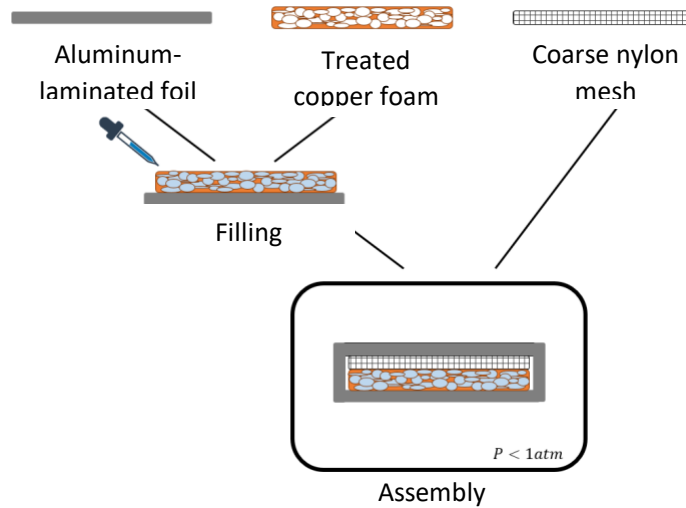


Fig. 5.9. Polymeric TGP fabrication process flow with a single filling and assembly step.



Fig. 5.10. The fabricated flexible polymeric TGP.

5.5.2 Experimental setup

A test bench shown in Figure 5.11 was designed to characterize the fabricated TGPs at moderate heat fluxes. The TGP is heated on one end using a power supply from Brunell Instrument (30VDC, 3A), and cooled on the other end using a Polyscience thermostatic bath. The cold plate is 4.5 cm long, while the hot plate is 7.5 cm long, separated by a 3 cm adiabatic part. The size of the fabricated

polymeric TGP is large with 25 cm length and 5 cm width to account for the non-condensable gases and the edges during the characterization test.

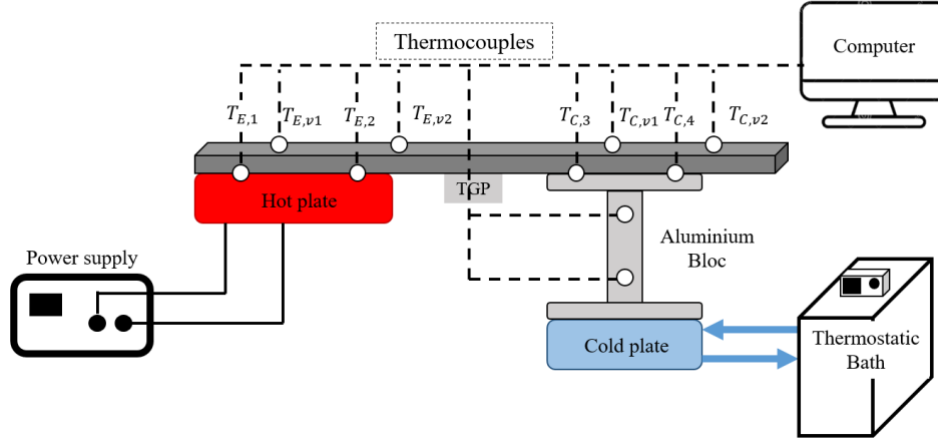


Fig. 5.10. Thermal characterization set-up for TGPs.

We placed two type T thermocouples at 5.5 cm and 2.5 cm apart in the evaporator and condenser, respectively. Heating and cooling are done on only one side of the TGP, while the opposite side is used for additional temperature measurements and is covered by thermal insulation to act as an adiabatic boundary condition. Additionally, two type T thermocouples were put on the TGP top side at 5.5 cm and 3 cm apart in the evaporator and condenser, respectively. To monitor the temperature variation over time, the thermocouples were connected to a 34970A Agilent Data Logger that was coupled to a computer.

The average measured temperature in the evaporator and condenser is used to calculate the TGP thermal resistance, as shown in equation 5.14. The collected heat at the condenser, \dot{Q}_{cond} is used, rather than the injected heat at the evaporator, to account for heat loss via the test bench. Two thermocouples were placed along the aluminum block in contact with the cold plate to extract this collected heat, using Fourier's Law. The estimated heat loss between the aluminum bloc and the ambient was negligible.

$$R_{th} = \frac{T_{mE} - T_{mC}}{\dot{Q}_{cond}} \quad (5.14)$$

The uncertainty measurement of the connected thermocouples and the ruler to measure the distance between them, are $\sigma_T = \pm 0.5$ °C and $\sigma_L = \pm 0.01$ mm respectively. Additionally, a repeatability test was conducted to determine the inaccuracy of the fabrication process repeatability, σ_{Rep} . From these values, the total measurement uncertainty is estimated to be 12% using equation 5.15.

$$\sigma_R = \sqrt{\left(\frac{dR}{d\Delta T} \cdot \sigma_{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{dR}{d\dot{Q}_{cond}} \cdot \sigma_{\dot{Q}_{cond}}\right)^2 + \sigma_{Rep}^2} \quad (5.15)$$

5.5.3 TGP vapor thermal resistance

To investigate the validity of the suggested model we need to extract simultaneously the total and vapor thermal resistance experimentally. Thus, we inserted four thermocouples between the TGP and the hot/cold source and four more between the TGP top and the insulation.

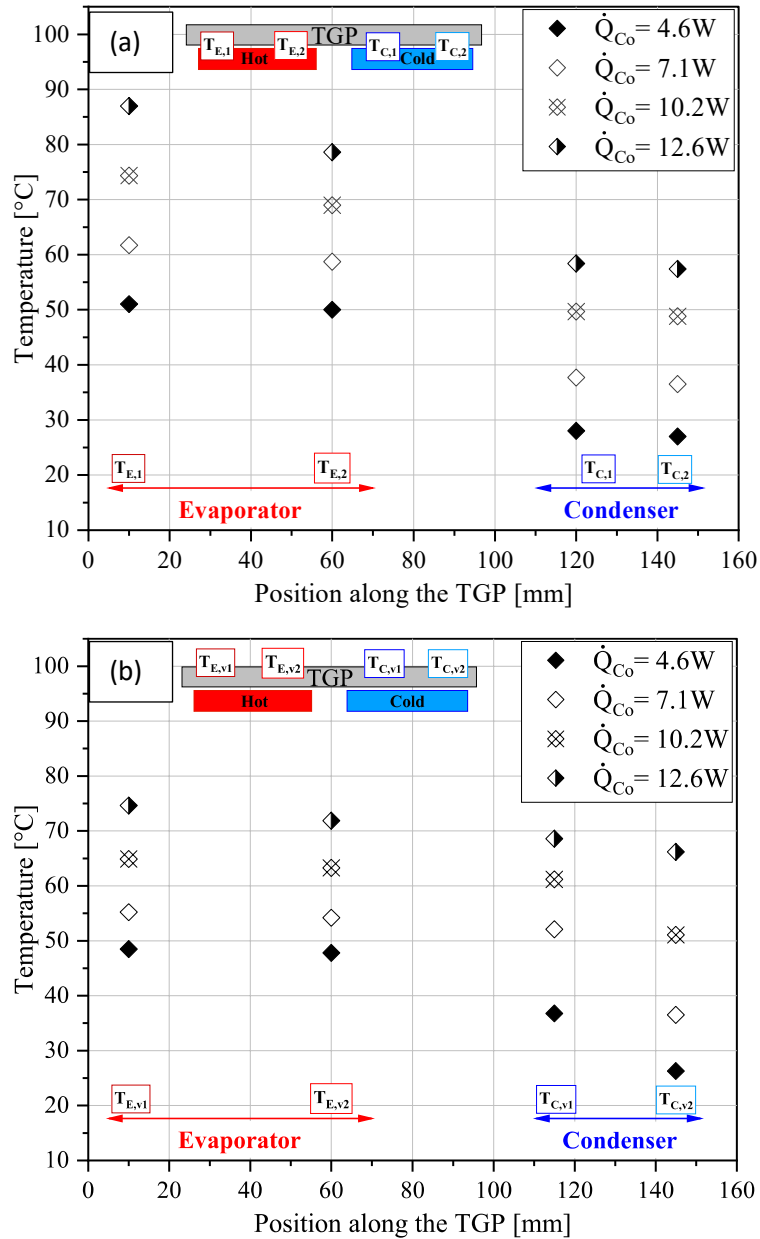


Fig. 5.12. Temperature profile along the TGP with a thickness of 2 mm of vapor core (coarse mesh). (a) Bottom, (b) Top. (measurement uncertainty is $\pm 0.5^\circ\text{C}$).

The first four thermocouples measure the evaporator and condenser temperatures to estimate the device overall thermal resistance. Given that the top surface of the TGP is insulated, the second set

of four thermocouples is thought to be measuring the vapor temperature. Indeed, since there is no heat flux through the top surface, there should not be a temperature gradient. This simple approach therefore allows remote measurement of the internal vapor temperature. An analogous approach has been used in the literature by fabricating half TGPs with a glass-transparent top shell to observe the phase change phenomena [112]. Therefore, using this adapted technique, we can experimentally extract the vapor thermal resistance and the total thermal resistance at the same time.

Figures 5.12.a and 5.12.b describe the temperature profile (top and bottom) in steady state regime along the TGP for different power levels. From figure 5.12.a we can extract the TGP total thermal resistance as we monitor the evaporator and condenser temperature since the thermocouples are between the hot/cold sources of the TGP. We observe that the higher the collected heat rate, the higher the temperature difference in the evaporator. We assume that as the heat rate increases, the temperature difference in the evaporator increases, as we get closer to dry-out. Figure 5.12.b monitors the vapor temperature along the TGP to extract the vapor thermal resistance at different collected heat rates. We observe that the vapor temperature difference along the TGP diminishes as the collected heat rate increases. The vapor thermal resistance is strongly related to the operating temperature as was observed in the section 5.4.3. Since we are in saturation conditions in the TGP, the temperature difference decreases as the vapor pressure drop decreases at higher operating temperature.

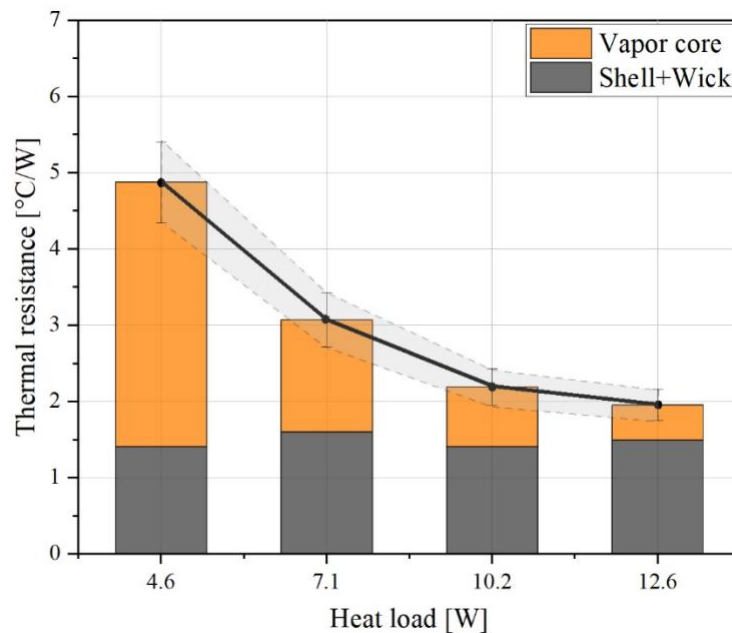


Fig. 5.13. Experimental effective and vapor thermal resistance for the polymer TGP.

Figure 5.13 summarizes the total and vapor thermal resistances as a function of the collected heat rate for the fabricated TGP. As the vapor thermal resistance was measured experimentally, we may subtract its value from the total resistance to extract the material conduction resistance. We observe that the vapor thermal resistance varies with the collected heat rate and the operating temperature, but the thermal resistance arising from the material conduction is constant at about 1.5 °C/W. The

smallest measured vapor thermal resistance is $0.6 \text{ }^\circ\text{C/W}$ at 12.6 W . We experimentally demonstrate that the material conduction limits the TGP capabilities at higher temperatures, whereas the vapor thermal resistance dominates at lower operating temperatures, as was predicted. From the experimental measurement of vapor temperature along the adiabatic part and the transferred heat rate, we can estimate the vapor thermal resistance, R_{vapor} as described previously in our model. Figure 5.14 represents a comparison between the vapor thermal resistances obtained theoretically and experimentally, which are in good agreement considering the uncertainties. The Carma-Kozeny equation was shown to have a 50% variation in pressure loss estimation for a porous media (mechanical structure) other than spherical particles. This induces a variation of 40% in the vapor thermal resistance. Thus, to increase the model accuracy, experimental measurements can be done for each type of dense mechanical structure in the vapor core to ascertain its permeability and drag coefficient.

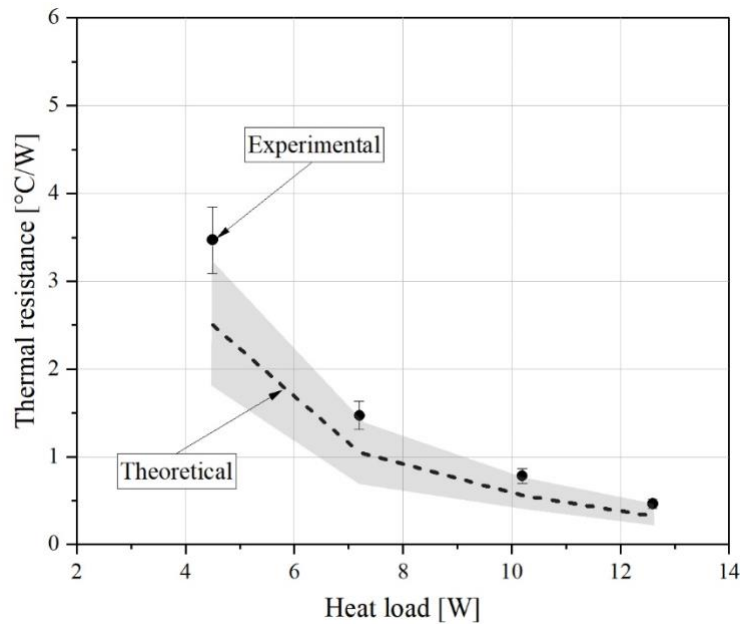


Fig. 5.14. Theoretical and experimental vapor thermal resistance of the TGP.

Furthermore, since the pressure loss from evaporation and condensation is not considered in this model, the temperature used to estimate the pressure loss might be slightly lower than expected. As a result, the experiment measurements and the model predictions of thermal resistance ought to be even closer.

5.6 Discussion

We introduced an adapted theoretical model to forecast the polymeric TGP thermal resistance. This model is based on the material conduction, the vapor flow, and the evaporation rate. We described the relation between the TGP vapor pressure drop and the temperature difference. Then, we emphasized the importance of relying on an accurate model to predict this vapor

pressure loss for polymeric TGP. Indeed, the commonly used Poiseuille equation is not suitable for polymeric TGP application given the need for a mechanical structure in the vapor core to maintain its thickness under vacuum. Based on theoretical and experimental observations, we realize that there is a trade-off between the pumping capacity and thermal resistance for a target TGP thickness. The vapor pressure drop affects these two factors, thus we can define a geometry that effectively balances high pumping capacity and low vapor thermal resistance.

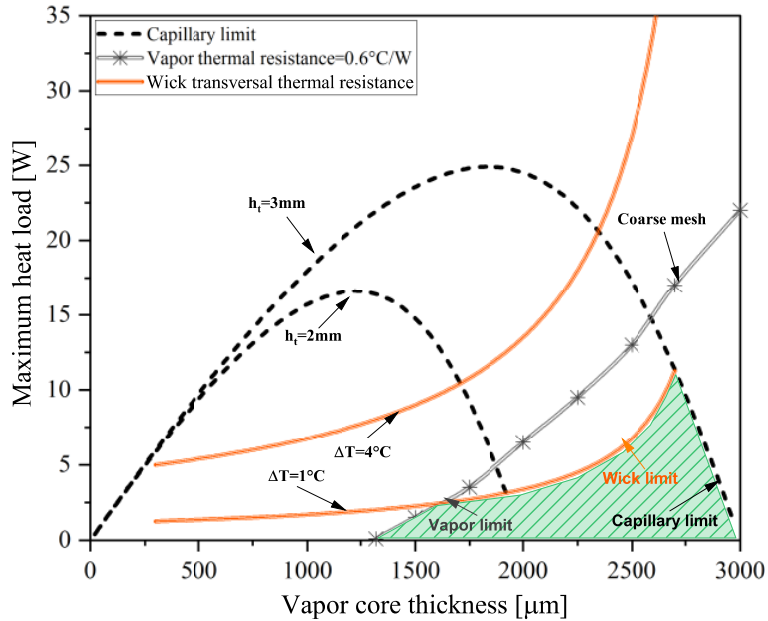


Fig. 5.15. Maximum capillary, vapor and wick transferred heat load as a function of the vapor core thickness (fixed total thickness of 3mm).

Figure 5.15 shows the maximum pumping capacity for a total vapor and liquid core thickness of 2 mm or 3 mm at an operating temperature of 50°C (dashed line). Since the overall TGP thickness is fixed, the liquid core thickness changes opposite to the vapor core thickness. As it has been previously stated, there is an optimum vapor core thickness for a fixed total thickness that minimize pressure drop and maximize pumping capacity (peak of dashed curves).

In addition to the capillary limit, we can now introduce a limitation due to the vapor flow thermal resistance. This limitation was estimated as the maximum transferred heat rate before reaching a certain value for the vapor thermal resistance. The lowest value of the vapor thermal resistance during experimental characterization was established at 0.6 °C/W. Thus, we overlay on Fig. 5.15 a curve of the maximum transferred heat rate before reaching this resistance for coarse meshes in the vapor core (line with symbols). The vapor pressure drop decreases as the vapor core thickness increases, which results in a rise of the maximum transmitted heat rate before the vapor thermal resistance exceeds 0.6 °C/W. Consequently, if the application requires a moderate

pumping capacity and low thermal resistance, we suggest being in the region of the graphic where the vapor core thickness is the highest.

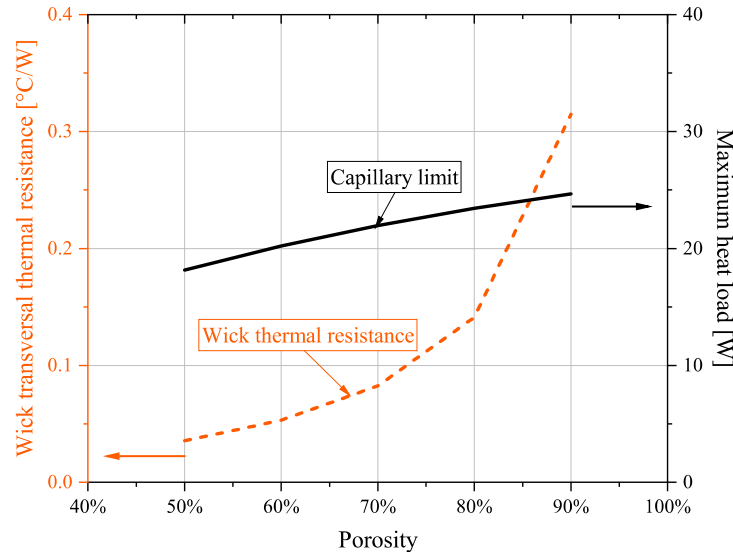


Fig. 5.16. The impact of porosity on the wick thermal resistance and capillary transport limitation.

As we investigated the effect of vapor core thickness on the vapor thermal resistance, we need to investigate the impact of liquid core thickness on the wick thermal resistance. Conduction across the wick's thickness will lead to an additional temperature difference, which could become limiting. Since the wick we use has a low thermal conductivity of only $\sim 5 \text{ W/m.K}$, a non-negligible temperature gradient across its thickness is expected to transfer higher heat rate. To consider this effect, we introduce a maximum allowable temperature difference, shown as the orange dashed curves in Fig. 5.16. As observed, the maximum amount of heat that may be transferred is also limited by the thermal transport of the wick for a 1°C temperature difference across its thickness.

The graphic indicates that the TGP first limit is caused by vapor transport at thinner thicknesses. Therefore, a thicker or less dense mechanical structure in the vapor core is needed to lower its thermal resistance. The second limit that the TGP meets is the resistance across the thickness of the foam because of its moderate thermal conductivity. The last limit results from the pumping capacity, which sets the maximum amount of heat that may be transported by the TGP. Thus, a recommended design should attempt to distance both the wick limit and the vapor limit by selecting an appropriate mechanical structure and wick (hashed green zone).

Since the wicking structure plays a major role in pumping the liquid, we explore the impact of its porosity on its thermal and fluidic performances. The effective pore radius was assumed to be constant, so just the pressure drop varies (not the capillary pressure), and the permeability depends only on the porosity. Thus, the impact of porosity on permeability was investigated.

Equations 5.16 and 5.17 were used to express the pore diameter, d_p and pore particle d , assuming that the particles are spherical, to relate the porosity to the permeability [113]. A_w is the wetted surface.

$$d_p = \frac{4 \cdot v_t}{A_w} \quad (5.16)$$

$$d = \frac{6}{A_w} \quad (5.17)$$

Figure 5.16 depicts the impact of the wick porosity on its transversal thermal resistance and the TGP capillary limit. The figure demonstrates how a 40% decrease in porosity (from 90% to 50%) causes a 90% decrease in the foam thermal resistance. However, this decrease in porosity results in a 26% reduction in the maximum amount of heat that may be transferred before reaching the capillary limit. Depending on the application need, the decrease in thermal resistance may be sufficient to compensate for the decrease in pumping capacity.

To sum up, we understand:

- Based on the analytical and experimental observations, we can define the type of mechanical structure in the vapor core that minimizes the pressure loss and thus the TGP thermal resistance. The pillars appear to be a promising possibility since they do not generate much pressure drop relative to meshes.
- From the combination of maximum pumping capacity and minimal vapor thermal resistance, we should be favoring the vapor core over the liquid core thickness to reduce the TGP thermal resistance.
- From the above discussion, decreasing the wicking structure porosity leads to an increase in its thermal conductivity and thus reduces the TGP thermal resistance without too much affecting the pumping capacity.
- From the model and experiment, the most dominant thermal resistance is the material conduction at higher operating temperature (above 50°C). The literature pointed out that reducing the thickness of the polymeric parts in the shell or inserting thermal conductive vias decreases the TGP thermal resistance and brings uncertainty on its hermiticity [36], [76], [78].

5.7 Conclusion

In this paper, we introduced an adapted model for the TGP pressure loss and thermal resistance that considers for the first time the dense mechanical structure in the vapor core. The suggested model predicts the capillary limit and the overall thermal resistance with a limitation due to a 50% non-accuracy on the permeability and drag coefficient calculation. These parameters must be extracted experimentally. However, this non-accuracy does not impact the strategy suggested to improve the TGP fluidic and thermal performances. As we observed, for low operating

temperature at low heat fluxes, the vapor thermal resistance was the most dominant resistance. Consequently, having an optimum design that reduces the vapor pressure drop and thus its thermal resistance is mandatory for low temperature operation. We suggested favoring the vapor core over the liquid core thickness and using an adapted mechanical structure in the vapor core that minimizes pressure drop. For higher operating temperature at higher heat fluxes, the material conduction was the most dominant. At these temperatures, the material choice is crucial. We recommend using materials with high conductivity like using a wick structure with lower porosity or a thinner polymeric-metal shell. To sum up, we suggested and experimentally validated a model that links the fluidic to thermal performances in TGPs. The suggested model offers guidelines for defining the optimum design for TGPs considering a balance between maximal pumping capacity and low thermal resistance. Moreover, the model allows the identification of any TGPs limitations and capabilities without relying on thermal metrics (thermal resistance/ effective thermal conductivity), that might be deceiving when comparing TGPs performances.

5.8 Acknowledgements

We acknowledge financial support from the Québec government (MEI PSO program) and Calogy Solutions, as well as LN2, which is a joint International Research Laboratory (IRL 3463) funded and co-operated in Canada by Université de Sherbrooke (UdeS).

CHAPITRE 6

CONCLUSION

6.1 Synthèse

Le projet s'inscrit dans le domaine de la gestion thermique des appareils électroniques flexibles, à faible flux de chaleur et à grande surface. La solution de gestion thermique que nous proposons pour ces dispositifs est le caloduc polymérique. La première partie de cette thèse vise à définir un modèle théorique permettant de prédire et de développer des stratégies d'optimisation des performances thermiques du caloduc. La seconde partie inclut un nouveau procédé de fabrication des caloducs polymériques à moindre coût.

Le premier objectif de cette thèse est de définir la conception de la structure poreuse qui maximise la puissance transmise par le caloduc. Pour cela, un modèle 1D est développé pour prédire la limite capillaire et la puissance maximale transmise par un caloduc plat. Nous avons observé l'existence d'un rapport optimal entre les hauteurs du liquide et de la vapeur pour une hauteur totale fixe du caloduc, ce qui permet de minimiser les pertes de charge et d'augmenter la limite capillaire. De plus, nous avons constaté qu'une distribution de densité du milieu poreux permet d'obtenir de meilleures performances, atteignant jusqu'à 1.5 fois celles d'une distribution de densité constante. Cette distribution de densité est particulièrement utile pour les composants à grande surface, donc une large surface d'évaporation.

Le deuxième objectif consiste à coupler le comportement fluidique et thermique des caloducs afin de maximiser la puissance transmise et de réduire la résistance thermique. Le circuit des résistances thermiques du caloduc est utilisé pour évaluer l'impact de chaque résistance. Nous avons remarqué que, contrairement aux caloducs métalliques, la résistance de conduction des matériaux joue un rôle important dans les caloducs polymériques. Nous avons également observé l'existence d'une résistance variable due au déplacement de la vapeur. Cette résistance devient prédominante lorsque les pertes de charge de la vapeur sont élevées et/ou que la température de fonctionnement est faible. Ainsi, pour réduire la résistance thermique du caloduc et augmenter sa puissance maximale transmise, il est nécessaire de concevoir efficacement le corps vapeur. Enfin, la coquille en polymère reste la principale source de résistance, il est donc important de rechercher des moyens d'améliorer sa conductivité thermique afin de réduire la résistance thermique du caloduc.

Le dernier objectif de cette thèse est de développer un nouveau procédé de fabrication des caloducs polymériques en une seule étape d'assemblage. Le procédé de fabrication conventionnel comporte plusieurs étapes et nécessite l'utilisation d'un tube de remplissage pour l'évacuation du vide et le remplissage du fluide. Le procédé de fabrication que nous proposons permet d'effectuer l'assemblage, le remplissage et le scellage en une seule étape. Ainsi, le nombre d'étapes de fabrication est considérablement réduit et l'utilisation du tube de remplissage est éliminée. Le

caloduc fabriqué présente une conductivité thermique effective de 833 W/mK. Nos résultats se situent dans la fourchette des conductivités thermiques des caloducs polymériques rapportées dans la littérature, qui varient entre 100 et 1000 W/mK.

6.2 Résumé de la contribution

Dans le cadre de cette thèse, nous avons modélisé puis fabriqué un caloduc polymérique. L'objectif de la modélisation était de maximiser la puissance transmise par le caloduc et de réduire sa résistance thermique. Le volet fabrication a introduit, pour la première fois, un procédé viable en une seule étape d'assemblage pour les caloducs plats polymériques.

Le design que nous proposons permet d'optimiser la puissance capillaire pour tous types de caloducs. Nous avons également souligné l'importance d'une distribution de densité des milieux poreux dans le cas où les caloducs possèdent une large surface d'évaporation. Le couplage des modèles fluidiques et thermiques met en évidence le compromis entre la puissance de transfert du caloduc et sa résistance thermique. Ce couplage permet un design optimisé du caloduc, où la puissance de pompage est maximisée et la résistance thermique est minimisée. Ces deux aspects sont souvent étudiés séparément, alors qu'il existe un lien direct entre eux.

Enfin, nous proposons un procédé de fabrication de caloducs polymériques en une seule étape, où le remplissage, le tirage du vide et le scellage sont effectués simultanément. Ce procédé de fabrication élimine l'utilisation des tubes de remplissage conventionnels et réduit le nombre d'étapes de fabrication. Cela se traduit par une solution de gestion thermique moins coûteuse, légère et flexible, idéale pour les applications à faible flux de chaleur et à large surface.

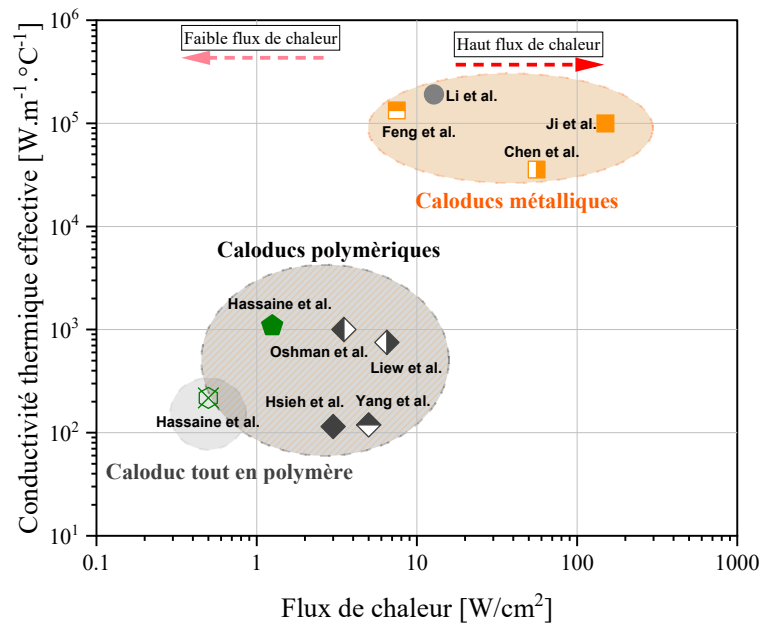


Fig. 6.1. Flux de chaleur et résistance thermique de différents caloducs (les travaux de cette thèse sont en vert).

Le caloduc polymérique fabriqué a été caractérisé afin d'obtenir sa résistance thermique. La Figure 6.1 présente les résistances thermiques et le flux de chaleur maximal transporté par différents caloducs polymériques et métalliques. Il est important de souligner que, lors de notre caractérisation, le flux de chaleur transporté n'était pas limité par le pompage capillaire, mais par la température de ramollissement des polymères. À partir de la Figure 6.1, nous observons une plage d'amélioration de la résistance thermique du caloduc polymérique fabriqué. Le Tableau 6.1 présente les dimensions, le flux de chaleur maximal transporté et la résistance thermique de divers caloducs répertoriés dans la littérature.

Tab. 6.1. Dimensions, flux de chaleur maximale transporté et résistance thermique des caloducs dans la littérature.

Types de caloduc	Dimension [mm]	Flux de chaleur [W/cm ²]	Résistance thermique [°C/W]
Chambre à vapeur cuivre [28] [114]	Diamètre 100 Épaisseur 8	150	0.1
	Surface 90 par 90 Épaisseur 4.5	56	0.1
Caloduc plat cuivre [115]	Surface 180 par 180 Épaisseur 3	7.5	0.05
Caloduc plat aluminium [116]	Surface 415 par 210 Épaisseur 6.3	12.8	0.1
Caloduc plat Hybrides [38]	Surface 80 par 20 Épaisseur 4	3	6
Caloduc plat Hybrides [79]	Surface 95 par 50 Épaisseur 1	0.5	2
Caloduc plat Hybrides [36]	Surface 95 par 50 Épaisseur 1.3	3.5	1
Caloduc plat Hybrides [37]	Surface 40 par 35 Épaisseur 1.5	5	4
Caloduc plat Hybrides [95]	Surface 150 par 50 Épaisseur 2.3	1.5	1.8
Caloduc plat polymère Annexe B	Surface 150 par 20 Épaisseur 2.1	0.5	9.4

Cependant, le graphique 6.2 qui illustre la résistance thermique par unité de coût du matériau et du poids démontre que la solution que nous proposons offre le meilleur rapport qualité-prix. En effet, notre caloduc polymérique est nettement moins cher et plus léger que les caloducs polymériques décrits dans la littérature, qui utilisent peu de polymère et beaucoup de cuivre ou d'aluminium. Les informations détaillées sur le calcul de cette métrique sont présentées dans l'annexe C. De plus, pour des applications nécessitant des flux de chaleur plus faibles, nous proposons le caloduc polymérique

entièrement composé de polymère (les détails de sa fabrication sont donnés en annexe B). Bien que ses performances soient plus limitées, ce caloduc offre le meilleur rapport qualité-prix. Cette solution pourrait être idéale pour des applications à très faible flux de chaleur.

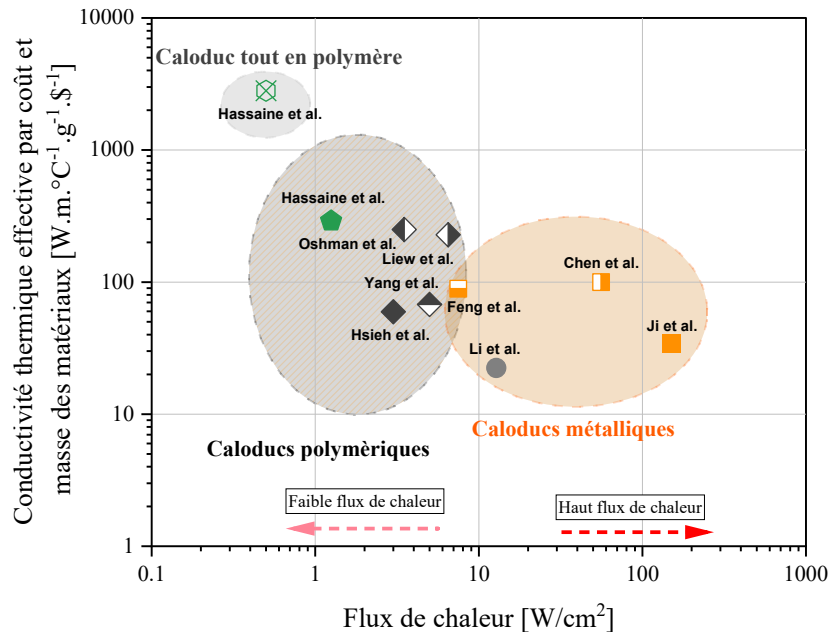


Fig. 6.2. Comparaison entre les différents caloducs en conductivité thermique par coût et masse des matériaux (les travaux de cette thèse sont en vert).

6.3 Leçons apprises

Lors de la fabrication et de la caractérisation des caloducs polymériques, nous avons rencontré plusieurs problématiques, notamment :

- Nous avons rencontré des difficultés lors du collage par pressage à chaud pour obtenir un joint hermétique. Le choix du matériau de l'élément chauffant et de ses dimensions est critique pour assurer le succès du collage. Nos études théoriques et expérimentales ont démontré que l'utilisation d'un élément chauffant en nickel-chrome, avec les dimensions spécifiées, permet d'obtenir des joints de collage hermétiques. Nous avons également remarqué que l'emplacement du fil (au milieu de la coquille ou par-dessus la coquille) peut influencer la complexité du processus, mais les deux options donnent des résultats similaires.
- L'imbibition du milieu poreux dans la coquille est une approche efficace pour réduire la résistance de contact. Cependant, en raison de la nature malléable du polymère, nous avons constaté une déformation importante du caloduc pendant le processus. Cela est dû aux caractéristiques de rétraction et de déformation du polymère brut utilisé lors du chauffage. Nous suggérons donc d'utiliser des feuilles laminées polymère-métallique qui conservent leur structure pendant le chauffage, ou d'utiliser un polymère brut dont la structure n'est pas affectée par le réchauffage.

- Lors de la caractérisation, nous avons observé que les dissipateurs thermiques placés sur l'élément chauffant et refroidissant doivent être aussi minces que possible. En effet, des dissipateurs épais peuvent entraîner une distribution de température non uniforme et fausser les résultats obtenus.

6.4 Continuité des travaux

Les résultats que nous avons obtenus dans le cadre de cette thèse sont encourageants. Cependant, nous suggérons quelques travaux supplémentaires afin d'approfondir notre compréhension et de valider nos théories. Voici quelques suggestions :

- Explorer l'utilisation d'autres types de milieux poreux dans le corps vapeur et le corps liquide. Nous prédisons que l'utilisation de piliers dans le corps vapeur et de poudre frittée dans le corps liquide pourrait améliorer les performances thermiques du caloduc polymérique en réduisant les pertes de charge vapeur et en augmentant la porosité du milieu poreux. Il serait intéressant de valider cette théorie expérimentalement en réalisant des tests avec ces configurations.
- Effectuer une caractérisation expérimentale de la perméabilité des milieux poreux. Nous avons observé que les relations empiriques actuelles ne correspondent qu'à environ 50% aux données expérimentales. Afin d'améliorer la précision de nos modèles, il serait nécessaire de développer notre propre banc d'essai pour caractériser les milieux poreux et de réaliser des tests de trempage afin d'obtenir des données fiables et précises.

Ces travaux supplémentaires nous permettront d'approfondir notre compréhension du comportement des caloducs polymériques et de valider nos modèles et théories théoriques.

6.5 Perspectives

Les travaux de cette thèse ont permis de mieux comprendre le fonctionnement des caloducs polymériques et ont ouvert la voie à de futures améliorations pour leurs performances. Afin de pousser encore plus loin les performances du caloduc polymérique, nous proposons les actions suivantes :

- Raffiner la conception des matrices de piliers pour obtenir une distribution de densité continue à l'évaporateur, éliminant ainsi la discrétisation en seulement trois (3) zones distinctes. Cela permettrait une meilleure optimisation de la répartition des milieux poreux et une amélioration des performances thermiques du caloduc.
- Effectuer des recherches sur la chimie des matériaux polymériques afin d'améliorer à la fois leur conductivité thermique et leur herméticité. En développant de nouveaux matériaux ou en optimisant les formulations existantes, nous pourrions augmenter l'efficacité de la transmission thermique et garantir une meilleure étanchéité de la coquille du caloduc.
- Développer un procédé de fabrication à plus grande échelle pour industrialiser la production de caloducs polymériques peu coûteux, légers et flexibles, adaptés à la gestion thermique

des composants électroniques flexibles. Un procédé de fabrication efficace et économique permettrait une production en série de ces dispositifs, ouvrant ainsi la voie à des applications à plus grande échelle.

En réalisant ces actions, nous pourrions améliorer les performances et l'efficacité des caloducs polymériques, ouvrant la voie à une gestion thermique plus efficace et durable pour les composants électroniques flexibles.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1]W. Lesslauer, J. Richter, and P. Lauger, “Some Electrical Properties of Bimolecular Phosphatidyl Inositol Membranes,” *Nature*, vol. 213, no. 5082, pp. 1224–1226, Mar. 1967, doi: 10.1038/2131224a0.
- [2]D. Corzo, G. Tostado-Blazquez, and D. Baran, “Flexible Electronics: Status, Challenges and Opportunities,” *Front. Electron.*, vol. 1, p. 594003, Sep. 2020, doi: 10.3389/felec.2020.594003.
- [3]Z. Zhang *et al.*, “High-brightness all-polymer stretchable LED with charge-trapping dilution,” *Nature*, vol. 603, no. 7902, pp. 624–630, Mar. 2022, doi: 10.1038/s41586-022-04400-1.
- [4]E. Bihar, S. Wustoni, A. M. Pappa, K. N. Salama, D. Baran, and S. Inal, “A fully inkjet-printed disposable glucose sensor on paper,” *Npj Flex. Electron.*, vol. 2, no. 1, p. 30, Dec. 2018, doi: 10.1038/s41528-018-0044-y.
- [5]L. A. Wehner, N. Mittal, T. Liu, and M. Niederberger, “Multifunctional Batteries: Flexible, Transient, and Transparent,” *ACS Cent. Sci.*, vol. 7, no. 2, pp. 231–244, Feb. 2021, doi: 10.1021/acscentsci.0c01318.
- [6]Y. Zhang *et al.*, “Recent advanced thermal interfacial materials: A review of conducting mechanisms and parameters of carbon materials,” *Carbon*, vol. 142, pp. 445–460, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.carbon.2018.10.077.
- [7]H. Chen *et al.*, “Thermal conductivity of polymer-based composites: Fundamentals and applications,” *Prog. Polym. Sci.*, vol. 59, pp. 41–85, Aug. 2016, doi: 10.1016/j.progpolymsci.2016.03.001.
- [8]E.-C. Cho *et al.*, “Graphene-based thermoplastic composites and their application for LED thermal management,” *Carbon*, vol. 102, pp. 66–73, Jun. 2016, doi: 10.1016/j.carbon.2016.01.097.
- [9]S. Shen, A. Henry, J. Tong, R. Zheng, and G. Chen, “Polyethylene nanofibres with very high thermal conductivities,” *Nat. Nanotechnol.*, vol. 5, no. 4, pp. 251–255, Apr. 2010, doi: 10.1038/nnano.2010.27.
- [10]J. Ma, Q. Zhang, Y. Zhang, L. Zhou, J. Yang, and Z. Ni, “A rapid and simple method to draw polyethylene nanofibers with enhanced thermal conductivity,” *Appl. Phys. Lett.*, vol. 109, no. 3, p. 033101, Jul. 2016, doi: 10.1063/1.4958905.
- [11]Y. Xu *et al.*, “Nanostructured polymer films with metal-like thermal conductivity,” *Nat. Commun.*, vol. 10, no. 1, p. 1771, Dec. 2019, doi: 10.1038/s41467-019-09697-7.
- [12]B. Sun and X. Huang, “Seeking advanced thermal management for stretchable electronics,” *Npj Flex. Electron.*, vol. 5, no. 1, p. 12, Dec. 2021, doi: 10.1038/s41528-021-00109-9.
- [13]T. Someya, Z. Bao, and G. G. Malliaras, “The rise of plastic bioelectronics,” *Nature*, vol. 540, no. 7633, pp. 379–385, Dec. 2016, doi: 10.1038/nature21004.
- [14]J. T. Warner, *The Handbook of Lithium-Ion Battery Pack Design: Chemistry, Components, Types and Terminology*. Elsevier Science & Technology, 2015. Accessed: Oct. 04, 2022. [Online]. Available: <http://ebookcentral.proquest.com/lib/usherbrookemgh-ebooks/detail.action?docID=2056916>
- [15]Q. Yu, A. Abidi, M. Z. Mahmoud, E. Hasani Malekshah, and H. . Aybar, “Numerical evaluation of the effect of air inlet and outlet cross-sections of a lithium-ion battery pack in an air-cooled thermal management system,” *J. Power Sources*, vol. 549, p. 232067, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.jpowsour.2022.232067.
- [16]P. Yi, R. A. Awang, W. S. T. Rowe, K. Kalantar-zadeh, and K. Khoshmanesh, “PDMS nanocomposites for heat transfer enhancement in microfluidic platforms,” *Lab Chip*, vol. 14, no. 17, pp. 3419–3426, 2014, doi: 10.1039/C4LC00615A.

- [17]E. Hosseinirad and M. Khoshvaght-Aliabadi, "Proximity effects of straight and wavy fins and their interruptions on performance of heat sinks utilized in battery thermal management," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 173, p. 121259, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121259.
- [18]W.-J. Luo, P. Vishwakarma, C.-C. Hsieh, and B. Panigrahi, "Microfluidic modular heat sink with improved material characteristics towards thermal management of flexible electronics," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 216, p. 119142, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119142.
- [19]M. M. El Idi, M. Karkri, and M. Abdou Tankari, "A passive thermal management system of Li-ion batteries using PCM composites: Experimental and numerical investigations," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 169, p. 120894, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120894.
- [20]W. Zhang, J. Qiu, X. Yin, and D. Wang, "A novel heat pipe assisted separation type battery thermal management system based on phase change material," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 165, p. 114571, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114571.
- [21]T.-H. Tran, S. Harmand, B. Desmet, and S. Filangi, "Experimental investigation on the feasibility of heat pipe cooling for HEV/EV lithium-ion battery," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 63, no. 2, pp. 551–558, Feb. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.048.
- [22]C. Lan, J. Xu, Y. Qiao, and Y. Ma, "Thermal management for high power lithium-ion battery by minichannel aluminum tubes," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 101, pp. 284–292, May 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.070.
- [23]C. Wang *et al.*, "Liquid cooling based on thermal silica plate for battery thermal management system," *Int. J. Energy Res.*, vol. 41, no. 15, pp. 2468–2479, Dec. 2017, doi: 10.1002/er.3801.
- [24]Y. Yang, W. Li, X. Xu, and G. Tong, "Heat dissipation analysis of different flow path for parallel liquid cooling battery thermal management system," *Int. J. Energy Res.*, vol. 44, no. 7, pp. 5165–5176, Jun. 2020, doi: 10.1002/er.5089.
- [25]M. Akbarzadeh *et al.*, "A comparative study between air cooling and liquid cooling thermal management systems for a high-energy lithium-ion battery module," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 198, p. 117503, Nov. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117503.
- [26]M. Lu, X. Zhang, J. Ji, X. Xu, and Y. Zhang, "Research progress on power battery cooling technology for electric vehicles," *J. Energy Storage*, vol. 27, p. 101155, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.est.2019.101155.
- [27] A. Faghri, *Heat pipe science and technology*. Taylor and Francis, 1995.
- [28]X. Ji, J. Xu, and A. M. Abanda, "Copper foam based vapor chamber for high heat flux dissipation," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 40, pp. 93–102, Jul. 2012, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2012.02.004.
- [29]D. H. Min, G. S. Hwang, and M. Kaviany, "Multi-artery, heat-pipe spreader," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 3–4, pp. 629–635, Jan. 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.07.021.
- [30]Y. Luo, W. Liu, and G. Huang, "Fabrication and experimental investigation of the bionic vapor chamber," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 168, p. 114889, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114889.
- [31]C. Chang, Z. Han, X. He, Z. Wang, and Y. Ji, "3D printed aluminum flat heat pipes with micro grooves for efficient thermal management of high power LEDs," *Sci. Rep.*, vol. 11, no. 1, p. 8255, Dec. 2021, doi: 10.1038/s41598-021-87798-4.
- [32]M. Kuroda *et al.*, "DEVELOPMENT OF ALUMINUM-WATER HEAT PIPES," *Heat Pipe Sci. Technol. Int. J.*, vol. 5, no. 1–4, pp. 129–136, 2014, doi: 10.1615/HeatPipeScieTech.v5.i1-4.110.
- [33]Q. Cai, B. Chen, and C. Tsai, "Design, development and tests of high-performance silicon vapor chamber," *J. Micromechanics Microengineering*, vol. 22, no. 3, p. 035009, Mar. 2012, doi: 10.1088/0960-1317/22/3/035009.

- [34]T. Liu, M. Asheghi, and K. E. Goodson, “Performance and Manufacturing of Silicon-Based Vapor Chambers,” *Appl. Mech. Rev.*, vol. 73, no. 1, p. 010802, Jan. 2021, doi: 10.1115/1.4049801.
- [35]W. K. Jones, Yanqing Liu, and Mingcong Gao, “Micro heat pipes in low temperature cofire ceramic (LTCC) substrates,” *IEEE Trans. Compon. Packag. Technol.*, vol. 26, no. 1, pp. 110–115, Mar. 2003, doi: 10.1109/TCAPT.2003.811475.
- [36]C. Oshman, Q. Li, L.-A. Liew, R. Yang, V. M. Bright, and Y. C. Lee, “Flat flexible polymer heat pipes,” *J. Micromechanics Microengineering*, vol. 23, no. 1, p. 015001, Jan. 2013, doi: 10.1088/0960-1317/23/1/015001.
- [37]K.-S. Yang, T.-Y. Yang, C.-W. Tu, C.-T. Yeh, and M.-T. Lee, “A novel flat polymer heat pipe with thermal via for cooling electronic devices,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 100, pp. 37–44, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.04.063.
- [38]S.-S. Hsieh and Y.-R. Yang, “Design, fabrication and performance tests for a polymer-based flexible flat heat pipe,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 70, pp. 10–19, Jun. 2013, doi: 10.1016/j.enconman.2013.02.011.
- [39]M. Mochizuki, “Latest development and application of heat pipes for electronics and automotive,” in *2017 IEEE CPMT Symposium Japan (ICSJ)*, Kyoto: IEEE, Nov. 2017, pp. 87–90. doi: 10.1109/ICSJ.2017.8240095.
- [40]H. Tang *et al.*, “Review of applications and developments of ultra-thin micro heat pipes for electronic cooling,” *Appl. Energy*, vol. 223, pp. 383–400, Aug. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.04.072.
- [41]“This is the Surface Pro 4’s hybrid liquid cooling system,” *TechSpot*. <https://www.techspot.com/news/62361-surface-pro-4-hybrid-liquid-cooling-system.html> (accessed Oct. 17, 2022).
- [42]Kelvin Thermal Technologies, Inc., “Kelvin Thermal - Thinnest and Most Flexible Cooling Solution,” *Kelvin Thermal*. <http://www.kelvinthermal.com/> (accessed Oct. 17, 2022).
- [43]M. Mochizuki and T. Nguyen, “REVIEW OF VARIOUS THIN HEAT SPREADER VAPOR CHAMBER DESIGNS, PERFORMANCE, LIFETIME RELIABILITY AND APPLICATION,” *Front. Heat Mass Transf.*, vol. 13, Oct. 2019, doi: 10.5098/hmt.13.12.
- [44]“Fujikura Ltd. | Thermal.” <https://www.fujikura.com/solutions/thermal/> (accessed Oct. 17, 2022).
- [45]K. N. Shukla, “Heat Pipe for Aerospace Applications—An Overview,” *J. Electron. Cool. Therm. Control*, vol. 05, no. 01, pp. 1–14, 2015, doi: 10.4236/jectc.2015.51001.
- [46]K. Kianfar, S. Joodaki, I. Dashti, and S. Asghari, “Lifetime estimation of heat pipes in space applications using particle filtering, Arrhenius and FIDES methods,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 22, p. 100847, May 2021, doi: 10.1016/j.tsep.2021.100847.
- [47]“Long-range Wireless Sensors for Remote Monitoring.” Accessed: Oct. 18, 2022. [Online]. Available: https://www.monnit.com/products/sensors/?gclid=EAAlaIQobChMIItPws57q-gIVGPrICh2lug_EAAYASABEgJA0vD_BwE
- [48]T. Someya, T. Sekitani, S. Iba, Y. Kato, H. Kawaguchi, and T. Sakurai, “A large-area, flexible pressure sensor matrix with organic field-effect transistors for artificial skin applications,” *Proc. Natl. Acad. Sci.*, vol. 101, no. 27, pp. 9966–9970, Jul. 2004, doi: 10.1073/pnas.0401918101.
- [49]“Comment utiliser un panneau LED Pro 150 W et 250 W,” *Blog de Grow Barato*, Jul. 20, 2021. <https://www.growbarato.net/blog/fr/pourquoi-et-comment-utiliser-un-panneau-led-pro-150-250-w/> (accessed Oct. 18, 2022).

- [50]M. Karami-Mosammam, D. Danninger, D. Schiller, and M. Kaltenbrunner, “Stretchable and Biodegradable Batteries with High Energy and Power Density,” *Adv. Mater.*, vol. 34, no. 32, p. 2204457, Aug. 2022, doi: 10.1002/adma.202204457.
- [51]S. Arora and A. Kapoor, “Experimental Study of Heat Generation Rate during Discharge of LiFePO₄ Pouch Cells of Different Nominal Capacities and Thickness,” *Batteries*, vol. 5, no. 4, p. 70, Nov. 2019, doi: 10.3390/batteries5040070.
- [52]S. Chitnis, R. Dayal, and A. Arora, “Deployment of vapour chambers for electronic heat dissipation: state-of-the-art,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 236, no. 16, pp. 9316–9340, Aug. 2022, doi: 10.1177/09544062221091464.
- [53]S. Xu, R. J. Lewis, L.-A. Liew, Y.-C. Lee, and R. Yang, “Development of Ultra-Thin Thermal Ground Planes by Using Stainless-Steel Mesh as Wicking Structure,” *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 25, no. 5, pp. 842–844, Oct. 2016, doi: 10.1109/JMEMS.2016.2596142.
- [54]A. Faghri, *HEAT PIPE SCIENCE AND TECHNOLOGY*. 6000 Broken Soud Parkway NW, Suite 300: Taylor & Francis Group, 1995.
- [55]G. P. Peterson, *An introduction to heat pipes : modeling, testing, and applications*. in Wiley series in thermal management of microelectronic & electronic systems. Wiley, 1994. [Online]. Available: <http://ezproxy.usherbrooke.ca/login?url=https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=cat04883a&AN=sheer.i9780471305125&lang=fr&site=eds-live>
- [56]A. Faghri and M. Buchko, “Experimental and Numerical Analysis of Low-Temperature Heat Pipes With Multiple Heat Sources,” *J. Heat Transf.*, vol. 113, no. 3, pp. 728–734, Aug. 1991, doi: 10.1115/1.2910624.
- [57]P. Regmi and H. Wong, “Heat and mass transfer in a cylindrical heat pipe with a circular-capillary wick under small imposed temperature differences,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 120, pp. 228–240, May 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.012.
- [58]D. Deng, D. Liang, Y. Tang, J. Peng, X. Han, and M. Pan, “Evaluation of capillary performance of sintered porous wicks for loop heat pipe,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 50, pp. 1–9, Oct. 2013, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2013.04.014.
- [59]M. R. S. Shirazy and L. G. Fre’chette, “A Parametric Investigation of Operating Limits in Heat Pipes Using Novel Metal Foams as Wicks,” in *ASME 2010 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels: Parts A and B*, Montreal, Quebec, Canada: ASMEDC, Jan. 2010, pp. 575–583. doi: 10.1115/FEDSM-ICNMM2010-31268.
- [60]D. R. Adkins and R. C. Dykhuizen, “Procedures for measuring the properties of heat-pipe wick materials,” Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States), SAND-92-2347C; CONF-930804-14, Jul. 1993. Accessed: Oct. 20, 2022. [Online]. Available: <https://www.osti.gov/biblio/10177198>
- [61]D. Jafari, W. W. Wits, and B. J. Geurts, “Metal 3D-printed wick structures for heat pipe application: Capillary performance analysis,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, pp. 403–414, Oct. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.111.
- [62]R. S. Hale, R. Ranjan, and C. H. Hidrovo, “Capillary flow through rectangular micropillar arrays,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 75, pp. 710–717, Aug. 2014, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.016.
- [63]S. Adera, D. Antao, R. Raj, and E. N. Wang, “Design of micropillar wicks for thin-film evaporation,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 101, pp. 280–294, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.107.

- [64]G. Kumaresan, S. Venkatachalapathy, L. G. Asirvatham, and S. Wongwises, “Comparative study on heat transfer characteristics of sintered and mesh wick heat pipes using CuO nanofluids,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 57, pp. 208–215, Oct. 2014, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.08.001.
- [65]N. S. K. Gunda, J. Joseph, A. Tamayol, M. Akbari, and S. K. Mitra, “Measurement of pressure drop and flow resistance in microchannels with integrated micropillars,” *Microfluid. Nanofluidics*, vol. 14, no. 3–4, pp. 711–721, Mar. 2013, doi: 10.1007/s10404-012-1089-1.
- [66]D. P. McNally, R. Lewis, and Y. C. Lee, “Characterization of Hybrid Wicking Structures for Flexible Vapor Chambers,” *J. Electron. Packag.*, vol. 141, no. 1, p. 011005, Mar. 2019, doi: 10.1115/1.4042255.
- [67]S. Ryu, J. Han, J. Kim, C. Lee, and Y. Nam, “Enhanced heat transfer using metal foam liquid supply layers for micro heat spreaders,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 108, pp. 2338–2345, May 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.071.
- [68]M. Wei *et al.*, “Optimization of Biporous Micropillar Array for Enhanced Heat Transfer Performance,” in *Volume 8B: Heat Transfer and Thermal Engineering*, Houston, Texas, USA: American Society of Mechanical Engineers, Nov. 2015, p. V08BT10A002. doi: 10.1115/IMECE2015-52651.
- [69]H. Li, Z. Liu, B. Chen, W. Liu, C. Li, and J. Yang, “Development of biporous wicks for flat-plate loop heat pipe,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 37, pp. 91–97, Feb. 2012, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2011.10.007.
- [70]M. R. S. Shirazy and L. G. Fr chet te, “Capillary and wetting properties of copper metal foams in the presence of evaporation and sintered walls,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 282–291, Mar. 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.11.031.
- [71]X. Dai *et al.*, “Characterization of Hybrid-Wicked Copper Heat Pipe,” in *ASME/JSME 2011 8th Thermal Engineering Joint Conference*, Honolulu, Hawaii, USA: ASMEDC, Jan. 2011, p. T30005. doi: 10.1115/AJTEC2011-44088.
- [72]G. Patankar, J. A. Weibel, and S. V. Garimella, “Patterning the condenser-side wick in ultra-thin vapor chamber heat spreaders to improve skin temperature uniformity of mobile devices,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 101, pp. 927–936, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.093.
- [73]T. Liu, M. T. Dunham, K. W. Jung, B. Chen, M. Asheghi, and K. E. Goodson, “Characterization and thermal modeling of a miniature silicon vapor chamber for die-level heat redistribution,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 152, p. 119569, May 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119569.
- [74]R. S. Prasher, “A Simplified Conduction Based Modeling Scheme for Design Sensitivity Study of Thermal Solution Utilizing Heat Pipe and Vapor Chamber Technology,” *J. Electron. Packag.*, vol. 125, no. 3, pp. 378–385, Sep. 2003, doi: 10.1115/1.1602479.
- [75]R. Lewis, S. Xu, L.-A. Liew, C. Coolidge, R. Yang, and Y.-C. Lee, “Thin Flexible Thermal Ground Planes: Fabrication and Scaling Characterization,” *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 24, no. 6, pp. 2040–2048, Dec. 2015, doi: 10.1109/JMEMS.2015.2466540.
- [76]C. Oshman, Q. Li, L.-A. Liew, R. Yang, Y. C. Lee, and V. M. Bright, “Flat Polymer Heat Spreader With High Aspect Ratio Micro Hybrid Wick Operating Under Adverse Gravity,” in *Volume 10: Heat and Mass Transport Processes, Parts A and B*, Denver, Colorado, USA: ASMEDC, Jan. 2011, pp. 601–606. doi: 10.1115/IMECE2011-64264.
- [77]C. Liu, Q. Li, and D. Fan, “Fabrication and performance evaluation of flexible flat heat pipes for the thermal control of deployable structure,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 144, p. 118661, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118661.
- [78]C. Oshman *et al.*, “The Development of Polymer-Based Flat Heat Pipes,” *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 20, no. 2, pp. 410–417, Apr. 2011, doi: 10.1109/JMEMS.2011.2107885.

- [79]L.-A. Liew *et al.*, “Flexible Thermal Ground Planes Fabricated With Printed Circuit Board Technology,” *J. Electron. Packag.*, vol. 139, no. 1, p. 011003, Mar. 2017, doi: 10.1115/1.4035241.
- [80]X. Jiang, T. Herricks, and Y. Xia, “CuO Nanowires Can Be Synthesized by Heating Copper Substrates in Air,” *Nano Lett.*, vol. 2, no. 12, pp. 1333–1338, Dec. 2002, doi: 10.1021/nl0257519.
- [81]Y. Nam and Y. S. Ju, “Comparative Study of Copper Oxidation Schemes and Their Effects on Surface Wettability,” in *Volume 10: Heat Transfer, Fluid Flows, and Thermal Systems, Parts A, B, and C*, Boston, Massachusetts, USA: ASME/EDC, Jan. 2008, pp. 1833–1838. doi: 10.1115/IMECE2008-67492.
- [82]M. R. S. Shirazy, S. Blais, and L. G. Fr chet, “Mechanism of wettability transition in copper metal foams: From superhydrophilic to hydrophobic,” *Appl. Surf. Sci.*, vol. 258, no. 17, pp. 6416–6424, Jun. 2012, doi: 10.1016/j.apsusc.2012.03.052.
- [83]Y. Tang, H. Tang, J. Li, S. Zhang, B. Zhuang, and Y. Sun, “Experimental investigation of capillary force in a novel sintered copper mesh wick for ultra-thin heat pipes,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 115, pp. 1020–1030, Mar. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.056.
- [84]S. Somasundaram *et al.*, “Thermal design optimization of evaporator micropillar wicks,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 134, pp. 179–187, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.07.036.
- [85]Q. Liang, R. Raj, S. Adera, S. Somasundaram, C. S. Tan, and E. N. Wang, “Experiment and modeling of microstructured capillary wicks for thermal management of electronics,” in *2013 IEEE 15th Electronics Packaging Technology Conference (EPTC 2013)*, Singapore: IEEE, Dec. 2013, pp. 592–597. doi: 10.1109/EPTC.2013.6745789.
- [86]C. Byon and S. J. Kim, “The effect of meniscus on the permeability of micro-post arrays,” *J. Micromechanics Microengineering*, vol. 21, no. 11, p. 115011, Nov. 2011, doi: 10.1088/0960-1317/21/11/115011.
- [87]L. Kamenova, Y. Avenas, S. Tzanova, N. Popova, and C. Schaeffer, “2D numerical modeling of the thermal and hydraulic performances of a very thin sintered powder copper flat heat pipe,” in *37th IEEE Power Electronics Specialists Conference*, Jeju, Korea: IEEE, 2006, pp. 1–7. doi: 10.1109/PESC.2006.1712077.
- [88]R. Ranjan, A. Patel, S. V. Garimella, and J. Y. Murthy, “Wicking and thermal characteristics of micropillared structures for use in passive heat spreaders,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 4, pp. 586–596, Jan. 2012, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.10.053.
- [89]K. Yazdchi, S. Srivastava, and S. Luding, “Microstructural effects on the permeability of periodic fibrous porous media,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 37, no. 8, pp. 956–966, Oct. 2011, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2011.05.003.
- [90]A. Tamayol and M. Bahrami, “Analytical determination of viscous permeability of fibrous porous media,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 9–10, pp. 2407–2414, Apr. 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.09.032.
- [91]J. E. Drummond and M. I. Tahir, “Laminar viscous flow through regular arrays of parallel solid cylinders,” *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 10, no. 5, pp. 515–540, Oct. 1984, doi: 10.1016/0301-9322(84)90079-X.
- [92]B. R. Gebart, “Permeability of Unidirectional Reinforcements for RTM,” *J. Compos. Mater.*, vol. 26, no. 8, pp. 1100–1133, Aug. 1992, doi: 10.1177/002199839202600802.
- [93]C. Jung, J. Lim, and S. J. Kim, “Fabrication and evaluation of a high-performance flexible pulsating heat pipe hermetically sealed with metal,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 149, p. 119180, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119180.

- [94]M. Lubitz, P. A. Medina, A. Antic, J. T. Rosin, and B. D. Fahlman, “Cost-Effective Systems for Atomic Layer Deposition,” *J. Chem. Educ.*, vol. 91, no. 7, pp. 1022–1027, Jul. 2014, doi: 10.1021/ed4007698.
- [95]D. I. H. Daoudji *et al.*, “A Novel One-Step Process to Fabricate Polymeric Thermal Ground Planes,” in *2022 21st IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (iTherm)*, San Diego, CA, USA: IEEE, May 2022, pp. 1–6. doi: 10.1109/iTherm54085.2022.9899619.
- [96]S. Xiong, X. Qian, Z. Zhong, and Y. Wang, “Atomic layer deposition for membrane modification, functionalization and preparation: A review,” *J. Membr. Sci.*, vol. 658, p. 120740, Sep. 2022, doi: 10.1016/j.memsci.2022.120740.
- [97]J. Huang *et al.*, “Development of novel flexible heat pipe with multistage design inspired by structure of human spine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 175, p. 115392, Jul. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115392.
- [98]“Prix des métaux : tous les tarifs en novembre 2022.” <https://www.journaldunet.fr/patrimoine/guide-des-finances-personnelles/1146972-prix-des-metaux-les-tarifs-des-metaux-en-fevrier-2022/> (accessed Nov. 13, 2022).
- [99]A. Bar-Cohen, K. Matin, N. Jankowski, and D. Sharar, “Two-Phase Thermal Ground Planes: Technology Development and Parametric Results,” *J. Electron. Packag.*, vol. 137, no. 1, p. 010801, Mar. 2015, doi: 10.1115/1.4028890.
- [100]L. G. Fréchette, “POLYMER - BASED HEAT TRANSFER DEVICE AND PROCESS FOR MANUFACTURING THE SAME,” US 11,054,189 B2, Jul. 06, 2021
- [101]P. Ranut and E. Nobile, “On the effective thermal conductivity of metal foams,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 547, p. 012021, Nov. 2014, doi: 10.1088/1742-6596/547/1/012021.
- [102]A. Bhattacharya, V. V. Calmidi, and R. L. Mahajan, “Thermophysical properties of high porosity metal foams,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 5, pp. 1017–1031, Feb. 2002, doi: 10.1016/S0017-9310(01)00220-4.
- [103]P. D. Dunn and D. A. Reay, *Heat pipes*, 4th edition. Pergamon Elsevier Science Inc., 1994.
- [104]H. Wang, S. V. Garimella, and J. Y. Murthy, “Characteristics of an evaporating thin film in a microchannel,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 19–20, pp. 3933–3942, Sep. 2007, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.052.
- [105]D. I. Hassaine Daoudji, Q. Struss, A. Amnache, É. Léveillé, M. R. Salim Shirazy, and L. G. Fréchette, “Impact of Micropillar Density Distribution on the Capillary Limit of Heat Pipes,” in *ASME 2020 Heat Transfer Summer Conference*, Virtual, Online: American Society of Mechanical Engineers, Jul. 2020, p. V001T11A002. doi: 10.1115/HT2020-9001.
- [106]S. Zimmermann, R. Dreiling, T. Nguyen-Xuan, and M. Pfitzner, “An advanced conduction based heat pipe model accounting for vapor pressure drop,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 175, p. 121014, Aug. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121014.
- [107]J. L. Lage and B. V. Antohe, “Darcy’s Experiments and the Deviation to Nonlinear Flow Regime,” *J. Fluids Eng.*, vol. 122, no. 3, pp. 619–625, Sep. 2000, doi: 10.1115/1.1287722.
- [108]S. Ergun and A. A. Orning, “Fluid Flow through Randomly Packed Columns and Fluidized Beds,” *Ind. Eng. Chem.*, vol. 41, no. 6, pp. 1179–1184, Jun. 1949, doi: 10.1021/ie50474a011.
- [109]M. V. Chor and W. Li, “A permeability measurement system for tissue engineering scaffolds,” *Meas. Sci. Technol.*, vol. 18, no. 1, pp. 208–216, Jan. 2007, doi: 10.1088/0957-0233/18/1/026.

- [110]I. F. Macdonald, M. S. El-Sayed, K. Mow, and F. A. L. Dullien, “Flow through Porous Media-the Ergun Equation Revisited,” *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 18, no. 3, pp. 199–208, Aug. 1979, doi: 10.1021/i160071a001.
- [111]C. Celebican, S. Tanefo, F. Durst, and C. Reichel, “Permeability and the Ergun Equation as a Basis for Permeability Measurements of Metallic Foams and Wire Meshes,” *Transp. Porous Media*, vol. 137, no. 3, pp. 613–627, Apr. 2021, doi: 10.1007/s11242-021-01579-1.
- [112]F. Lefèvre, R. Rullière, G. Pandraud, and M. Lallemand, “Prediction of the temperature field in flat plate heat pipes with micro-grooves – Experimental validation,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 15–16, pp. 4083–4094, Jul. 2008, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.12.007.
- [113]M. D. M. Innocentini, V. R. Salvini, A. Macedo, and V. C. Pandolfelli, “Prediction of ceramic foams permeability using Ergun’s equation,” *Mater. Res.*, vol. 2, no. 4, pp. 283–289, Oct. 1999, doi: 10.1590/S1516-14391999000400008.
- [114]Ying-Tung Chen, Jr-Ming Miao, Dau-Yuan Ning, Te-Feng Chu, and Wei-En Chen, “Thermal Performance of a Vapor Chamber Heat Pipe with Diamond-Copper Composition Wick Structures,” in *2009 4th International Microsystems, Packaging, Assembly and Circuits Technology Conference*, Taipei, Taiwan: IEEE, Oct. 2009, pp. 340–343. doi: 10.1109/IMPACT.2009.5382186.
- [115]C. Feng, M. J. Gibbons, M. Marengo, and S. Chandra, “A novel ultra-large flat plate heat pipe manufactured by thermal spray,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 171, p. 115030, May 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115030.
- [116]J. Li, X. Li, G. Zhou, and Y. Liu, “Development and evaluation of a supersized aluminum flat plate heat pipe for natural cooling of high power telecommunication equipment,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 184, p. 116278, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116278.
- [117]R. Lewis, L.-A. Liew, S. Xu, Y.-C. Lee, and R. Yang, “Microfabricated ultra-thin all-polymer thermal ground planes,” *Sci. Bull.*, vol. 60, no. 7, pp. 701–706, Apr. 2015, doi: 10.1007/s11434-015-0760-9.
- [118]Y. Yang, D. Liao, H. Wang, J. Qu, J. Li, and H. Qiu, “Development of ultrathin thermal ground plane with multiscale micro/nanostructured wicks,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 22, p. 100738, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.csite.2020.100738.
- [119]M. R. S. Shirazy and L. G. Frechette, “Investigation of capillary properties of copper metal foams by the rate of rise method in the presence of evaporation,” in *13th InterSociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*, San Diego, CA, USA: IEEE, May 2012, pp. 710–716. doi: 10.1109/ITHERM.2012.6231497.
- [120]J. Ku, L. Ottenstein, D. Douglas, M. Pauken, and G. Birur, “Miniature Loop Heat Pipe with Multiple Evaporators for Thermal Control of Small Spacecraft,” no. 183, p. 10.
- [121]G. Zhou, J. Li, and L. Lv, “An ultra-thin miniature loop heat pipe cooler for mobile electronics,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 109, pp. 514–523, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.138.
- [122]M. Yu *et al.*, “Experimental Investigation of a Novel Solar Micro-Channel Loop-Heat-Pipe Photovoltaic/Thermal (MC-LHP-PV/T) System for Heat and Power Generation,” *Appl. Energy*, vol. 256, p. 113929, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113929.
- [123]N. Phan, “Flat-evaporator-type loop heat pipe with hydrophilic polytetrafluoroethylene porous membranes,” *Phys. Fluids*, vol. 32, no. 4, p. 047108, Apr. 2020, doi: 10.1063/1.5143561.
- [124]V. Shkolnikov, D. G. Strickland, D. P. Fenning, and J. G. Santiago, “Design and fabrication of porous polymer wick structures,” *Sens. Actuators B Chem.*, vol. 150, no. 2, pp. 556–563, Oct. 2010, doi: 10.1016/j.snb.2010.08.040.

- [125]Y. Gao, Z. Li, B. Cheng, and K. Su, "Superhydrophilic poly(p-phenylene sulfide) membrane preparation with acid/alkali solution resistance and its usage in oil/water separation," *Sep. Purif. Technol.*, vol. 192, pp. 262–270, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.seppur.2017.09.065.
- [126]M. Azeem *et al.*, "Hydrophilization of Polyester Textiles by Nonthermal Plasma," *Autex Res. J.*, vol. 21, no. 2, pp. 142–149, Jun. 2021, doi: 10.2478/aut-2019-0059.
- [127]X. Zhang, P.-F. Ren, H.-C. Yang, L.-S. Wan, and Z.-K. Xu, "Co-deposition of tannic acid and diethylenetriamine for surface hydrophilization of hydrophobic polymer membranes," *Appl. Surf. Sci.*, vol. 360, pp. 291–297, Jan. 2016, doi: 10.1016/j.apsusc.2015.11.015.
- [128]A. Alafaghani and A. Qattawi, "Investigating the effect of fused deposition modeling processing parameters using Taguchi design of experiment method," *J. Manuf. Process.*, vol. 36, pp. 164–174, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.jmapro.2018.09.025.

ANNEXE A

A. A NOVEL ONE-STEP PROCESS TO FABRICATE POLYMERIC THERMAL GROUND PLANES

A.1. Avant-propos

Auteurs et affiliation :

Doriane Ibtissam Hassaine Daoudji : Étudiante au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Samaneh Karami : Ph.D., Université Polytechnique de Montréal.

Étienne Léveillé : M. Sc. A, Université de Sherbrooke

Amrid Amnache : Ph.D., Université de Sherbrooke.

Anthony Ouellet : Étudiant en maîtrise, Université de Sherbrooke.

Mahmood Reza Salim Shirazy : Ph.D., Calogy solutions

Luc G. Fréchette : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Date d'acceptation : 11-Décembre-2021

État de l'acceptation : Version finale publiée

Revue : 2022 21st IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (iTherm)

Référence : D. I. H. Daoudji *et al.*, "A Novel One-Step Process to Fabricate Polymeric Thermal Ground Planes," in *2022 21st IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (iTherm)*, San Diego, CA, USA, May 2022, pp. 1–6. doi: 10.1109/iTherm54085.2022.9899619.

Titre français : Un nouveau procédé de fabrication des caloducs polymériques en une étape.

Contribution de l'auteur :

La contribution scientifique et technique de l'auteur dans cet article, en excluant l'encadrement du directeur de recherche est estimé à 80%.

L'auteur a défini le procédé de fabrication et a élaboré des tests de caractérisation pour chaque étape dans le but de valider le procédé de fabrication proposé.

L'auteur a modifié le banc de test de caractérisation pour des applications à faible flux de chaleur.

L'auteur à fabriquer et tester les caloducs polymériques fabriqués.
L'auteur a rédigé 100% du contenu de l'article.

Contribution du document :

Dans cet article nous introduisant un nouveau procédé de fabrication pour les caloducs polymériques. Notre nouvelle approche permet de fabriquer les caloducs polymériques en étape seulement, où nous faisons le remplissage, le tirage du vide et le scellement en une étape. Ce procédé de fabrication permet d'une part le retrait du tube de remplissage qu'on trouve sur tous les caloducs plat et chambre à vapeur, et d'autre part permet de grandement réduire le coût de fabrication de ces dispositifs.

Résumé français :

Cet article présente une nouvelle approche pour fabriquer les caloducs polymériques (TGP), qui consistent en des caloducs plats couvrant de grandes surfaces. Les caloducs sont généralement en cuivre, ce qui n'est pas adapté aux applications récentes telles que l'électronique flexible, les technologies portables ou les systèmes embarqués. Nous introduisons le caloduc polymérique comme solution en gestion thermique pour ces technologies émergentes, où la flexibilité et la compacité sont des atouts majeurs. D'une part, les polymères apportent flexibilité et compatibilité avec les géométries 3D. D'autre part, il donne accès à des processus de fabrication à grand volume tels que le moulage qui réduisent le coût. Notre nouveau procédé de fabrication pour les caloducs polymériques permet l'assemblage et le scellement en une seule étape, avec un remplissage in situ. Le caloduc fabriqué a une conductivité thermique effective de 150 W/m K. Cette valeur se situe dans la plage de la littérature des TGPs en polymères variant de 100 à 800 W/m K. Ainsi, le travail que nous présentons montre que nous pouvons fabriquer un TGP en polymère avec un processus de fabrication en une étape seulement qui résulte en un faible budget thermique et coût.

A.2. Abstract

This paper introduces a novel approach to make polymeric thermal ground planes (TGPs), which consist of flat heat pipes covering large surfaces. TGP are typically made of copper, which is not adapted to recent applications such as in-mold electronics, wearable technologies or embedded systems. We introduce the polymeric TGP as a thermal management solution for these emerging technologies, where the flexibility and compactness are major advantages. On one hand, polymers bring flexibility and compatibility with 3D geometries. On the other hand, it gives access to high volume manufacturing processes such as molding that reduce the cost. Our novel fabrication process for polymeric TGPs allows assembly and sealing in a single step, with in-situ filling. The fabricated TGP has an effective thermal conductivity of 150 W/m K which is within the range of literature for polymeric TGPs and heat pipes as it varies from 100 to 800 W/m K. Thus, the work that we are presenting shows that we can make a polymeric TGP with a one-step fabrication process that results in a low thermal budget and low-cost process.

Keywords—Thermal Ground Plane, Thermal management solution, Polymer, Fabrication, Fusion bonding.

A.3. Introduction

The constant need to improve electronic device performance drives the development of advanced thermal management methods, that leads to adapt systems as heat pipes, vapor chambers or thermal ground planes as a solution to this need. Electronics are becoming more compact and flexible, which requires an adapted thermal management solution. Thus, the polymeric thermal ground plane (TGP) is a customized thermal management solution for these emerging technologies, where the flexibility and compactness are major advantages. While, the use of polymers bring flexibility, their adoption also gives access to high volume manufacturing processes to reduce the cost. Thermal ground planes (TGPs) are a thermal management solution that is adopted when conduction-type cooling is not sufficient. It offers a high heat transfer capability due to the phase change phenomena and internal fluid circulation. This passive heat exchanger contains a wick structure, a vapor core and the working fluid. It is composed of three sections, the evaporator and the condenser that are in contact with the heating and cooling sources respectively, and an adiabatic part between them. When the TGP's evaporator is in contact with the heat source, the working fluid in the wick structure evaporates, and due to a slight pressure difference, the vapor flows to the condenser part. It then rejects the latent heat by condensing on the porous wick. The wick structure transports the liquid from the condenser to the evaporator, which closes the thermodynamic cycle. The polymeric TGPs found in the literature [75,79,117,118] are usually made of copper-polymer laminated sheets. These sheets are soldered together to make a casing that contains a vapor core and a porous media filled with a working fluid. The conventional way to fabricate these TGPs is through several steps. First, the sheets, wick structure and support for the vapor core (pillars or mesh) are assembled. Second, the laminated sheets are bonded to form the casing that is connected to a filling tube by soldering. Thus, this approach requires a high temperature soldering process up to 300°C to bond the copper-polymer laminated sheets together, and then to bond the copper filling tube to the casing. Then, a vacuum is pulled in this casing, and it is filled with a working fluid through the tube. Finally, the filling tube is cold-welded to assure the hermiticity of the TGP. To sum-up, this approach requires many manufacturing step, high thermal budget and it may create a leak source at the soldering interface of the TGP and the filling tube. We introduce a novel approach to fabricate the polymeric TGP in one step, where we do the assembly and the filling in-situ. This approach generates fewer manufacturing steps, does not require a filling tube, and is done at low temperature (160°C) allowing the use of a broader range of materials. Consequently, the objectives of this article are to:

- Propose a simplified TGP fabrication process (Sec. A.4).
- Characterize the fabrication process to demonstrate its reliability (Sec. A.5).
- Demonstrate the TGP functionality using the simplified process (Sec. A.6).

A.4. Design and fabrication approach

This section introduces the prototype design and the fabrication process flow for the polymeric TGP.

A.4.1 Design

We aim to introduce our fabricated TGP, as a thermal management solution for low heat flux and large surfaces application, such as LED light panels or Li-ion batteries. Thus, we are going to fabricate a polymeric TGP with a total length of $L = 25$ cm, width of $w = 5$ cm and thickness of $h = 3.8$ mm. Figure A.1 is a schematic representation of our TGP. These dimensions are limited to these values due to the size limitation of the equipment and can be improved afterwards. It should be noted that this length is longer than commonly found in the literature, as the majority of polymeric TGPs to date have a maximum length of 10 cm [38,53,78].

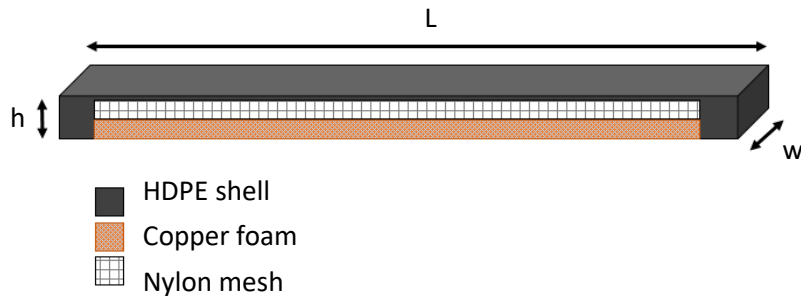


Fig. A.1. Schematic representation of the TGP

To fabricate the polymeric TGP, we used a shell made of two sheets of high-density polyethylene (HDPE). This material is well known for its flexibility and high vapor barrier among the polymers. The vapor core is filled by a nylon mesh that maintains the vapor core thickness during vacuum and, a copper foam is used as a wicking material. The properties of the nylon mesh and the copper foam used are summarized in Table A.1.

Tab. A.1. Properties of the nylon mesh and copper foam

Properties	Nylon mesh	Copper foam
Thickness [mm]	2.00±0.07	1.05±0.05
Opening size [mm]	1.50±0.03	-
Porosity [%]	-	93.0±0.4

A.4.2 Fabrication Process Flow

To fabricate the polymeric TGP, we follow the process flow represented in Fig. A.2. First, we prepare the HDPE sheets that we use for the shell.

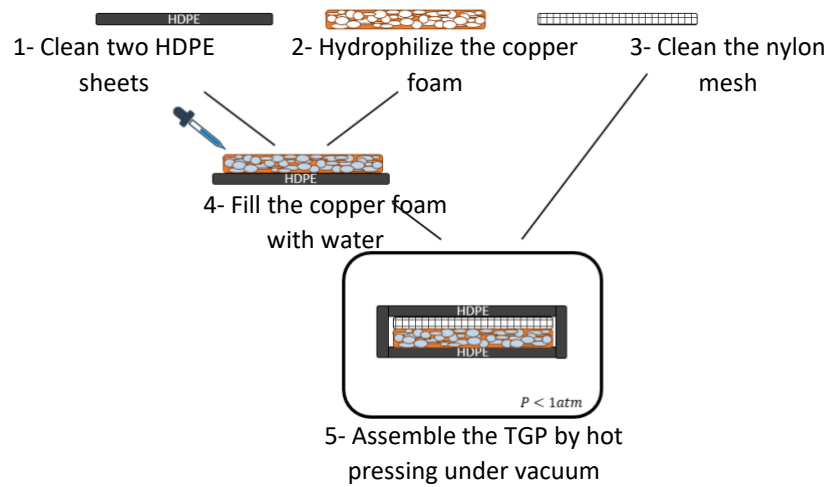


Fig. A.2. Polymeric TGP fabrication process flow with single filling and assembly step

They are cut and cleaned with acetone, isopropyl alcohol, and rinsed with deionized water. Second, we treat the copper foam by oxidation to make it hydrophilic, in order to use water as the working fluid. Then, we insert the water quantity that we need to fill completely the treated copper foam. Finally, we do the assembly by hot pressing in a vacuum chamber. This approach allows the filling, vacuum, assembly and sealing to be done in a single step, without the need for a filling tube as in typical TGPs or vacuum chambers. Details of the main fabrication steps (hydrophilization, vacuum filling and perimeter sealing) are described in the remainder of this section, while the characterisation methods and results will be presented in the following sections.

A.4.3 Hydrophilisation of copper foam by oxidation

To use water as a working fluid with copper foam, copper oxide (CuO) can be formed on the surface since this type of oxide is hydrophilic [81].

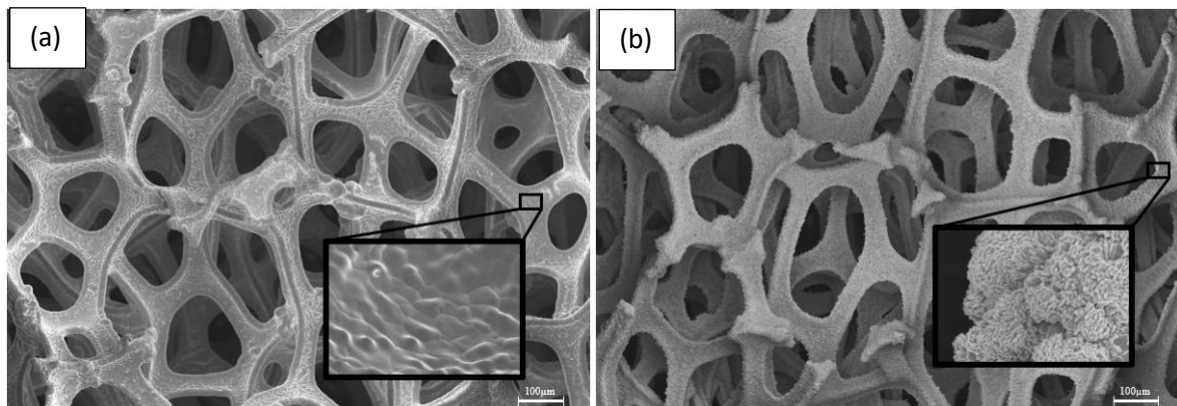


Fig. A.3. SEM images of the copper foam: (a) before and (b) after the oxidation treatment

To create copper oxide, the Cu foam is chemically treated by immersing it in an ammonium hydroxide (NH₄OH) solution 1M for 8 hours at 60°C. SEM pictures of the copper foam (top view)

before (a) and after treatment (b) are shown in Fig. A.3. We can observe that the surface is relatively smooth at first but became rough after the treatment when the copper oxide forms. This copper oxide has cauliflower crystals that cover the entire copper foam surface and X-ray photoelectron spectroscopy (XPS) results showed that this copper oxide is 95 % CuO. Hydrophilicity of the CuO and high surface area of the surface topology make the foam highly hydrophilic, as will be characterised in Sec. A.6.

A.4.4 Filling with vacuum

The mechanical pump station from Edwards used for this procedure, allows to pump vacuum until 400 mTorr inside a chamber used to provide a controlled environment during the TGP assembly.

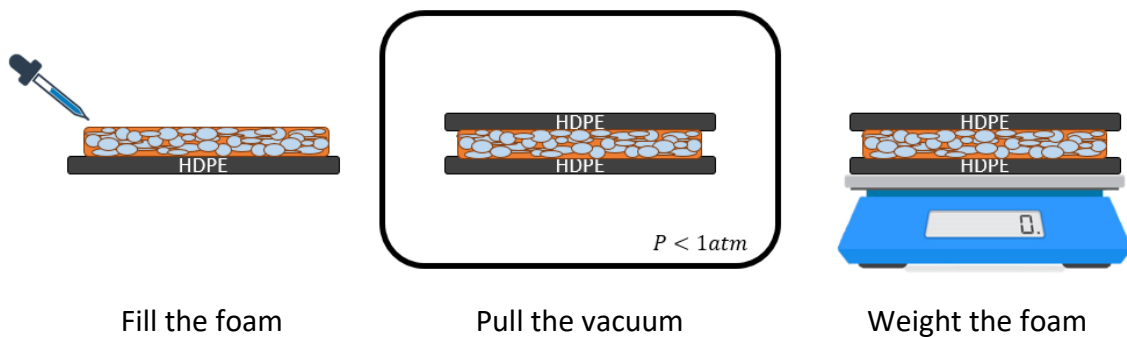


Fig. A.4. Process flow to determine the impact of vacuum on the water quantity

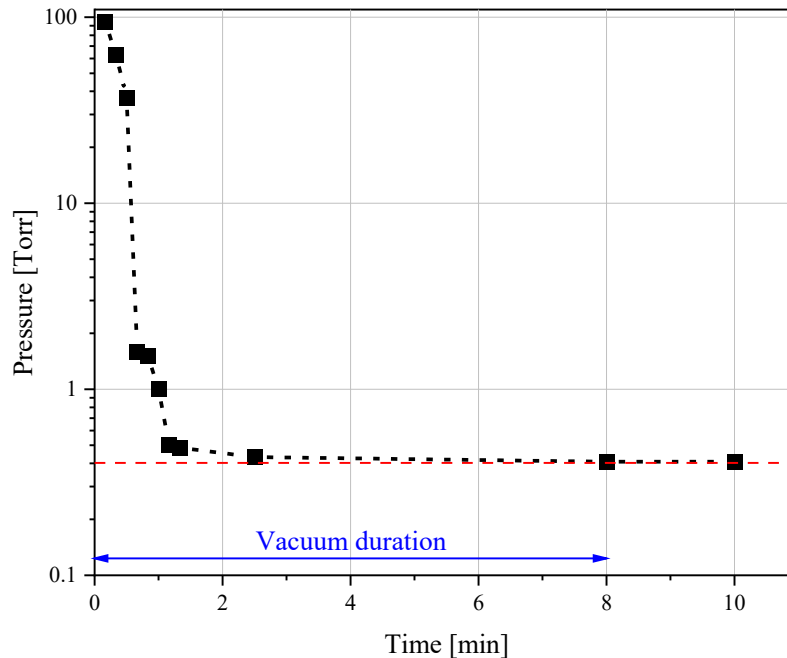


Fig. A.5. Pressure evolution inside the vacuum chamber over time

We aim to fill the treated copper foam completely, which represents a 100 % filling ratio. However, some amount of water evaporates when pulling vacuum as we do the filling and the assembly in-situ. To counter-balance this loss, we calibrate the initial water quantity by adding an extra amount that evaporates during the vacuum. Our calibration approach, as represented in the Fig. A.4, is to fill the foam at 100 %, pull the vacuum for a certain period and then measure the weight loss. We repeat these steps for different periods to obtain the impact of vacuum on the filling procedure over time.

To extract the amount of water loss, the treated copper foam is filled with 4.5 g of water, which represents 100 % filling ratio. Then, the vacuum is pulled, for 2 minutes, 4 minutes and 8 minutes.

Figure A.6 represents the water weight loss over time due to the vacuum process after each period. We observe that after 2 minutes, we already lost 20 % of the initial water quantity, as during this period, the water evaporates and boils. After 8 minutes, the water loss rate decreases as it sublimates only. Thus, we add the water quantity lost after 8 minutes of vacuum (1.34 g) to the initial weight of water to fill 130 % of the copper foam.

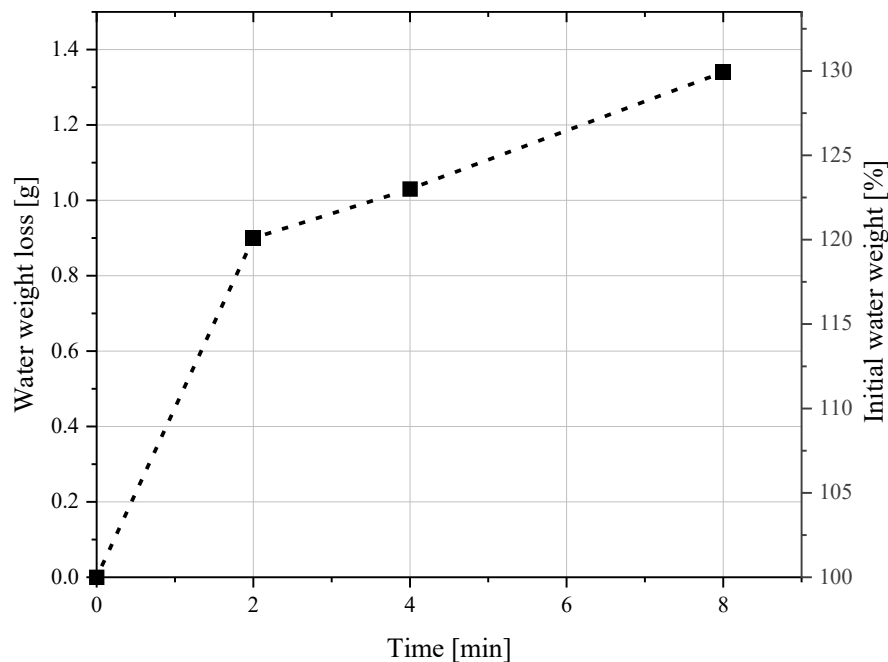


Fig. A.6. Water weight loss during vacuum

A.4.5 Perimeter sealing

To complete the TGP assembly, the perimeter must be sealed between the two polymer sheets, forming the closed chamber. This is done in the vacuum chamber, after having filled the foam with water and pulled vacuum for 8 min. We create this bonding joint by melting locally the HDPE sheets at 160 °C around the perimeter. This temperature represents the melting temperature for this polymer. We used joule heating effect to raise locally the temperature. Indeed, we used a nickel-

chrome wire ($e=500\ \mu\text{m}$) where we inject an electrical power (19 V, and 5 A) through a power supply (DC POWER SUPPLY PS-305D) to heat it. To assure that the HDPE sheets are in contact, we used a press controlled by an actuator. The nickel-chrome wire is taped with a high temperature resistant tape to the press on top of a nylon foam to generate uniform pressure distribution.

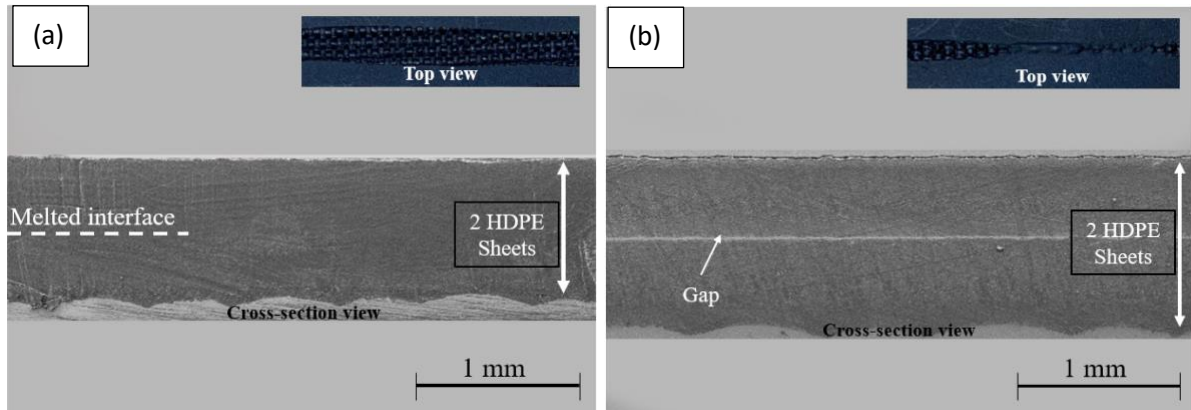


Fig. A.7. SEM images of the bonded polymer joint (cross-section), showing: (a) a good joint. (b) a bad joint

SEM characterization on samples is represented in Fig. A.7, showing successful and unsuccessful joints. One joint is continuous on all the TGP perimeter, the other, has some discontinuities. In the good joint, we are unable to distinguish between the two HDPE sheets as they melt and create no discernable bonding interface (a). However, in the bad joint, we can clearly observe a discernable line between the two HDPE sheets. Several tests were performed to extract the optimum wire material, diameter, electrical power and time to reach the desired temperature of $160\ ^\circ\text{C}$ to have a good HDPE to HDPE bonded joint.

A.6. Fabrication Process Characterization

The manufacturing of the polymeric TGP raises a major challenge, which is the hermetic sealing of the polymer enclosure. Indeed, for proper functioning of the heat pipe, we must ensure that the enclosure contains only the working liquid and no other gas.

Moreover, we need to assure that the wicking material is hydrophilic, as it plays the role of a pump in this passive device. Thus, the copper foam has to be hydrophilic to wick the water from the condenser to the evaporator.

In this section, these characteristics are characterized to ensure proper fabrication of the TGP.

A.6.1 Foam Hydrophilicity

To characterize the hydrophilicity of treated copper foams, rate of rise measurements is performed to extract the effective pore radius and permeability of the foam. The test consists of dipping one end of a strip of the wick in the liquid and observe its weight evolution over time, as illustrated in Fig. A.8. The test set-up is composed of a balance (A&D HR-120) connected to a computer to observe

the weight change, a stage to move the beaker that contains the liquid, and the sample connected to the balance with a hook.

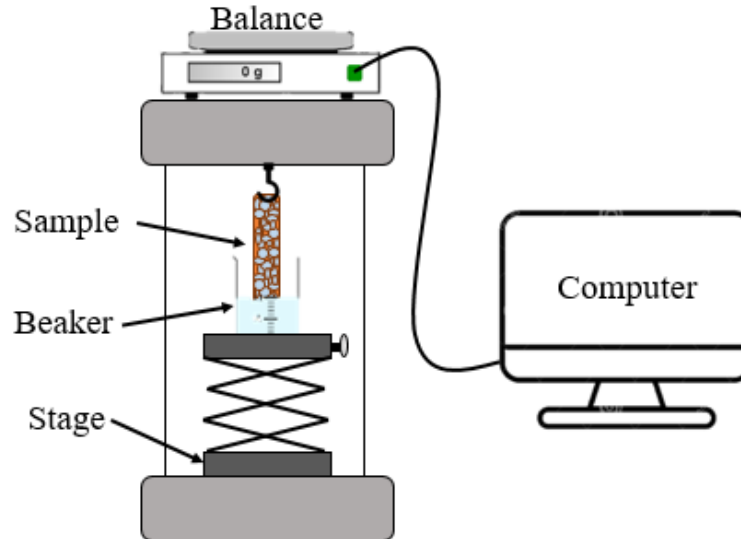


Fig. A.8. Rate of rise measurement set-up

The test is performed with two liquids: water and acetone. Water is the desired working fluid to use in the fabricated polymeric TGP. We used acetone also, because its contact angle is near 0° with copper, hence allows measurement of the foam geometric characteristics independently of the contact angle [119]. Thus, the rate of rise with acetone is our measurement reference. The effective pore radius and permeability with acetone and water extracted from the rate of rise measurement are summarized in the Table A.2 for the oxidized copper foam.

Tab. A.2. Oxidized copper foam properties

Fluid	Effective pore radius [μm]	Permeability [$\text{E}-10 \text{ m}^2$]
Acetone	320 ± 2	2.5 ± 0.7
Water	337 ± 6	4.1 ± 1.0

We notice that the rate of rise with acetone or water provides almost the same effective pore radius and permeability. Thus, we can conclude that the contact angle for the chemical treated foams and water is close to the contact angle of copper and acetone, which is near zero. The oxidizing treatment therefore renders the copper foam super hydrophilic.

We also performed a hydrogen reduction treatment for the copper foam, and the rate of rise results were close to the chemical treated foams by oxidation. However, the hydrogen reduction treatment

makes the foam extremely sensitive to the environment where there is presence of contaminants. Indeed, if we use non-degassed water, the hydrogen-reduced foam oxidizes creating decrement in hydrophilic behavior over time. Therefore, this method is sensitive to the level of degassing of the water, and less preferable.

A.6.2 Joint Hermeticity

It is fundamental to maintain a vacuum inside the TGP and ensure that no other gases than water vapor are present inside the cavity. Thus, we need to be sure that the bonded joint is hermetic.

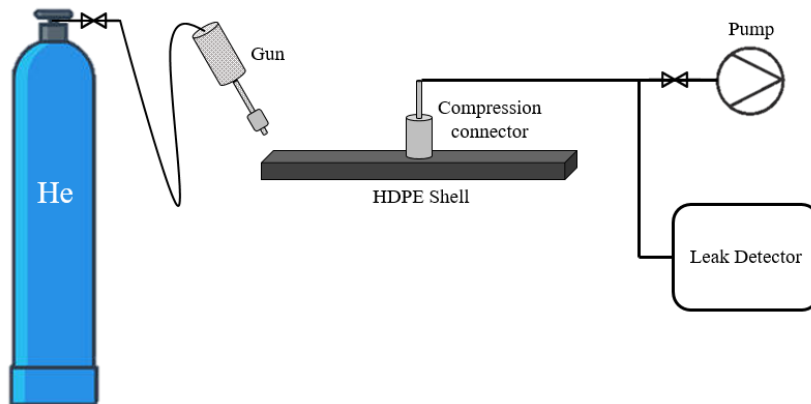


Fig. A.9. Helium leak test for the bonding joint

In order to characterize the bonded joint, a helium leak test is used, as illustrated in Fig. A.9, with helium detector (Inficon UL 2000) that has a detection rate of $1\text{E-}10 \text{ Pa m}^3/\text{s}$. First, two HDPE sheets are bonded to form a shell. Then, the shell is connected to the helium detector through a compression fitting. Next, a vacuum is pulled inside the shell by activating the turbo-pump, until a vacuum of $7.5\text{E-}4 \text{ Torr}$ is reached. Subsequently, helium is slowly injected on the bonded joint with a gun and the leak detector is observed. If the machine detects helium, it means that there is a leak on the joint. We conclude that the bonding is good, if the machine does not detect helium although we injected it on the bonding joint. Good joints as illustrated in Fig. A.7a did not show any signal on the He leak test, confirming their hermeticity.

A.7. Polymer TGP Thermal Characterisation

A.7.1 Thermal Characterisation Method

To characterize the fabricated TGP, we heat the evaporator side and cool the condenser side to observe the temperature profile along the TGP. We used a self-adhesive polyimide heater (OMEGA) connected to a power supply to heat the evaporator, and a thermal bath (Polyscience 9506A11C) that injects water at 15°C in a cold plate to cool the condenser. The heater is taped on a copper plate to ensure heat spreading over the evaporator area, and is covered with aerogel to minimize the heat loss. Thermocouples (type K) are set along the TGP in the evaporator and condenser part and are

connected to a data acquisition system. Thermal paste (Arctic Silver 5) is used to minimize the contact resistance between the thermocouples and the components.

As we measure low heat flux for this type of devices, we need a suitable approach to accurately extract the heat rate transferred along the TGP. Thus, we use the conducted heat through an aluminum bloc put between the TGP and the cold plate as represented in Fig. A.10, to define the heat transferred along the TGP to the condenser.

To estimate the thermal resistance of the fabricated TGP, we divide the heat collected from the condenser, over the temperature difference along the TGP.

$$R_{th} = \frac{T_E - T_C}{\dot{Q}_{cond}}$$

Where T_E is the average evaporator temperature, T_C is the average condenser temperature and the \dot{Q}_{cond} is the heat rate collected from the condenser.

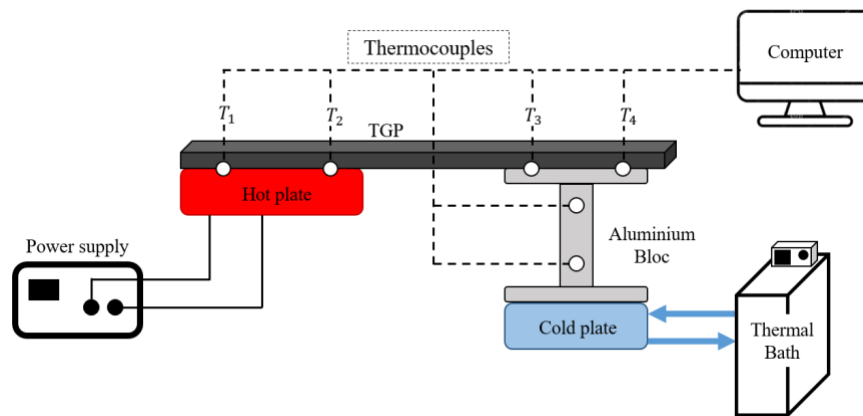


Fig. A.10. Thermal characterization set-up for the TGPs

A.7.2 Thermal Characterisation Results

To prove the operation of the fabricated TGP, we compare the measured performance between a functional and a non-functional TGP. The functional TGP conducts heat through phase change phenomena, as it was fabricated with the complete process above including bonding under vacuum. The non-functional TGP conducts the heat through conduction only, since it was composed of the same materials, but the assembly was done at atmospheric pressure.

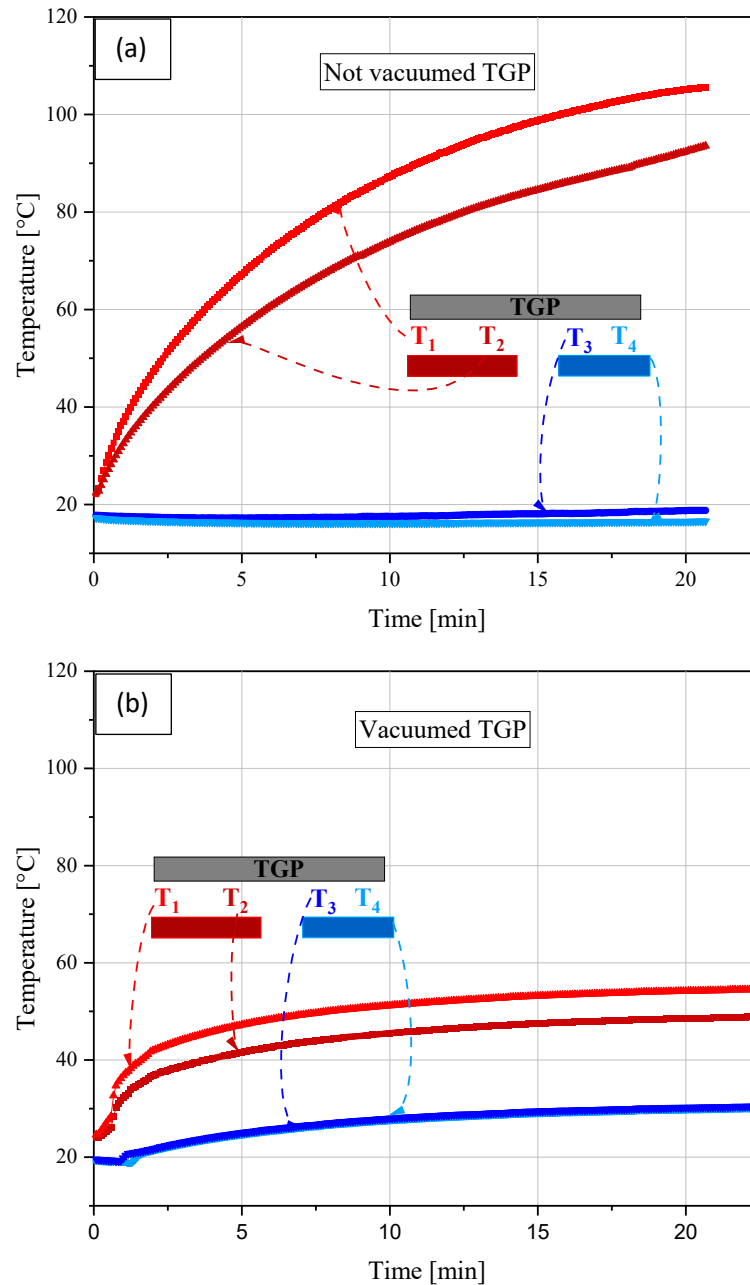


Fig. A.11. The measured temperature profile along the TGP in the evaporator and condenser part. (a) not functional TGP, (b) functional TGP

We used the TGP characterization test set-up represented in Fig. A.10 to measure the temperature at the evaporator and the condenser, for both functional and non-functional TGP. We provided the same test conditions for both samples. At $t = 0$ min, the heat rate at the evaporator was fixed at 4 W (0.2 W/cm^2), and the cold plate temperature set at 15 °C. We placed two thermocouples in the evaporator and condenser parts to average the temperature distribution. Figure A.11 represents this

temperature profile, as the red and blue curves are the evaporator and condenser temperature distribution respectively. We observe that the non-functional TGP never reached the steady state. Thus, we had to stop the experiment sooner for the non-functional TGP as the temperature rose to more than 100 °C. Furthermore, we cannot discern any increase in the condenser temperature, that remains at 17 °C. We understand that there is almost zero heat extracted from the condenser. Thus, the injected heat at the evaporator dissipates through the isolation casing and ambient.

For the functional TGP, we observe that the condenser temperature rises, while the evaporator temperature stabilizes at a lower value than the non-functional TGP. Moreover, with the temperature difference along the aluminium bloc, we extract a heat rate of 3.2 ± 0.3 W from the condenser that is 80 % of the injected heat in the evaporator. We understand that heat transfer by phase change in the functional TGP is more efficient than through conduction in the non-functional TGP.

The characterization results show that with this fabrication process, we are able to make a functional polymeric TGP that has a thermal resistance of 7.4 ± 0.1 K/W equivalent to an effective conductivity of 150 ± 2 W/m K. As a matter of comparison, a non-functional polymeric TGP has a thermal resistance around 100 K/W. Hence, the functional TGP is 15 times efficient than the not functional one.

A.8. Conclusion

We introduce a novel procedure to fabricate polymeric TGP with in-situ filling during the assembly step and proved the sturdiness of our approach. In addition, we suggest hydrophilizing copper foam by a chemical treatment and bonding the HDPE sheets by hot pressing.

The fabricated TGP has an effective thermal conductivity of 150 W/m K that is within the range of literature, as it varies from 100 to 800 W/m K. Besides, the use of HDPE instead of copper-polymer laminated sheets makes it possible to mold the parts. This process allows manufacturing 3D geometries at high volume. In conclusion, this work shows that we can make a polymeric TGP with one-step fabrication process that results in a low thermal budget and low cost.

A.9. Acknowledgements

Funding for this project was graciously provided by NSERC, Québec government's MEI and Calogy Solutions.

ANNEXE B

B. ALL POLYMER THERMAL GROUND PLANES WITH STABLE HYDROPHILIZED WICK

B.1. Avant-propos

Auteurs et affiliation :

Doriane Ibtissam Hassaine Daoudji : Étudiante au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Samaneh Karami : Ph.D., Université Polytechnique de Montréal.

Étienne Léveillé : M. Sc. A, Université de Sherbrooke.

Mahmood Reza Salim Shirazy : Ph.D., Calogy solutions.

Luc G. Fréchette : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, Département de génie mécanique.

Date d'acceptation : 17-Octobre-2022

État de l'acceptation : Accepté (présenté à la conférence)

Revue : 21st International Heat Pipe Conference and 15th International Heat Pipe Symposium

Titre français : Fabrication d'un caloduc tout en polymère avec un traitement stable d'hydrophilisation des polymères.

Contribution de l'auteur :

La contribution scientifique et technique de l'auteur dans cet article, en excluant l'encadrement du directeur de recherche est estimé à 50%.

L'auteur a désigné et fabriqué la structure poreuse en polymère.

L'auteur a traité les différentes surfaces polymériques pour les hydrophiliser.

L'auteur a fabriqué et a testé le caloduc tout en polymère.

L'auteur a rédigé 80% du contenu de l'article.

Contribution du document :

Dans cet article nous avons optimisé un procédé chimique de traitement d'hydrophilisation de surfaces polymériques. Nous avons par la suite démontré la versatilité et la viabilité de ce traitement sur différentes surfaces polymériques. Nous introduisons par la suite notre procédé en une étape pour la fabrication du caloduc polymérique.

Cette approche permet la fabrication pour la première fois d'un caloduc plat tout en polymère en une étape seulement. Cette approche permet de proposer une solution en gestion thermique à moindre coût.

Résumé français :

Dans cet article, nous introduisons un traitement chimique stable pour l'hydrophilisation d'une structure poreuse polymérique qui pompe le liquide dans des caloducs plats (TGPs) ou des chambres à vapeur. Le processus d'hydrophilisation suggéré permet de fabriquer pour la première fois un TGP entièrement en polymère. Ce dernier peut être introduit comme solution en gestion thermique pour les technologies émergentes telles que les lampes à LED, les batteries Li-ion ou dans l'électronique 3D. Un TGP polymérique est un bon candidat pour la gestion thermique de ces technologies émergentes flexibles, abordable à larges surfaces et à faible flux de chaleur. Un TGP tout en polymère fournit d'une part, l'efficacité de changement de phase et d'autre part, la flexibilité, la légèreté, le faible coût du matériau et des procédés de fabrication des polymères. Cependant, les TGPs polymériques couramment décrits dans la littérature ne bénéficient pas pleinement des avantages du polymère puisque la structure poreuse et de maintien dans le corps vapeur est faite de métaux. Le traitement chimique décrit, permet d'atteindre une surface super hydrophile avec un angle de contact inférieur à 20° sur une surface en polyéthylène haute densité (PEHD) et en acrylonitrile butadiène styrène (ABS). Le TGP tout polymère a été fabriqué en une seule étape avec notre procédé décrit précédemment où le remplissage et le scellage sont effectués en même temps. Bien qu'il soit limité par la faible conductivité thermique du polymère, ce TGP a une conductivité thermique effective de 212 W/m K. Par conséquent, un TGP tout en polymère conduit la chaleur autant qu'une plaque d'aluminium d'épaisseur similaire. Ainsi, le présent travail montre que nous pouvons fabriquer un TGP tout polymère par un procédé de fabrication en une étape avec un milieu poreux polymérique hydrophile introduisant une solution en gestion thermique à faible coût.

B.2. Abstract

In this paper, we introduce a stable chemical treatment for hydrophilizing a polymeric wick structure and demonstrated for the first time the fabrication of all-polymer thermal ground planes (TGPs). The suggested hydrophilization process is a key step enabling the fabrication of two-phase thermal management components such as vapor chambers, heat pipes and TGPs, which can address the thermal challenges of led lamps, Li-ion batteries or in mold electronics. A polymeric TGP is a strong contender for thermal management in these flexible, large surfaces, cost-sensitive and low heat flux emerging technologies. An all-polymer TGP provides on the one hand, the high phase change efficiency and on the other hand, the polymer flexibility, light weight and low manufacturing cost. However, the commonly described polymeric TGPs in the literature do not fully benefit from these advantages since the wick and the vapor core mechanical structure are made from metals. The proposed chemical treatment allows to create a super hydrophilic behavior with a contact angle below 20° on high density polyethylene (HDPE) and acrylonitrile butadiene styrene (ABS) surfaces. The all-polymeric TGP was fabricated in a single step with our previously described process where the filling and sealing are done in-situ. Despite being limited by the low material thermal conductivity, this fabricated all-polymer TGP

has an effective thermal conductivity of 212 W/m K. Therefore, this all-polymeric TGP conducts heat as well as an aluminum plate of similar thickness. Thus, the present work shows that we can make an all polymeric TGP with a hydrophilic polymer wick in a one-step fabrication process that results in a low-cost thermal management solution.

Keywords: TGPs; polymer; hydrophilization treatment; fabrication, polymeric wick; pillars wick structure.

B.3 Introduction

Thermal ground planes (TGPs) are bi-phasic passive devices with an evaporator section for gathering heat and a condenser section for dissipating it. These heat transport devices are used in different applications including space [120], electronic devices [121] and photovoltaics [122]. TGP transfers heat based on evaporation-condensation of the working fluid in a closed loop. Once the evaporator is in contact with a hot source, the liquid in the porous media evaporates and flows to the condenser. The condensed liquid is then pumped back to the evaporator by the capillary force. This force is generated by a good wettability of the working fluid in the wick structure.

Conventional wick structures are metallic. However, there has recently been a growing demand for flexible electronics and polymers can be a promising candidate since polymers have low Young's modulus [93], which means high flexibility. In addition, polymers are lightweight and low cost compared to metals. Despite these advantages, polymers have some drawbacks that limit their applications in real world. Unsuitable physical and thermodynamic properties of polymers are a critical challenge resulting on a low polymer wick performance. Indeed, polymers have low wettability, which makes them not very hydrophilic. Therefore, a polymeric wick cannot absorb and transport the working fluid efficiently, which affects the pumping capacity [123]. This results in TGPs with low heat transfer performances [124].

Studies on developing hydrophilic polymer structures have been conducted. However, very few research, focus on creating highly hydrophilic polymer wick for TGPs application [124]. In these studies, the technique of hydrophilization is not applicable on all polymers or if it is versatile, it is not stable over time. One study, for instance, altered poly (-phenylene sulfide) microporous membranes by submerging them in nitric acid (HNO_3) [125]. A significant amount of hydrophilic groups were added to its surface due to the treatment interaction between poly (-phenylene sulfide) and HNO_3 . Although this method gave a super hydrophilic surface, it is not a versatile technique and works only on poly (-phenylene sulfide). Moreover, poly (-phenylene sulfide) is an expensive polymer which limits its application compared to the polyethylene family. In a different study, the surface properties of polyethylene terephthalate (PET) were altered using a non-thermal plasma treatment to increase its hydrophilicity [126]. They treated PET fabrics for 5 minutes and noticed a decrease in the static contact angle from 80° to 25° . However, this method of treatment had two main drawbacks. The treatment did not produce a super hydrophilic surface and it only persisted for a very short time.

There is hardly any research that has been published in the literature on fabricating an all-polymer TGP using a stable hydrophilic polymer wick. The closest concept to an all polymer TGP was the work of Lewis et al. [117], on using ALD (atomic layer deposition) treatment and microfabrication processes. Their approach consists of depositing titanium dioxide (TiO_2) on a microfabricated polymeric wick surface. This thin layer ensures both TGP hermeticity and wick hydrophilicity. However, the microfabrication approach and the ALD treatment significantly increase the TGP cost. Other works have been done on the field of polymeric TGPs [36,53] with an 80% composition of metallic parts. In addition to the mandatory metallic layer in the shell to maintain the TGP vacuum and operation, the wick and the mechanical structure in the vapor core of these TGPs were made from metals.

In the view of making all-polymer TGPs, the present study introduces a way to create stable hydrophilic polymeric wicks. To achieve this, a previously presented deposition technique [127] is improved to hydrophilize the surface of high density polyethylene (HDPE) and acrylonitrile butadiene styrene (ABS) sheets. HDPE permits high volume manufacturing processes such as molding. Thus, to fabricate a TGP using these low-cost and high volume industrial techniques, it is necessary to produce a super hydrophilic HDPE wick. In the meanwhile, we used 3D printing processes to fabricate the polymeric wick structure. ABS material is the most common polymers used for this rapid prototyping technology, so it is also of interest.

We start by treating sheets and measuring contact angle to assess the level of hydrophilicity. Through a design of experiments (DoE), the best parameters to treat the polymeric surface for a low contact angle, hence a super hydrophilic surface, are determined. Then, stability of the treated sheets is studied. The treatment versatility was also investigated by applying the best recipe to ABS sheets and confirming its applicability. The treatment was then applied to an 3D printed ABS wicking structure and capillary performance was measured. We finally integrate the wick in our one step-assembly process to make a polymeric TGP, where the filling and assembly are done in-situ [95]. Thermal performance of the fabricated TGP with the treated wick is measured. Thus, the current study introduces for the first time a fully polymeric TGP with a stabilized hydrophilic polymeric wick. The fabricated all polymer TGP is a promising contender as a thermal management solution for flexible, cost-sensitive, and low heat flux applications.

B.4. Fabrication methods and process

This section initially presents the chemical treatment to hydrophilize different polymeric materials (HDPE and ABS) and surfaces (sheets and pillars wick structure). Then, the fabrication processes to make a polymeric wick structure and a full polymeric TGP are demonstrated.

B.4.1. Polymer hydrophilizing treatment

In a TGP, the porous wick structure pumps liquid (water) from the condenser to the evaporator by capillarity. Thus, this porous media must be hydrophilic to absorb the working fluid. Since the contact angle is inversely correlated with the pumping capacity, we must minimize the contact angle as much

as possible.

Tab. B.1. DoE for the Hydrophilization treatment.

#	Time [h]	DETA/ TA [%]	Bicine/ NaOH [%]	Temperature [°C]
1	6	3	1	20
2	6	3	5	30
3	6	3	10	40
4	6	5	1	20
5	6	5	5	30
6	6	5	10	40
7	6	10	1	30
8	6	10	5	40
9	6	10	10	20
10	8	3	1	40
11	8	3	5	20
12	8	3	10	30
13	8	5	1	30
14	8	5	5	40
15	8	5	10	20
16	8	10	1	40
17	8	10	5	20
18	8	10	10	30

The present treatment intends to hydrophilize the polymer surface by chemically introducing OH terminations, which decrease the polymer surface contact angle [127]. To prepare the treatment recipe, we start by combining bicine and sodium hydroxide (NaOH) to obtain a bicine buffer solution. Then, tannic acid (TA) and diethylenetriamine (DETA) were added. TA is used to provide phenol groups and DETA is used to provide amino groups to form covalent bond between them. Polymeric samples were immersed in the heated solution that were continuously mixed. Finally, the samples were taken out of the solutions and were rinsed with deionized water.

The investigated parameters of this hydrophilization treatment include treatment time, reaction temperature and concentration ratios of DETA to TA and bicine to NaOH. To investigate the influence of these parameters, we used the Taguchi DoE with 18 experiments. Taguchi optimization method was used to adopt an orthogonal array, where each parameter has equal weight and it gets the optimum design with few number of runs and therefore low cost [128]. We considered four parameters with three levels for DETA/TA (3, 5, 10), Bicine/NaOH (1, 5, 10), temperature (20°C, 30°C, 40°C) and two levels for time (6h, 8h). Table 1 shows these parameters and their levels for each run.

We used the contact angle measurement as a metric to assess the best ratios, time and temperature combination. This measure was performed on each recipe expressed in Table B.1 to examine the sample hydrophilicity. The lower the contact angle, the better the treatment. Results will be presented in section B.5.

B.4.2. Wick Design and fabrication

In this study, we made the wick from ABS pillars structure. This porous media is fabricated by stereolithography (Photon Mono X), a 3D printing process for rapid prototyping. This 3D printing process consists of exposing a liquid polymer (ABS plastic like) to a light source through a pattern. The areas where the liquid polymer is exposed to light solidify. This manufacturing method allows features of 50 μm in lateral direction and 100 μm in z direction, normal to the printing plane.

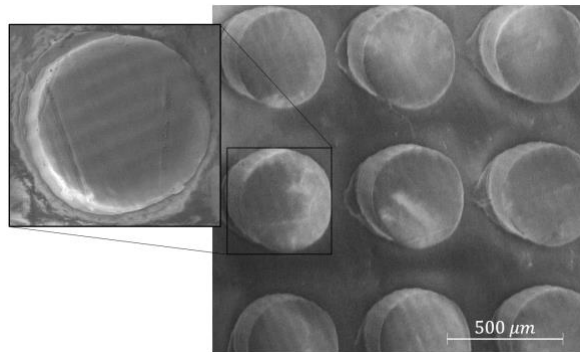


Fig. B.1 SEM of the 3D printed pillars structure.

The samples are 2 cm wide, 15 cm long and 600 μm thick. The pillars radius is 200 μm , the high is 400 μm and the spacing is 200 μm . Figure B.1 shows a scanning electron microscopy (SEM) picture of the fabricated pillars structure. The pumping capacity of this porous media is function of the pillars spacing and their contact angle with the liquid-vapor-solid interface. Once the porous media is incapable of pumping the liquid back from the condenser to the evaporator a dry-out occurs. Commonly referred to as the capillary limit, this phenomenon depends on the porous media properties, the TGP dimension and test configuration. This limit is estimated for a TGP with dimensions of 15 cm in length, 2 cm in width, and 2.5 mm in thickness. The tested configuration is 7 cm and 4 cm long for the evaporator and condenser respectively.

According to our model [105], the fabricated TGP pumps up to 20 W before reaching the dry-out at a zero contact angle. Figure B.2 shows this limit variation at different contact angles. The pumping capacity decreases with the contact angle increase. Since, the higher the contact angle, the higher the effective pore radius.

We observe that with a contact angle change from 0° to 20°, the capillary limit shows negligible variation, but with a contact angle evolution from 20° to 70°, a 60% capillary limit decrease is reached. Thus, to maintain the TGP pumping capacity, a super hydrophilic wicking structure is required.

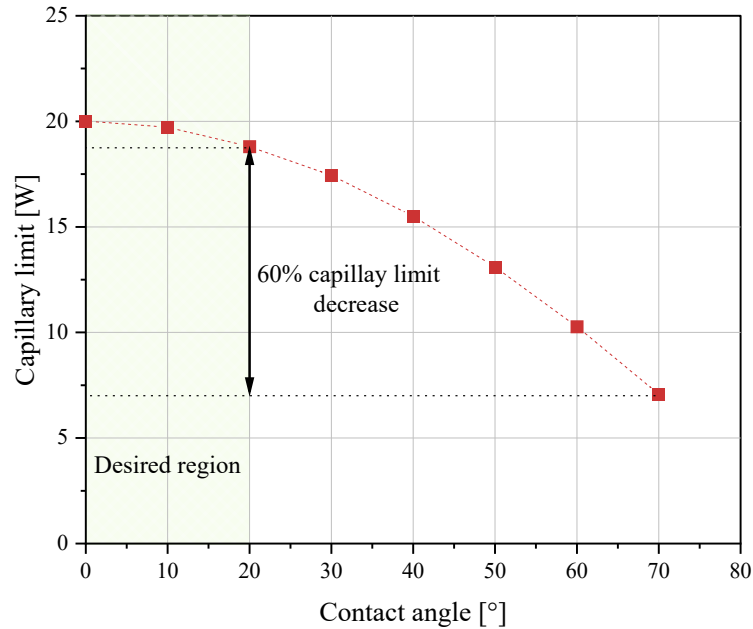


Fig. B.2. The impact of the contact angle on the capillary limit demonstrating a 60% decrease for a contact angle variation from 20° to 70°.

B.4.3. Polymeric TGP fabrication

The material used to fabricate the all polymer TGP is shown in figure B.3. We used our previously described one step assembly process to make the polymeric TGP [95]. The process flow is represented in figure B.4. The shell was made of HDPE sheets. This material is well known for its high vapor barrier and thermal conductivity among polymers. The vapor core is filled by a nylon mesh that maintains the vapor core thickness during vacuum. Polymer pillars array is used as a wicking structure to pump the liquid. Water was used as working fluid due to its high surface tension and phase change enthalpy [54].

The first step to fabricate the TGP is preparing the HDPE sheets. They are cut and cleaned with acetone, isopropyl alcohol, then rinsed with deionized water. The second step constitute 3D printing the pillars structure. The third step involves chemically treating the polymeric pillars structure to make it hydrophilic. The last step includes hot pressing the assembled polymeric TGP in a vacuum chamber after injecting the required amount of water into the treated pillars structure. The recommended method eliminates the use of a filling tube as seen in standard TGPs or vapor chambers. Furthermore, it enables filling, assembling, and sealing to be completed in a single step. As a result, we produce a flexible, efficient and low cost TGP.

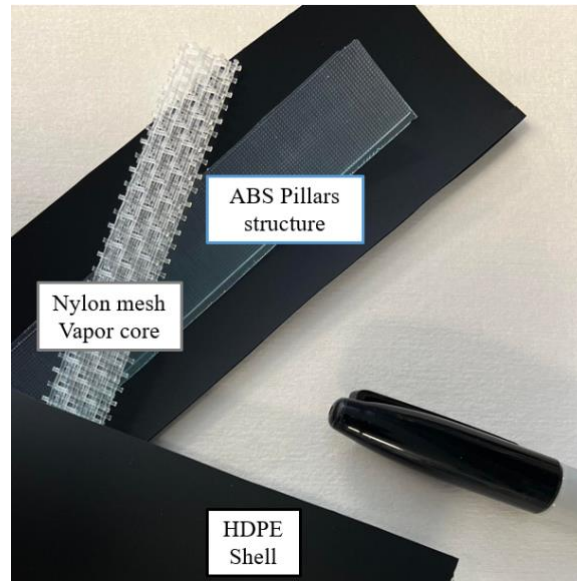


Fig. B.3. The shell, vapor core and wick material used to fabricate all polymer TGP.

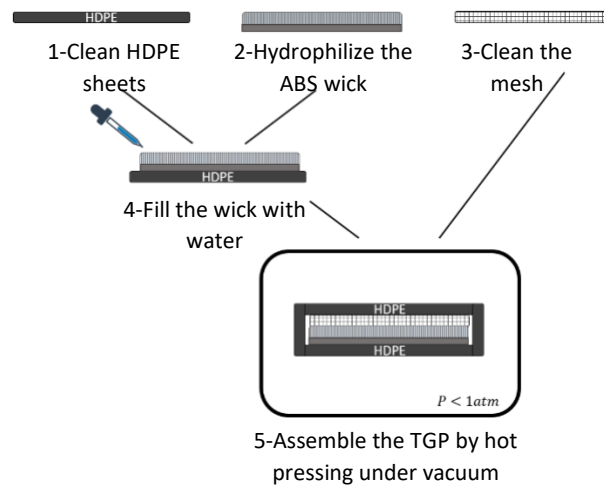


Fig. B.4. Polymeric TGP one-step assembly process flow with in-situ filling and bonding.

B.5. Characterization

In this section, we first characterize the contact angle provided by the described treatment on HDPE sheets, while varying the recipe time, temperature and concentration ratios. Then, we investigate the treatment longevity in different environments. We also examine the treatment on an ABS sheet, to validate its versatility. Finally, we characterize the thermal properties of the fabricated TGP with the treated ABS pillars structure.

B.5.1. Contact angle measurement

As a matter of convenience, we first performed the chemical treatment on sheets, to easily observe the contact angle. The presented Taguchi DoE in table B.1 delivered 18 recipes by altering the

duration, temperature, and concentration. We measured the contact angle on HDPE sheets to extract the hydrophilicity of each recipe. The contact angle measurement on an untreated HDPE sheet is represented in figure B.5.

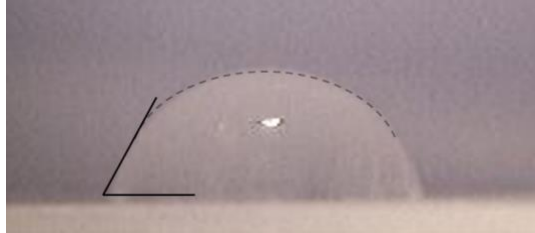


Fig. B.5. Contact angle measurement of 70° on HDPE sheet before treatment.

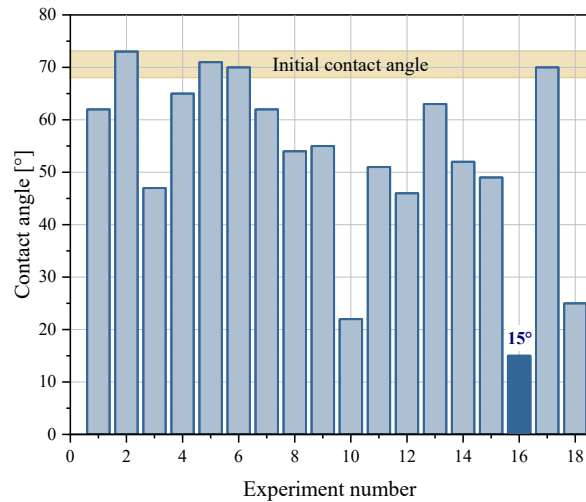


Fig. B.6. Contact angle measurement of each DoE recipes on HDPE sheets, with recipe 16 having the smallest contact angle.

We observe that the initial contact angle is around 70°. The results are displayed in figure B.6. The most hydrophilic surface, with a minimal measured contact angle of 15°, was produced by recipe 16. Thus, we kept this recipe for the subsequent work.

The next step was to study the treatment longevity. To monitor the contact angle over time, we kept the treated HDPE sheets in two environments: air and water. These progression over 30 days is shown in Figure B.7. The error bars depict the treatment inhomogeneity across the sheet. As illustrated, if the samples are immersed in water, the contact angle appears to remain constant over time. On the contrary, if the samples are left in the air, the contact angle increases. The contaminants, such as volatile organic compounds, present in the air rather than in the water environment may be the cause of this decline in hydrophilicity [82]. We conclude that the presented technique is reliable and that polymer TGPs could maintain their hydrophilicity since the pillars are

kept in a water environment. Also, keeping the samples in water helps to ensure their hydrophilicity during the fabrication process.

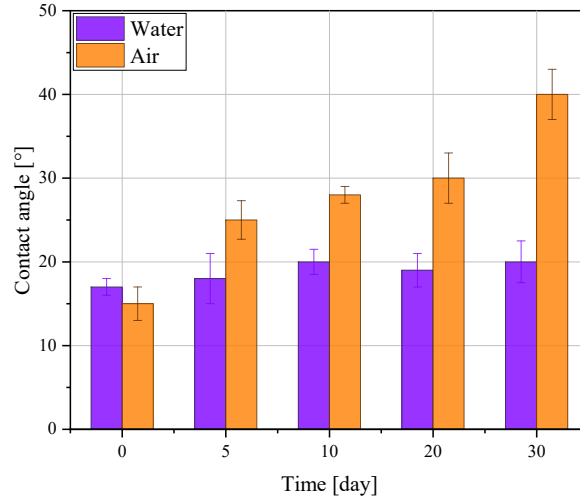


Fig. B.7. Contact angle evolution over time illustrating stability in water but degradation in air environment on HDPE sheet surface.

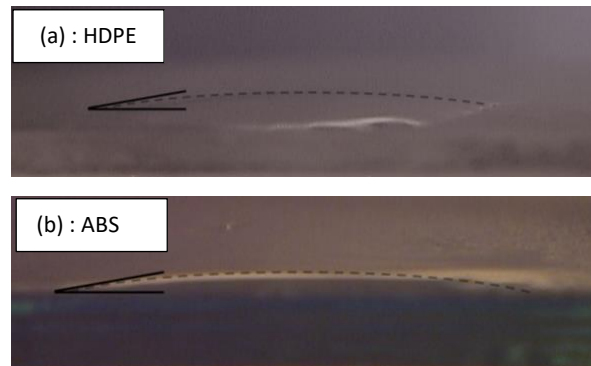


Fig. B.8. Contact angle on (a) HDPE, (b) ABS sheet showing super hydrophilicity on different polymers.

The following step was to confirm that, regardless of the polymer used, we achieve the hydrophilic behavior. Thus, we also carried out recipe 16 to hydrophilize ABS sheets. The results are displayed in figure B.8. We observe that HDPE and ABS samples both have the same contact angle around 15°. We can conclude that the treatment is versatile as with the same recipe, we achieved the same level of hydrophilicity on HDPE and ABS sheets. Future work on characterizing different polymers is required to more broadly study the treatment versatility.

B.5.2. Polymeric TGP characterization

To characterize the fabricated TGP, we used the test bench represented in figure B.9. The tested heat rate at the evaporator was fixed at 5 W (0.35 W/cm²), and the cold plate temperature set at

8°C. The top and bottom TGP surfaces were isolated to ensure that the heat is not dissipated through the test bench.

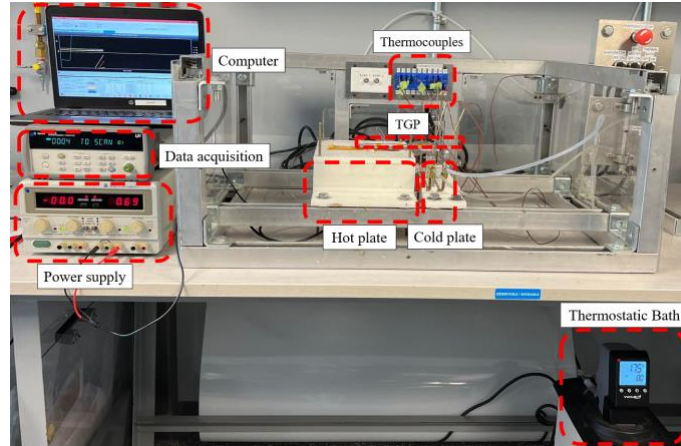


Fig. B.9. The TGP characterization test set-up.

Two thermocouples were placed between the TGP bottom surface and the heater and cold plate. These thermocouples are referred to as the TGP evaporator and condenser temperature, T_1 and T_2 respectively. Two additional thermocouples were placed between the TGP top surface and the insulation. These thermocouples are referred to as the vapor temperature. Since the TGP top surface is insulated, we consider that most of the heat flows through the vapor path. Thus, the upper thermocouples are considered a direct measurement of the vapor temperature. This can be better illustrated by the TGP thermal resistance circuit (Fig. B.10) that includes thermal resistance from material conduction (shell and wick), R_{cond} , and Vapor transport, R_{vapor} . The evaporator and condenser vapor temperature are indicated as T_3 and T_4 , respectively.

From these four measurements of temperature, we can extract the TGP total and vapor thermal resistances. The resistance through the material conduction such as the shell and the porous media can then be calculated as the difference between the two.

B.5.3 Polymeric TGP performance

At a fixed injected heat rate of 5 W, the condenser temperature stabilizes at $T_2=28^\circ\text{C}$, while the evaporator temperature at $T_1=61^\circ\text{C}$. The vapor temperature at the evaporator stabilizes at $T_3=47^\circ\text{C}$ and the condenser at $T_4=44^\circ\text{C}$. The absolute thermocouples error is estimated to be 0.5°C . To account for the test bench heat loss, we used Fourier law to estimate the collected heat from the condenser. This transferred heat rate which is 3.5 ± 0.3 W, represents 70 % of the injected heat in the evaporator. The fabricated TGP has an effective thermal resistance of 9.4 ± 1.0 K/W equivalent to an effective thermal conductivity of 212 ± 28 W/m K. However, the vapor thermal resistance is estimated at 0.8 ± 0.1 K/W. We understand that the major thermal resistance in the fabricated all polymer TGP is from the conduction through the HDPE shell and the ABS pillars structure. This conduction resistance represents 88% of the total thermal resistance. Thus, the material conductivity has to be

increased to improve the TGP thermal performances. Therefore, the used resin for the 3D printing should be doped with thermally conductive additives and the pillars base support must be as thin as possible.

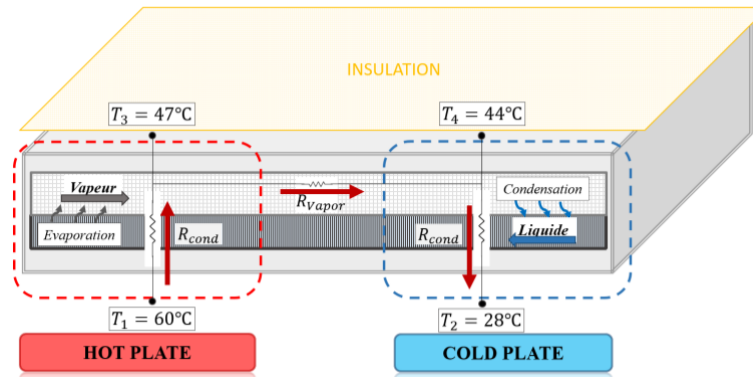


Fig. B.10. Thermal resistance circuit for all polymer fabricated TGP.

The all polymer TGP performances lasted less than 24 hours due to the polymeric shell poor hermiticity. Consequently, a thin dense layer is mandatory to maintain the vacuum, and the TGP operation. For future work, a laminated polymer-metallic foil is going to be used as a shell material.

B.6. Conclusion

In this work we introduced an adapted approach to hydrophilize a polymeric wick for TGPs applications. The polymeric wick was hydrophilized by an optimized chemical treatment. It has been proven that this process produces surfaces that are very hydrophilic and stable over time. The versatility of the treatment has also been shown to be effective on HDPE and ABS materials. Thus, an opportunity for high volume manufacturing techniques like HDPE molding is opened to fabricate future TGPs.

We introduced for the first time an all polymer TGP with a treated ABS wick that reached an effective thermal conductivity of 212 W/m K. In comparison, the thermal conductivity range for different polymeric TGPs described in the literature varies from 100 to 1000 W/m K. However, these polymeric TGPs included either unnecessary metallic parts or a pricey hydrophilization treatment like ALD. The TGP operation does not require a metallic wicking or vapor core mechanical structures. Although this material choice improves the TGP thermal conductivity, it increases the cost. The polymeric TGP only requires a metallic layer within its shell to ensure the hermiticity and the long term TGP operation. Thus, the presented primary work shows promising results to introduce a light, low cost, and efficient all polymer TGPs as a thermal management solution.

ANNEXE C

C. Détails de calcul

C.1. Détail du calcul de la limite capillaire en fonction de différents milieux poreux

Les propriétés des milieux poreux utilisées pour le calcul des limites d'opération du caloduc sont résumées dans le tableau C.1. La limite capillaire est calculée pour une température d'opération de 40°C et une hauteur de corps liquide et vapeur de 500 μm . La configuration du caloduc comprend une longueur d'évaporateur de 20 cm (L_e), une longueur de condenseur de 5 cm (L_c) et une longueur de la partie adiabatique de 1 cm (L_a).

Tab. C.1. Propriétés des milieux poreux étudiés.

Type du milieu poreux	Rayon effectif [μm]	Perméabilité [m^2]	Limite capillaire [W]
Mousse [59]	74	2.5e-11	91
	102	5.1e-11	113
	176	7.4e-11	82
Sintered powder	27	9.4e-12	108
Mèche [61]	125	13.5e-11	157.9
Mèche [60]	49	4.2-11	206
	33	2.5e-11	206
Hybride [68]	18.4	5.68e-12	99
Hybride [66]	61.8	9.68e-11	272.9
Piliers [27,62]	30	1.2e-10	630
	300	0.8e-10	227

C.2. Détail du calcul de la métrique performance par coût et poids.

Pour le calcul de la métrique de performance basée sur le coût et la masse, les dimensions ainsi que les matériaux des différents composants du caloduc (enceinte, milieu poreux et corps vapeur) ont été extraites. La masse de chaque composant peut donc être estimée en utilisant la densité. À partir

de la masse, on peut calculer le coût des matériaux. Le graphique ci-dessous présente les différentes étapes décrites.



Les détails du calcul de la métrique présentée au chapitre 4, qui représente les performances par coût des matériaux bruts (sauf pour le HDPE et le nylon dont le prix provient de chez McMaster) et la masse pour la comparaison des différents caloducs dans la littérature [98] sont résumés dans le tableau C.2.

Tab. C.2. Prix des matériaux bruts [98] (sauf pour le HDPE et le nylon qui proviennent du site McMaster).

Matériaux	Densité [g/cm ³]	Prix par kg dollar [\$US]
Cuivre	8.96	7.55
Silicium	2.3	36.61
Aluminium	2.9	2.41
Acier inoxydable	8.02	4.35
Céramique	6	8
Nylon	1.2	2
Polypropylène	0.9	2.5
HDPE	0.94	1
Silicone	0.8	6
Kapton	1.4	7
ABS	1.1	9

Les méthodes de calcul de la masse, déduites des dimensions (volume), des matériaux utilisés dans la fabrication des caloducs sont récapitulées dans le tableau C.3.

Tab. C.3. Résumé du calcul effectué pour l'estimation du volume et de la masse des différents composants de chaque caloduc présenté dans cette étude, ainsi que du flux, du taux de chaleur et de la résistance thermique correspondants.

Caloduc	Dimensions volume [mm.mm.mm]	Résistance thermique [K/W]	Taux / Flux de chaleur [W/cm ²]
Chambre à vapeur cuivre [28]	Diamètre de 100mm totale Cuivre plein 1.2 Poreux 1.4	R=0.1K/W	Q=150W 10*10
Chambre à vapeur cuivre [114]	Cuivre 90*90*2 Cuivre poreux 0.6 a 50%	R=0.1K/W	Q=350 25*25
Caloduc plat aluminium [116]	Aluminium 415*210*4 375*190*1.7 Acier inoxydable	R=0.1K/W	Q=80W 25*25
Caloduc plat cuivre [115]	Cuivre 180*180*1mm Piliers cuivre 1mm Poreux Cuivre Alu 180*180*0.5	R=0.05K/W	Q=7.5W/cm ²
Caloduc plat Hybrides [38]	80*20*2 Cuivre plein 20*20 et 10*10 *0.5 Copper poreux 1mm Silicone rubber piliers 1mm	R=6K/W	12W 20*20
Caloduc plat Hybrides [79]	Cuivre kapton 95*50*0.12 polymère et 0.09cuivre Cuivre poreux 95*50*0.7 Mèche de Nylon 95*50*0.7	R=2K/W	25W 20*20
Caloduc plat Hybrides [36]	Mylar 95*50*0.12 polymère et 0.09aluminium Cuivre poreux 95*50*0.7 Mèche de Nylon 95*50*0.7	R=1K/W	22W 25*25
Caloduc plat Hybrides [37]	Cuivre kapton 40*35*0.5 (0.5polymer et 0.5cuivre) Cuivre poreux 40*35*0.5 Mèche Acier inoxydable 40*35*0.5 m=8.37g	R=4K/W	Q=14W 7*35
Caloduc plat Hybrides [95]	130*20*0.3 feuillet Mousse cuivre*1 90% Mèche de Nylon 1mm	R=1.8K/W	Q=15 60*20
Caloduc plat polymère Annexe B	130*20*0.8 HDPE Piliers ABS*0.4 Mesh nylon 1mm	R=9.4K/W	Q=6 60*20

