



HAL
open science

Modélisation dynamique basée sur l'approche bond graph d'une boucle fluide diphasique à pompage mécanique avec validation expérimentale

Mohamed Kebdani

► **To cite this version:**

Mohamed Kebdani. Modélisation dynamique basée sur l'approche bond graph d'une boucle fluide diphasique à pompage mécanique avec validation expérimentale. Automatique / Robotique. Ecole Centrale de Lille, 2016. Français. NNT : 2016ECLI0009 . tel-01422307v2

HAL Id: tel-01422307

<https://theses.hal.science/tel-01422307v2>

Submitted on 7 Mar 2017

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.

N° d'ordre : 297

CENTRALE LILLE

THÈSE

présentée en vue d'obtenir le grade de

DOCTEUR

en

Spécialité : Automatique, Génie Informatique, Traitement du Signal et des Images.

Par

Mohamed KEBDANI

DOCTORAT DELIVRE PAR CENTRALE LILLE

Titre de la thèse :

**Modélisation dynamique basée sur l'approche bond graph
d'une boucle fluide diphasique à pompage mécanique avec
validation expérimentale**

Soutenue le 20 Septembre 2016 devant le jury d'examen :

Président : Mr Belkacem Ould Bouamama, Professeur Polytech Lille.
Rapporteur : Mme Nadia Caney, Maître de conférences HDR (INP Grenoble).
Rapporteur : Mr Jorge Baliño, Professeur Univ Sao Paulo, Brésil.
Examineurs : Mr Raymond Peiffer, chef service Analyse Thermique, MBDA.
Invités : Mr Roni Albach, ingénieur Atomostat.
Mr Gérard Bois, Professeur Emérite, ENSAM Lille.
Directeur de thèse : Mme Geneviève Dauphin-Tanguy, Professeur Centrale Lille.
Co-directeur de thèse : Mr Antoine Dazin, Professeur ENSAM Lille.

Thèse préparée au Laboratoire CRISAL (Centre de Recherche en Informatique,
Signal et Automatique de Lille)
Ecole Doctorale SPI 072 (Lille I, Lille III, Artois, ULCO, UVHC, Centrale Lille)

Remerciements

Voilà, je suis maintenant prêt à tourner une page de ma vie bien remplie d'expériences positives ! Je suis très content d'avoir terminé ce doctorat pendant lequel j'ai eu l'occasion d'apprendre énormément de choses sur les plans technique et scientifique théorique et d'acquérir de la confiance en moi en tant qu'ingénieur. En même temps, je réalise que je n'aurais pas pu avancer dans ces travaux très spécifiques tout seul. Ainsi, par l'intermédiaire de ces trois petites pages, je voudrais remercier les personnes qui, de près ou de loin, m'ont accompagné durant ces années de thèse.

ENCADRANTS : MME GENEVIÈVE DAUPHIN-TANGUY ET MR ANTOINE DAZIN

Dans un premier temps, je suis reconnaissant envers le labo CRISTAL et plus particulièrement à Mme Geneviève et Antoine, qui m'ont sélectionné pour travailler durant trois ans sur cette problématique scientifique très enrichissante et qui ont suivi l'évolution de mes travaux de très près.

MME GENEVIÈVE DAUPHIN-TANGUY

Je tiens à remercier chaleureusement Mme Geneviève professeur exemplaire d'immenses compétences et qualités à l'école centrale de Lille, et ce, pour sa disponibilité, sa contribution, ses conseils toujours très précieux et pragmatiques et pour son implication dans mon travail de thèse depuis le premier jour, le : 16 septembre 2013 à 9h !

Malgré ses multiples activités et engagements, Mme Geneviève s'est toujours montrée disponible lorsque je souhaitais échanger sur des aspects scientifiques et en particulier sur la théorie des bond graphs et les problèmes de causalité. Sa connaissance et son expérience m'ont été d'une grande aide. Ses qualités d'écoute, sa présence et conseils avisés ont simplement permis l'aboutissement de ce travail qui constitue une première dans la littérature scientifique.

J'ai une pensée particulière pour Mr Jean Yves, l'époux de Mme Genevieve. Mille et un merci pour tout ce que vous m'avez fait et surtout pour avoir assisté à la soutenance de cette thèse.

MR ANTOINE DAZIN

En même temps, je souhaite adresser mes profonds remerciements à mon co-directeur de thèse Mr Antoine Dazin professeur à l'ENSAM de Lille pour m'avoir permis de réaliser cette thèse. Il était présent tout au long de ces trois années. Il m'a continuellement soutenu surtout dans les moments difficiles et, je lui en serais toujours très reconnaissant. Lors de nos multiples discussions sur des volets spécifiques de la thermique, l'hydraulique, la thermodynamique et l'énergétique, Mr Antoine m'a finalement transmis une façon de voir et d'analyser les phénomènes physiques que personne d'autre ne m'a montrée au long de ma formation académique qui a duré 25 ans !

A VOUS DEUX

J'exprime toute ma profonde gratitude à mes deux encadrants de grandes qualités humaines qui ont dirigé cette thèse. Merci de m'avoir fait confiance, de m'avoir encadré comme vous l'avez fait, d'avoir su donner de votre temps lorsque c'était nécessaire. Je vous remercie tous deux pour le suivi particulier dont vous avez fait preuve pendant les phases de recherche et de rédaction de la présente thèse.

RAPPORTEURS : MME NADIA CANEY, ET MR JORGE BALIÑO

Je tiens à remercier mes deux rapporteurs, Mme Nadia Caney, Maître de conférences HDR (LEGG/CEA) à Grenoble et Mr Jorge Baliño, Professeur (Univ Sao Paulo, Brésil), d'avoir consacré de leur temps et leur attention à mon travail de thèse. Leurs remarques, suggestions et conseils ont été plus que profitables à l'aboutissement de mon travail. Je les remercie également d'avoir participé à mon jury de thèse en ce 20 septembre 2016 à 10h, et ce malgré la distance entre le Brésil, Grenoble et Lille.

"Thank you so much Mr Baliño and Mrs Caney for the honor you gave me to accept being the reviewers of my research work."

EXAMINATEURS : BELKACEM OULD BOUAMAMA ET MR RAYMOND PEIFFER

Je réitère ces remerciements pour les autres membres de mon jury. Tout d'abord Mr Belkacem Ould Bouamama, Professeur Polytech Lille qui a assumé la double fonction : président et examinateur, je L'en remercie avec chaleur.

Je remercie également Mr Raymond Peiffer, chef du service d'Analyse Thermique, MBDA d'avoir accepté d'examiner ces travaux. Nous avons trouvé en MBDA un partenaire dans le projet FUI qui partage notre intérêt pour les aspects dynamiques de la boucle diphasique.

MR RONI ALBACH, ET MR GÉRARD BOIS

Merci à Mr Roni Albach, ingénieur Atmosstat pour le soutien qu'il m'a accordé tout au long de ce travail de collaboration ainsi que pour ses remarques lors de la soutenance qui m'ont particulièrement touché. Je le remercie pour son implication dans mon travail, et je resterai fier d'avoir publié au moins un article ensemble.

Il m'as été d'un grand secours pour tout ce qui concerne les développements expérimentaux et plus particulièrement la gestion de l'instrumentation du banc expérimental. Je le remercie pour m'avoir beaucoup appris sur les aspects expérimentaux, et pour m'avoir accueilli au sein d'Atmostat.

Quant au « chef » Mr Gérard Bois Professeur Emérite à l'ENSAM de Lille, je ne saurais comment te remercier chef, eh oui tu resteras un chef que tu le veuilles ou pas...

JURY

Je remercie tous les membres du jury pour tout le temps consacré à analyser et à évaluer ce travail de thèse et pour toutes leurs remarques constructives.

MR JEAN DUVAL : INITIATEUR DU PROJET FUI

Merci également à Mr Jean Duval, qui s'est toujours intéressé à mon travail, même du fin fond de sa douce retraite à la Rochelle...

Des remerciements particuliers à ce grand monsieur, avec qui ce fut un réel plaisir de discuter depuis le début de cette aventure. Merci, sa patience, ses idées et remarques étaient toujours très compétentes et justes. Merci pour toute cette attention!

LES THÉSARDS MR MAYANK JHA ET MR NOÉ BARRERA GALLEGOS

Enfin, je ne pourrai fermer ce chapitre de remerciements sans citer les deux thésards et collègues de bureau (C308) : Mayank et Noé, ma source de soutien et d'encouragement tout le long de ce travail. Merci donc à vous pour la facilité avec laquelle nous avons pu travailler mais aussi et même surtout décompresser ensemble.

AUTRES

Il va de soi que ces années « de vie commune » ne peuvent se résumer à seulement quelques lignes de remerciements ! Je veux dire merci à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou

de loin, à ce travail, je pense aussi à Patrick Dupont et son aide dans le choix et la commande des capteurs.

Voilà, il faut bien finir par terminer, même si des noms se présentent sans cesse à mon esprit. Et, si vous n'apparaissez pas dans les lignes qui précèdent, ne m'en tenez pas rigueur et sachez seulement que les gens que j'apprécie et remercie sont trop nombreux pour être simplement résumés en quelques pages.

PARENTS ET FAMILLE

*A mes parents Mr **KEBDANI Amar** et Mme **Farich Touria** : je vous exprime mon affection et ma gratitude pour tous les efforts que vous aviez consentis pour moi pour une bonne éducation et une bonne formation en me souhaitant un brillant avenir. Pour vous, des millions des mots ne peuvent pas transmettre mon remerciement.*

*A ma chère femme Mme **KHARRAKI Asmaa** : tu m'as toujours soutenu même aux moments les plus difficiles. Avec tous tes précieux sacrifices, tu m'as continuellement encouragé à persévérer pour atteindre mes ambitions. Tu es et tu resteras la lumière de mes jours, ma joie de vivre et la femme de ma vie. Ces quelques mots ne suffisent guère à exprimer mes profonds sentiments d'amour pour toi. Je t'aime de tout mon cœur.*

*"Till min kära hustru Mrs **Asmaa KHARRAKI**: Du har alltid stöttat mig även i de svåraste tiderna. Med alla dina värdefulla uppoffringar, har du ständigt uppmuntrat mig att framhärda att uppnå mina ambitioner. Du är och du kommer alltid att vara ljuset i mitt liv, min lycka och kärleken i mitt liv. Dessa ord räcker inte till att uttrycka mina djupa känslor av kärlek till dig. Jag älskar dig av hela mitt hjärta»*

*A mon très cher frère Mr **Abdelkader** et ma très chère sœur Mme **Sara**: en témoignage de mon affection et de mon attachement.*

*A mes beaux parents **KHARRAKI Mostafa** et **Fatiha** : Je tiens à vous exprimer mes profonds sentiments d'affection et de reconnaissance pour votre permanent soutien.*

*Je dédie cette thèse de doctorat à mon enfant **Mr KEBDANI Ilyas**. Agé de 3ans et demi tu connais déjà toutes les marques et modèles des voitures. Mon fils, mon trésor « louslous »,*

m'a fait découvrir le plus grand bonheur au monde. Je t'aime à l'infini. Etre ton père est la plus belle chose qui soit. Enfin, j'espère un jour te voir prendre le flambeau et continuer ce que ton père a démarré.

A mes grands parents, mes oncles mes tantes, mes cousins, et mes cousines en témoignage de mon affection.

A mon cousin, le Docteur Mimoun Benchaou: ORL et chirurgie cervico-faciale à Genève et à Nyon, avec tout mon attachement et mon affection

Cette thèse est dédiée à la mémoire de mon cousin, Mr Mohamed Benchaou, Docteur en mathématiques, victime de l'attentat du RER Port-Royal le 3 décembre 1996.

Table des matières

Remerciements	i
Table des matières	vii
Liste des figures.....	xi
Liste des tableaux	xv
Nomenclature.....	xvii
Introduction générale.....	1
Chapitre I. Contexte de l'étude et objectifs de la thèse	3
I.1 Contexte général de l'étude	3
I.1.1 Problématique.....	3
I.1.2 Nécessité d'une gestion thermique.....	4
I.2 Principaux systèmes de refroidissement	4
I.2.1 Classification des systèmes d'évacuation de chaleur	4
I.2.2 Exemples de principaux systèmes de refroidissement	6
I.3 Solution retenue et démarche.....	13
I.3.1 Pourquoi les BFDPM ?.....	13
I.3.2 Le fluide caloporteur : Pourquoi de l'eau ?	13
I.3.3 Pourquoi les bond graphs ?.....	15
Conclusion	16
Chapitre II. Description du banc d'essai et de son instrumentation.....	17
II.1 Présentation du dispositif expérimental	17
II.1.1 Vue globale du dispositif expérimental	17
II.1.2 Le pressuriseur.....	19
II.1.3 L'évaporateur et le dispositif de réchauffage	20
II.1.4 Le condenseur.....	22
II.1.5 La pompe et les conduites	23
II.2 Gestion du banc expérimental et son instrumentation en capteurs	24
II.2.1 Cinq conditions limites imposées à la boucle.....	24
II.2.2 Deux types de « contrôle commande » pour gérer le banc.....	25
II.2.3 Spécifications du banc d'essai.....	26
II.2.4 Capteurs	26
II.2.5 Pilotage du banc d'essai et enregistrement des mesures	30
Conclusion	31
Chapitre III. Pressuriseur	33
III.1 Principales fonctions d'un pressuriseur.....	33
III.1.1 Rôle d'un pressuriseur	33

Table des matières

III.1.2	Interface d'évaporation	34
III.1.3	Problématique des gaz non condensables (GNC).....	35
III.1.4	Quel volume pour le pressuriseur ?	36
III.2	Etat de l'Art sur la modélisation d'un pressuriseur et contributions.....	36
III.3	Description du modèle dynamique de pressuriseur.....	37
III.3.1	Hypothèses	37
III.3.2	Choix des variables et corrélations des propriétés thermo physiques.....	38
III.3.3	Description physique des phénomènes modélisés	40
III.3.4	Modélisation par BG	43
III.4	Validation expérimentale du modèle thermo hydraulique	64
	Conclusion	72
Chapitre IV.	Modèle dynamique du condenseur à plaques brasées (CPB)	73
IV.1	Cadre de l'étude et état de l'art	73
IV.1.1	Introduction générale aux CPB.....	73
IV.1.2	Etats de l'art	76
IV.2	Description du modèle dynamique du condenseur à plaques brasées CPB	90
IV.2.1	Hypothèses	90
IV.2.2	Principe de discrétisation volumique	90
IV.2.3	Description succincte de la structure générale du modèle bond graph.....	92
IV.2.4	Description mathématique du modèle bond graph dynamique du CPB	94
IV.3	Validation expérimentale du modèle dynamique du CPB	102
	Conclusion	108
Chapitre V.	Evaporateur à mini-canaux (EMC).....	109
V.1	Etat de l'art des évaporateurs à mini canaux	109
V.1.1	Généralités et notions physiques	109
V.1.2	Etat de l'art sur la modélisation des EMC	114
V.1.3	Etat de l'art sur les configurations d'écoulement, transferts thermiques et pertes de pression dans les EMC.....	117
V.2	Description du modèle dynamique de l'EMC	138
V.2.1	Hypothèses.....	138
V.2.2	Contributions scientifiques	139
V.2.3	Présentation de l'EMC et de la démarche de son étude théorique.	139
V.2.4	Formalisme mathématique du modèle dynamique de l'EMC	142
V.3	Validation expérimentale du modèle thermo hydraulique transitoire de l'EMC.....	153
	Conclusion	159
Chapitre VI.	Modèle thermo-hydraulique complet de la boucle pompée fonctionnant en régime transitoire	161
VI.1	Description des modèles des conduites et de la pompe volumétrique	161

Table des matières

VI.1.1	Modèle bond graph des conduites.....	161
VI.1.2	Modèle bond graph de la pompe volumétrique	166
VI.1.3	Présentation du modèle complet de la boucle diphasique	168
VI.2	Validation expérimentale du modèle complet de la boucle pompée.....	171
VI.2.1	Description de l'essai de validation	171
VI.2.2	Résultats de la simulation et confrontation avec l'expérience.....	172
	Conclusion	180
	Conclusion générale et perspectives.....	181
	Références	185
	Annexes	197
	Annexe A (Plans).....	197
	Annexe B (Spécifications capteurs).....	202
	Annexe C (Intégration des capteurs).....	208
	Annexe D (Spécifications matérielles et sécurité).....	212
	Annexe E (Conditions opératoires EMC).....	218
	Annexe F (Méthodes calcul CPB)	219
	Annexe G (Calcul de la pression)	222
	Annexe H (PAG)	225
	Annexe I (Une démonstration).....	226
	Annexe J (Théorie des bond graphs)	227

Liste des figures

Contexte de l'étude et objectifs de la thèse

Figure I.1: (a) Evolution réelle du nombre de transistors dans les microprocesseurs (courbe rouge), comparée à l'évolution prédite par Moore (courbe bleue) (Gordon 1965). (b) Densité de puissance dissipée par les convertisseurs. SERIN(Serin 2007).	3
Figure I. 2: Refroidissement par immersion indirecte (à gauche) et directe (à droite) des puces électroniques (Simons 1996).....	5
Figure I. 3: Systèmes de refroidissement a) convection naturelle (Pcworld), b) convection forcée (Radia-soudure). ...	6
Figure I. 4: Schéma d'un thermosiphon.	6
Figure I. 5: Implantation d'une boucle de refroidissement dans son environnement électronique (Ginjfo).	7
Figure I. 6: Schéma de principe de fonctionnement d'une BFDPC.	8
Figure I. 7: Boucles diphasiques à pompage capillaire (a) CPL, (b) LHP.	9
Figure I. 8: architecture d'une boucle diphasique à pompage mécanique.	9
Figure I. 9: Schéma de fonctionnement d'un caloduc.	10
Figure I. 10: (a) Photo d'un micro-caloduc (ITOH R et D) (b) : Section transversale d'un micro-caloduc.	11
Figure I. 11: Schéma de principe d'un caloduc oscillant.	11
Figure I. 12: refroidissement par jet de liquide (gauche), refroidissement par pulvérisation(droite) (Azar 2003).	12
Figure I. 13: Performances des technologies de refroidissement LACHASSAGNE (2006).	13
Figure I. 14: Démarche suivie en vue de valider le modèle global de la boucle diphasique pompée.	15

Description du banc d'essai et de son instrumentation

Figure II. 1: Vue d'ensemble du banc d'essai.	18
Figure II. 2: Boucle fluide diphasique à pompage mécanique BFDPM : (a) photo, (b) schéma.	18
Figure II. 3: Photographie et schéma de pressuriseur.	20
Figure II. 4: Système de régulation du pressuriseur.	20
Figure II. 5: (a) Plan du boîtier de l'EMC, (b) vue en coupe des mini-canaux de formes rectangulaires.	21
Figure II. 6: Photographie de l'évaporateur à mini-canaux.	21
Figure II. 7: Répartition des résistances chauffantes sur la surface active.	22
Figure II. 8: Structure des canaux d'écoulement.	23
Figure II. 9: Dimensions de la boucle diphasique (vue de dessus).	24
Figure II. 10: Dimensions de la boucle diphasique (vue de face).	24
Figure II. 11: Schéma fonctionnel du CTRL CMD BCL.	25
Figure II. 12: Schéma fonctionnel du CTRL CMD BANC.	26
Figure II. 13: Deux types de contrôle commandent la boucle diphasique.	26
Figure II. 14: Répartition des capteurs de : température, pression, débit, tension, intensité, et vitesse de rotation.	27
Figure II. 15: Instrumentation du banc en thermocouples.	27
Figure II. 16: Plan d'intégration d'un capteur de pression : montage en cavité.	29
Figure II. 17: Schéma du capillaire avec la cavité devant la membrane du capteur.	29
Figure II. 18: Interactions entre différents composants du banc de test.	30

Pressuriseur

Figure III.1: Schéma d'un pressuriseur rempli de liquide et de vapeur.	34
Figure III.2: Profil de la masse volumique dans la zone de transition liquide/vapeur.	35
Figure III.3: Structure de la classification des modèles.	36
Figure III.4: Tension inter-faciale de l'eau.	40
Figure III.5: Schématisation des phénomènes de convection et de condensation.	41
Figure III.6: Distribution des différents flux au sein du pressuriseur.	42
Figure III.7: Modèle pseudo-bond graph du pressuriseur.	43
Figure III.8: Courbe de Nukiyama (Delhaye 1990).	51
Figure III.9: Ebullition nucléée à bulles isolées (Delhaye 1990).	52
Figure III.10: Ebullition à poches ou colonnes de vapeur (Delhaye 1990).	53
Figure III.11: Allure générale de la courbe de Nukiyama (Delhaye 1990).	54
Figure III.12: Configuration d'écoulement: ébullition nucléée (a), crise d'ébullition (b) (Delhaye 1990).	55

Liste des figures

Figure III.13: Ebullition de transition (Delhaye 1990).	56
Figure III.14: Ebullition en film ou pelliculaire (Delhaye 1990).	56
Figure III.15: Schéma du processus de condensation sur une paroi verticale.	61
Figure III.16: Instrumentation du pressuriseur en capteurs de pression et de température.	65
Figure III.17: Créneau de puissance appliqué au réservoir : essai-1.	65
Figure III.18: Créneau de puissance appliqué au réservoir : essai2.	66
Figure III.19: Evolution temporelle de la température du liquide et de la vapeur (Essai 1)	67
Figure III.20: Evolution temporelle de la température du liquide et de la vapeur (Essai 2)	67
Figure III.21: Température du liquide, sa température de saturation et la température de vapeur.	69
Figure III.22: Mise en évidence de l'effet de la tension inter-faciale.	69
Figure III.23: Evolution temporelle de la pression du liquide et de la vapeur (Essai 1)	70
Figure III.24: Evolution temporelle de la pression du liquide et de la vapeur (Essai 2)	71
Figure III.25: Evolution temporelle de la hauteur liquide (gauche: essai 1, droite: essai 2)	71

Modèle dynamique du condenseur à plaques brasées (CPB)

Figure IV.1: Vue éclatée d'un condenseur à plaque brasées (Gut et al. 2004).	73
Figure IV.2: (a) Opération de brasage des CPB dans un four. (b) Points d'emboutissement (site 3)	74
Figure IV.3: Exemple de motif d'une plaque thermique corruguée, fabriquée par SWEP.	74
Figure IV.4: Coupe transversale des ports d'un CPB.	75
Figure IV.5: (a) Ecoulement des fluides froid (en bleu) et chaud (en rouge) dans le CPB. (b) Evolution spatiale de la température des fluides froid et chaud dans (a) un échangeur anti-méthodique (b) un échangeur méthodique.	75
Figure IV.6: Schéma typique de la condensation sur une paroi froide.	79
Figure IV.7: Cartographie d'un écoulement diphasique air/eau et liquide/gaz R365mfc dans un CPB (Grabenstein & Kabelac 2012).	82
Figure IV.8: (a) écoulement à bulles (b) écoulement annulaire (c) Ecoulement slug (Vlasogiannis et al. 2002).	82
Figure IV.9: Comparaison des résultats expérimentaux du nombre de Nusselt avec les prédictions de six corrélations : Yan, Han, Jokar, Kuo, Shi et Akers.	84
Figure IV.10: Section d'un canal traversé par un fluide diphasique.	87
Figure IV.11: Structure des canaux d'écoulement.	90
Figure IV.12: Répartition des différents volumes lors de la condensation dans un CPB	91
Figure IV.13: Modèle bond graph transitoire du CPB.	92
Figure IV.14: Répartition des flux thermiques dans le CPB.	93
Figure IV.15: Répartition des grandeurs géométriques sur la plaque thermique	97
Figure IV.16: Diagramme P-h de Mollier.	100
Figure IV.17: Schéma de la boucle avec la répartition des capteurs de pression, de température et de débit.	102
Figure IV.18: Sollicitations appliquées au CPB.	104
Figure IV.19: Evolution temporelle des températures calculées dans le condenseur et celles mesurées aux bornes.	105
Figure IV.20: Evolution temporelle de la pression du liquide, calculée et mesurée, dans le condenseur.	107
Figure IV.21: Evolution temporelle de la pression diphasique, calculée et mesurée, dans le condenseur.	107

Evaporateur à mini-canaux (EMC)

Figure V. 1: Evaporateur à mini canaux de Trauger et Hughes (Trauger & Hughes 1993)	109
Figure V. 2: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction du diamètre hydraulique pour un écoulement laminaire établi (KANDLIKAR 2007).	110
Figure V. 3: Variation de la compacité avec le diamètre hydraulique (KANDLIKAR 2007).	111
Figure V. 4: Evolution du nombre de confinement en fonction de la température de saturation.	112
Figure V. 5: Evolution du nombre de Bond en fonction de la température de saturation.	114
Figure V. 6: Interactions entre les trois phénomènes survenant lors d'une ébullition.	119
Figure V. 7: Section d'essai (Sobierska 2009).	121
Figure V. 8: Trois régimes d'écoulements observés : (a) à bulles, (b) bouchons de vapeur et (c) annulaire dans un mini-canal de dimensions :	122
Figure V. 9: Carte d'écoulement horizontal au sein d'un mini-canal de diamètre hydraulique 1.097 mm (Triplett et al. 1999).	124
Figure V. 10: Carte d'écoulement horizontal au sein d'un mini-canal de diamètre hydraulique 1.450 mm (Triplett et al. 1999).	125
Figure V. 11: Illustration de l'évolution du coefficient de convection, configurations d'écoulement, régimes de transfert et profils des températures.	128

Liste des figures

Figure V. 12: Coefficient de convection en fonction du flux de chaleur, vitesse massique G et des mécanismes de transfert (EN) ou (ECF) selon Agostini (Agostini 2002).	129
Figure V. 13: Classification des coefficients de convection selon les conditions opératoires.	130
Figure V. 14: Module permettant le choix de la corrélation du coefficient de frottement d'un écoulement monophasique dans un mini-canal.	134
Figure V. 15: Corrélation de Lockart-martinelli (Lockhart & Martinelli 1949).	136
Figure V. 16: Schéma simplifié des pièces constituant l'EMC.	139
Figure V. 17: Modèle bond graph dynamique de l'EMC.	140
Figure V. 18: Schéma simplifié de l'EMC fonctionnant à l'état monophasique.	141
Figure V. 19: Schéma simplifié de l'EMC fonctionnant à l'état diphasique.	141
Figure V. 20 : Evolution du coefficient de frottement de l'eau dans les mini-canaux (Sobierska 2009).	143
Figure V. 21: Pourcentage d'apparition des configurations d'écoulement en fonction des titres massiques de vapeur (Sobierska 2009).	144
Figure V. 22: Comparaison du coefficient de transfert thermique expérimentale avec les résultats de la corrélation de : (a) Lazarek et Black et (b) Yu et al.	147
Figure V. 23: Schéma de la décomposition des courants dans une jonction T.	148
Figure V. 24: Schéma de la réunion des courants dans une jonction T.	150
Figure V. 25: Comparaison des pertes de pression issues des mesures avec le calcul basé sur la méthode de Lockart-Martinelli pour un mini-canal.	151
Figure V. 26: Structure de l'écoulement diphasique observée par (Schmidt & Loth 1994).	152
Figure V. 27: Configuration d'écoulement (liquide monophasique, bulles de vapeur, bouchons de vapeur et annulaire).	154
Figure V. 28: Schéma de la boucle avec la répartition des capteurs de pression et de température.	154
Figure V. 29: Sollicitations appliquées à l'EMC.	155
Figure V. 30: Evolution temporelle des températures calculées dans l'EMC, mesurées en sortie et l'indicateur d'état du fluide frigorigène.	156
Figure V. 31: Evolution temporelle des pressions aux bornes de l'EMC.	157
Figure V. 32: Evolution temporelle de la pression du fluide, calculée et mesurée, en sortie de l'EMC.	158

Liste des tableaux

Tableau II. 1: Récapitulatif des paramètres géométriques nécessaires pour la simulation.	23
Tableau III.2: Valeur de la tension superficielle pour l'eau en fonction de la température de saturation	54
Tableau IV. 1: Classification des modèles de CPB.	77
Tableau IV. 2: Synthèse bibliographique et comparaison entre modèles du CPB.....	80
Tableau IV. 3: Récapitulatif sur les intervalles de transition laminaire/turbulent dans un CPB.....	83
Tableau IV. 4: Corrélations du coefficient de convection thermique utilisées en diphasique.	85
Tableau IV. 5: Corrélations du coefficient de convection thermique utilisées en monophasique (refroidissement)	86
Tableau IV. 6: Corrélations du coefficient de frottement pour un écoulement monophasique.	88
Tableau IV. 7: Corrélations du coefficient de frottement pour un écoulement diphasique.	89
Tableau IV. 8: Récapitulatif de l'ensemble des flux de conduction modélisés.	101
Tableau IV. 9: Récapitulatif de l'ensemble des flux de convection modélisés.	102
Tableau V. 10: Classification des canaux selon (Kandlikar & Grande 2003).	113
Tableau V. 11: Principales hypothèses des différentes modélisations.....	115
Tableau V. 12: Récapitulatif de l'état de l'Art sur la modélisation des EMC.	117
Tableau V. 13: Récapitulatif des régimes d'écoulement expérimentalement observés dans les conduites.	120
Tableau V. 14: La géométrie du mini-canal étudié par (Sobierska 2009).	121
Tableau V. 15: Récapitulatif des conditions expérimentales testées par (Sobierska 2009).	121
Tableau V. 16: Récapitulatif des corrélations du coefficient convectif valables pour des écoulements monophasiques dans un mini-canal.....	131
Tableau V. 17: Récapitulatif des corrélations du coefficient convectif valables pour des écoulements diphasiques dans un mini-canal.....	133
Tableau V.18: Récapitulatif des corrélations du coefficient de frottement valables pour des écoulements monophasiques dans un mini-canal.....	135
Tableau V. 19: Récapitulatif des corrélations du coefficient de frottement et du multiplicateur diphasique valables pour des écoulements diphasiques dans un mini-canal.	138
Tableau V. 20: Valeurs du coefficient A selon Idel'cik (Idel'cik 1986) et (Idel'cik 1994).....	151

Nomenclature

Bi	nombre de Biot	--
c_p	chaleur spécifique	$J / kg \cdot K$
d	diamètre intérieur	m
D	diamètre extérieur	m
D_h	diamètre hydraulique	m
e	épaisseur de la paroi	m
f	coefficient de frottement	--
F	force	N
g	accélération de la pesanteur à la surface de la terre	m / s^2
G	densité de flux massique	$kg / m \cdot s$
Gr	nombre de Grashof	--
h_{conv}	coefficient de transfert thermique	$W / m^2 \cdot K$
h	enthalpie spécifique	J / kg
H	enthalpie	W
ΔH_{cond}	chaleur spécifique de condensation	$J / kg \cdot s$
h'	chaleur spécifique de la portion liquide	J / kg
h''	chaleur spécifique de la portion vapeur	J / kg
\dot{H}	flux d'enthalpie	J / s
I	intensité du courant	A
l	longueur de chauffe	m
L	longueur	m
L_v	chaleur spécifique de vaporisation.	$J / kg \cdot s$
m	masse	kg
\dot{m}	débit massique	kg / s
Nu	nombre de Nusselt	--
P	puissance électrique	J / s
Pr	nombre de Prandtl	--
q	densité de flux thermique	W / m^2
\dot{Q}	flux de chaleur	J / s
R_*	rayon adimensionnel	--
R	rayon	m
Ra	nombre de Rayleigh	--
Re	nombre de Reynolds	--

Nomenclature

R_{therm}	résistance thermique	K / W
S	surface	m^2
t	temps	s
T	température	K
U	tension	V
v	vitesse de l'écoulement	m / s
V	volume	m^3
\dot{V}	débit volumique	m^3 / s
x	hauteur	m

Lettres grecques

α	diffusivité thermique	m^2 / s
β	coefficient de dilatation volumique	K^{-1}
ρ	masse volumique	kg / m^3
μ	viscosité dynamique	$Pa \cdot s$
σ	tension inter-faciale	J / m^2
δ	épaisseur du film de condensat	m
λ	conductivité thermique	$W / m \cdot K$
v	vitesse	m / s
v_{cond}	vitesse du condensat	m / s
Φ	flux thermique	J / s
ψ	coefficient d'intensification	

Indices

0	état initial
<i>acc</i>	accumulation
<i>air</i>	air ambiant
<i>boucle</i>	boucle
<i>Bo</i>	nombre de Bond
<i>BS</i>	branche secondaire
<i>BP</i>	branche principale
<i>cart</i>	cartouche
<i>cav</i>	cavité
<i>cond</i>	condensation
<i>cons</i>	consigne

Nomenclature

<i>conv</i>	convection
<i>Co</i>	nombre de confinement
<i>dp</i>	diphase
<i>e</i>	entrée
<i>evap</i>	évaporation
<i>ext</i>	extérieur
<i>ECF</i>	ébullition convective forcée
<i>ENS</i>	ébullition nucléée saturée
<i>EN</i>	ébullition nucléée
<i>f</i>	frottement
<i>film</i>	film de condensat
<i>GNC</i>	gaz non condensable
<i>int</i>	Intérieur
<i>long</i>	longitudinal
<i>liq</i>	liquide
<i>ls</i>	liquide seul
<i>mc</i>	mini-canal
<i>p</i>	paroi de la cartouche
<i>paroi</i>	paroi de pressuriseur
<i>sat</i>	saturation
<i>s</i>	sortie
<i>SC</i>	source chaude
<i>vap</i>	vapeur
<i>vs</i>	vapeur seule
Δ	différence

Introduction générale

Dans le cadre de l'innovation inscrite dans le progrès technologique qui prend en compte le respect de l'environnement, l'homme s'est engagé dans une dynamique d'optimisation énergétique. Acteurs industriels, secteurs du bâtiment, automobile, ferroviaire et aéronautique, tous se sont penchés sur la problématique de base : comment miniaturiser les systèmes tout en augmentant leur rendement ? Une des voies prometteuses est celle de l'adoption des systèmes électriques. A ce sujet, la recherche scientifique est en plein essor, de grandes avancées existent d'ores et déjà. Cependant, il faut encore patienter avant de pouvoir sortir aux grands jours un avion « tout électrique » par exemple. De ce fait, le travail d'électrification des systèmes tente de couvrir la grande majorité des composants annexes hydrauliques ou pneumatiques : pompe de carburant, vérins hydrauliques, systèmes d'atterrissage

Par ailleurs, compte tenu des puissances élevées à gérer, les systèmes électriques doivent faire appel à l'électronique de puissance. Cependant, les densités de puissance émises par effet Joule sont tellement conséquentes qu'elles requièrent une gestion thermique réfléchie. L'évacuation optimale de la chaleur depuis la puce électronique jusqu'à une source froide est alors devenue un des centres de préoccupation du chercheur scientifique et de l'acteur industriel. Le sujet de la présente thèse s'inscrit pleinement dans cette thématique. Il faut noter qu'il s'agit d'une voie de recherche assez sophistiquée, coûteuse, et qui reste très peu explorée. Jacob Perkins dépose le premier brevet de caloduc en 1836, ce système est considéré comme l'ancêtre de tous les systèmes de refroidissement existants. Depuis cette date les inventions ont proliféré notamment avec les multiples programmes spatiaux. En 1963, Grover dépose un nouveau brevet; en 1965, Cotter présente ses travaux théoriques qui lui ont permis de mettre en place un outil de dimensionnement de tels systèmes. La recherche de nouvelles technologies efficaces fut aussi le souci des chercheurs en France depuis les années 60. Enfin, les années 80 ont constitué le début d'une nouvelle période marquée par la mise en application de maintes études théoriques. De nouveaux systèmes originaux de refroidissement ont vu le jour et ont montré leur efficacité. Ces nouvelles technologies sont aujourd'hui largement utilisées dans les satellites, en automobile sous les capots, dans le ferroviaire et bien d'autres applications, le but commun étant d'assurer le contrôle de la gestion thermique de l'électronique de puissance.

Parmi les systèmes les plus performants en termes d'évacuation de densité de puissance, on cite les boucles fluides diphasiques à pompage mécanique (BFDPM) qui fonctionnent selon une technologie novatrice ayant une capacité de transport de la puissance thermique pouvant atteindre 10MW.m, dépassant ainsi la limite des performances de toutes les technologies développées.

Le travail de la présente thèse s'inscrit dans le cadre du projet collaboratif FUI THERMOFLUIDE-RT lancé en 2013. Le but général est d'étudier la faisabilité d'un nouveau système de refroidissement de l'électronique embarquée sur objet volant (missile, satellite, avion).

Ledit projet s'effectue en collaboration avec de grands groupes (**Zodiac DS, Safran Hispano, MBDA**), des PME (**AER, ATMOSTAT, ControlSys**) et cinq laboratoires (**CRISTAL** : Centre de Recherche en Informatique Signal Automatique de Lille), le **LML** (Laboratoire de Mécanique de Lille), le **LEGI** de Grenoble, le **LMT ENS Cachan** ainsi que le **CEA-Liten** de Grenoble.

Les principaux objectifs des travaux de thèse sont les suivants :

- Participer au développement et à la mise au point de l'évaporateur équipant la boucle diphasique et constituant une des pièces maitresses de celle-ci.

- Participer dans l'instrumentation du banc en capteurs de température, de pression et de débit.
- Contribuer plus précisément à l'étude théorique et expérimentale de la boucle diphasique à pompage mécanique tout en accordant un intérêt particulier à la dynamique de ce système. Ceci permet de prévoir l'efficacité thermo hydraulique de la boucle à partir de ses paramètres mécaniques et fluidiques, de réaliser l'étude des problèmes de régimes transitoires et d'instabilités, et de proposer un outil pour le dimensionnement des composants de la boucle en fonction des niveaux de puissance thermique à évacuer et du fluide caloporteur choisi.

Dans le premier chapitre la problématique de base et le contexte industriel du sujet traité sont présentés. Un ensemble de solutions de refroidissement est rappelé en vue de mettre en avant les avantages et les limites de chaque alternative. Ceci permet d'introduire plus en détail la solution retenue, celle des BFDPM. Les objectifs de la thèse, les moyens théoriques et expérimentaux utilisés pour y parvenir sont enfin décrits ainsi que la stratégie de travail.

Le second chapitre est dédié à la description détaillée du banc expérimental développé au cours de la thèse en coopération avec les entreprises Atmosstat et Controlsys et qui sert de support pour la validation de l'ensemble des travaux de modélisation.

Ensuite, les **trois chapitres** qui suivent sont consacrés à l'étude théorique et expérimentale approfondie de chaque équipement de la boucle: le pressuriseur, le condenseur à plaques brasées et l'évaporateur à mini-canaux. Chacun de ces chapitres démarre par une définition succincte de la technologie du composant, un état de l'art sur les travaux de modélisation et les corrélations du coefficient d'échange thermique et des pertes de charge. Une seconde partie du chapitre décrit en détail les phénomènes complexes et les équations constituant les éléments bond graphs du modèle dynamique développé. Une troisième partie est réservée à la validation du modèle bond graph où les résultats de la simulation sont confrontés aux mesures expérimentales issues des essais.

Un **dernier chapitre** récapitule les travaux de mise en connexion de l'ensemble des modèles dynamiques développés et validés séparément. Le modèle dynamique global complet est alors validé à l'aide du banc d'essai décrit dans le premier chapitre.

En conclusion, un récapitulatif de l'ensemble des apports scientifiques est effectué. Les principales conclusions occasionnées par la présente contribution sont synthétisées avant de clôturer le manuscrit par la description de points qui méritent un approfondissement à court ou moyen terme.

Chapitre I. Contexte de l'étude et objectifs de la thèse

Ce premier chapitre a pour vocation de décrire la problématique du refroidissement et présente un tour d'horizon des solutions mises au point pour faire face aux problèmes de gestion de la chaleur émise par l'électronique de puissance. Une seconde partie est consacrée à une présentation sommaire de la boucle diphasique pompée étudiée ainsi qu'à ses raisons d'être. Enfin, la feuille de route du présent travail est exposée.

I.1 Contexte général de l'étude

I.1.1 Problématique

Les appareils électriques et électroniques sont une partie intégrante de la vie quotidienne, les besoins et les demandes de ces équipements sont sans cesse en augmentation. Par conséquent, les dispositifs sont de plus en plus puissants et pratiques (plus petits et plus légers) et le nombre de leurs fonctionnalités est en constante augmentation.

Dans cette optique, Gordon Earle Moore un des trois fondateurs d'Intel, annonce déjà en 1965 (Gordon 1965) sa loi prédictive dans le domaine de l'électronique de puissance. Appelée aussi première loi de Moore, cette loi indique que *pour une même surface occupée, le nombre de transistors des microprocesseurs sur une puce en silicium double, tous les deux ans depuis l'apparition du premier microprocesseur (Intel 4004) en 1971 qui renfermait déjà 2300 transistors, voir Figure I.1. En 1975, Moore met à jour sa prédiction et affirme que le nombre de transistors double chaque 18 mois jusqu'en 1995 où l'augmentation serait susceptible de doubler tous les deux ans. L'histoire montre que les prédictions de Moore, bien qu'elles ne soient pas une réelle loi physique, se révèlent acceptables comme le montre la Figure I.1 (a). Selon la Figure I.1 (b), la densité volumique de puissance dissipée par effet Joule est quadruplée en moyenne tous les quatre ans, prévoyant ainsi des valeurs qui pourraient atteindre 100 W/cm^3 à l'arrivée de 2020.*

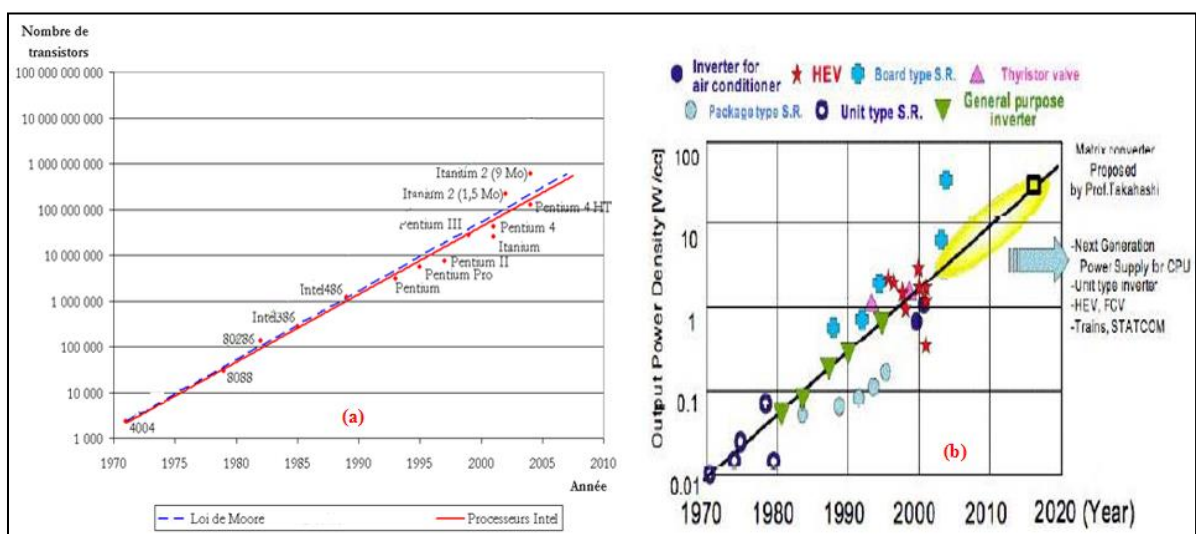


Figure I.1: (a) Evolution réelle du nombre de transistors dans les microprocesseurs (courbe rouge), comparée à l'évolution prédite par Moore (courbe bleue) (Gordon 1965). (b) Densité de puissance dissipée par les convertisseurs. SERIN(Serin 2007).

I.1.2 Nécessité d'une gestion thermique

La miniaturisation des dispositifs électroniques conjointement avec l'augmentation du nombre de composants d'un circuit intégré dans une puce électronique induit naturellement des densités de puissance par effet Joule. Par ailleurs, un fonctionnement optimal d'un équipement électronique est fortement lié aux variations de sa température de jonction¹; à titre d'exemple, la température de jonction d'une puce électronique en silicium ne doit pas dépasser 125 °C, sinon la puce connaît un dysfonctionnement (Kebdani et al. 2015).

Les densités de puissances toujours en hausse favorisent grandement la montée en température du composant électronique, une température qui lorsqu'elle dépasse une certaine limite le circuit électronique se trouve endommagé. L'évacuation des flux de chaleur deviennent alors une obligation si l'on veut pousser les limites des modules électriques et pouvoir parler demain d'un avion tout électrique par exemple.

Pour pallier à cette problématique qui occupe les chercheurs depuis plus d'un siècle, un large éventail de systèmes de refroidissement est aujourd'hui disponible pour répondre aux exigences de refroidissement pouvant varier selon les applications envisagées. Nous proposons dans la section suivante d'en présenter un certain nombre, leur fonctionnement, avantages et limites.

I.2 Principaux systèmes de refroidissement

I.2.1 Classification des systèmes d'évacuation de chaleur

L'objectif de la présente section est de citer succinctement les propriétés générales des principaux dispositifs de refroidissement. La liste proposée ne se veut pas exhaustive; par contre, sur le plan fonctionnel, elle englobe toutes les technologies aujourd'hui testées et approuvées. Pour commencer, une étude bibliographique (Delalandre 2006), (Lachassagne 2010), (Sobierska 2009) atteste que la littérature scientifique n'informe pas sur l'existence d'une classification universelle absolue qui constitue un consensus entre tous les acteurs scientifiques et industriels. Ceci reflète la grande complexité contenue dans le fonctionnement de tels systèmes. On peut parler d'un refroidissement direct ou indirect, monophasique ou diphasique, capillaire ou avec pompe.

➤ Refroidissement indirect

On parle d'une évacuation indirecte de la chaleur quand le liquide de refroidissement se trouve séparé de la microélectronique et des puces à refroidir. Le matériau de séparation est constitué d'un substrat sur lequel les puces sont accolées. Le transfert de chaleur se réalise alors par voie de conduction thermique comme le montre le schéma gauche de la Figure I. 2.

➤ Refroidissement direct

Dans ce cas de figure, les composants électroniques sont directement plongés dans le liquide de refroidissement. Aucune séparation physique n'existe entre ces puces et le fluide caloporteur. Ceci signifie que l'évacuation de la chaleur s'effectue sans intervention de résistance due à la conduction thermique comme le montre le schéma droit de la Figure I. 2. De ce fait, les échanges thermiques se trouvent améliorés. Des travaux qui visent la caractérisation de ce type de refroidissement remontent aux années 1960 (Simons 1996).

¹ Température de jonction : température moyenne du module électronique.

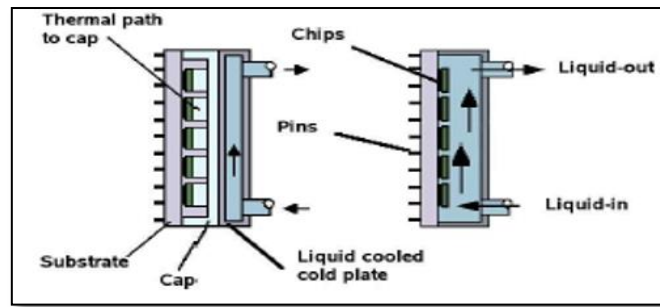


Figure I. 2: Refroidissement par immersion indirecte (à gauche) et directe (à droite) des puces électroniques (Simons 1996).

➤ Refroidissement monophasique

Le principe de refroidissement monophasique peut être basé sur l'un des deux types de convections : naturelle (libre) ou forcée.

Refroidissement par convection naturelle (systèmes passifs)

Le mouvement de fluide se produit d'une manière naturelle (convection naturelle), l'énergie est transportée par un mode de transfert conducto-convectif. Dans de tels systèmes, les concepteurs tentent d'utiliser la conduction et le rayonnement en tant que principaux modes de transfert de chaleur afin de maximiser le transport thermique. Des plaques conductrices supplémentaires et/ou puits de chaleur peuvent être introduites entre la surface active de l'évaporateur et les puces électroniques en vue d'homogénéiser la répartition de chaleur. La convection naturelle de l'air (largement utilisée pour refroidir les ordinateurs) est la solution la plus simple de ce type de systèmes passifs. Cependant, elle ne peut être utilisée que dans des applications impliquant de faibles flux de chaleur. Les coefficients de transfert de chaleur typiques de la convection naturelle de l'air peuvent varier entre 5 à 12 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

Refroidissement par convection forcée (systèmes actifs)

Le mouvement du fluide est provoqué par une source extérieure (un ventilateur pour l'air ou une pompe dans un système de refroidissement utilisant un fluide). La convection forcée monophasique assure un coefficient de transfert de chaleur 5 à 12 fois plus élevé (par rapport à la méthode de convection naturelle), mais avec des frais supplémentaires pour des ventilateurs ou des pompes.

➤ Refroidissement diphasique

En raison des quantités importantes de chaleur latente nécessaire pour la vaporisation, les systèmes de refroidissement à deux phases assurent des densités de puissance plus élevées.

➤ Autres voies possibles de classification des systèmes de refroidissement

Une étude sommaire de l'ensemble des systèmes de refroidissement existant nous permet de les classer selon les trois grandes catégories suivantes :

- Une première classe des systèmes diphasiques où les deux phases liquide et vapeur n'entrent jamais en contact direct.
- Une seconde classe permet de distinguer les systèmes selon la nature des forces mises en place pour mettre en mouvement le fluide frigorigène (pompe, capillarité, convection naturelle ...).
- Une troisième classe peut être étroitement liée aux dimensions des canaux mis en place (selon que l'on adopte des micro/mini ou macro canaux les performances ne sont pas les mêmes).

I.2.2 Exemples de principaux systèmes de refroidissement

➤ Systèmes de refroidissement traditionnels : Radiateur à ailettes

Le refroidissement des dispositifs électroniques basé uniquement sur des échanges par convection et par rayonnement naturel est destiné à des puissances qui demeurent faibles. En effet le coefficient d'échange thermique reste faible : 5 à $12 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Afin de gérer des puissances thermiques plus élevées, il faut augmenter la surface d'échange entre le système de refroidissement et l'environnement extérieur (multiplication des ailettes en aluminium, cuivre). Les radiateurs à ailettes, Figure I. 3(a), possèdent déjà des coefficients d'échange pouvant atteindre $300 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Toujours dans le souci d'évacuer des densités de puissance plus importantes, il est intéressant de mettre en circulation l'air environnant le dispositif électronique par le biais d'un ventilateur Figure I. 3(b). Ainsi, le coefficient d'échange est nettement amélioré et peut atteindre $2000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Toutefois, ce dernier reste limité à cause de la faible conductivité thermique de l'air. Aussi, de tels refroidisseurs conventionnels demeurent incapables de gérer des flux qui dépassent $15 \text{ W}\cdot\text{cm}^{-2}$, de plus, ils ne sont pas sans inconvénients : encombrement, faible performance et risque d'encrassement du radiateur.

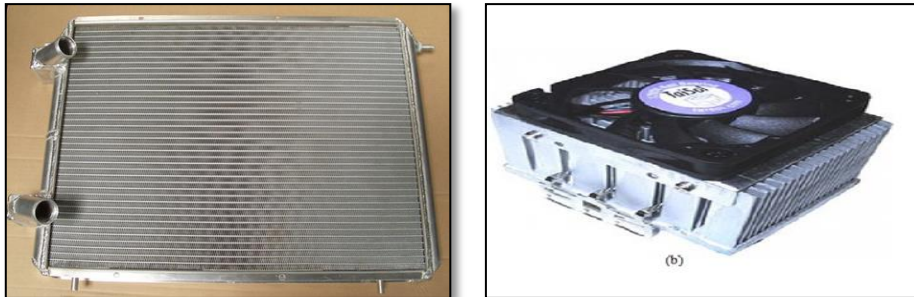


Figure I. 3: Systèmes de refroidissement a) convection naturelle (Pcworld), b) convection forcée (Radiasoudure).

➤ Thermosiphons

La Figure I. 4 montre le principe de fonctionnement d'un thermosiphon. Un tel système est composé de trois éléments : un évaporateur occupant la partie inférieure, une zone adiabatique et un condenseur placé dans la partie supérieure. La vapeur générée au niveau de l'évaporateur monte naturellement (densité faible) vers le condenseur où elle se condense, un film de liquide (condensat) épouse alors les parois et se trouve attiré vers le bas sous l'effet de la gravité. Ce dispositif est réputé simple et économique. Ce sont les raisons pour lesquelles il est très utilisé mais dans des applications exclusivement terrestres où l'on assure une position de l'évaporateur constamment en dessous du condenseur. Les thermosiphons font l'objet de nombreuses investigations parmi lesquelles on peut citer par exemple celle de Grimley (Grimley et al. 1988).

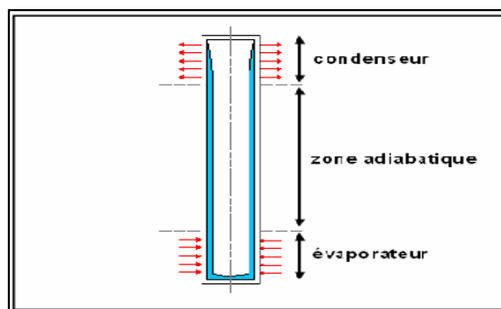


Figure I. 4: Schéma d'un thermosiphon.

➤ **Boucles fluidiques**

• **Boucles fluides monophasiques (liquide) à pompage mécanique. BFMPM.**

La faible conductivité thermique de l'air est un obstacle devant une bonne performance des systèmes de refroidissement basés sur la convection naturelle ou forcée. Ceci conduit naturellement à la conception de systèmes remplaçant l'air par un liquide piégé dans un circuit fermé. Il s'agit de l'exploitation de la convection forcée d'un liquide dont le coefficient d'échange thermique peut atteindre $10^5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

La boucle fermée est directement vissée sur la plaque électronique comme le montre la Figure I. 5. A l'intérieur de la boucle, un liquide caloporteur monophasique est mis en circulation forcée par l'intermédiaire d'une mini-pompe. Le mouvement du fluide permet d'extraire la chaleur au niveau du composant électronique et de l'acheminer vers une source froide (radiateur, condenseur) où elle est dissipée vers l'extérieur de la boucle (Kebdani et al. 2015).

Notons que ce système de refroidissement actif demeure très performant, et un choix judicieux du fluide caloporteur marque davantage cette performance. Toutefois, la présence obligatoire d'une pompe (pièces mécaniques en mouvement) est susceptible d'engendrer des problèmes de fiabilité, d'autonomie, et de consommation énergétique.

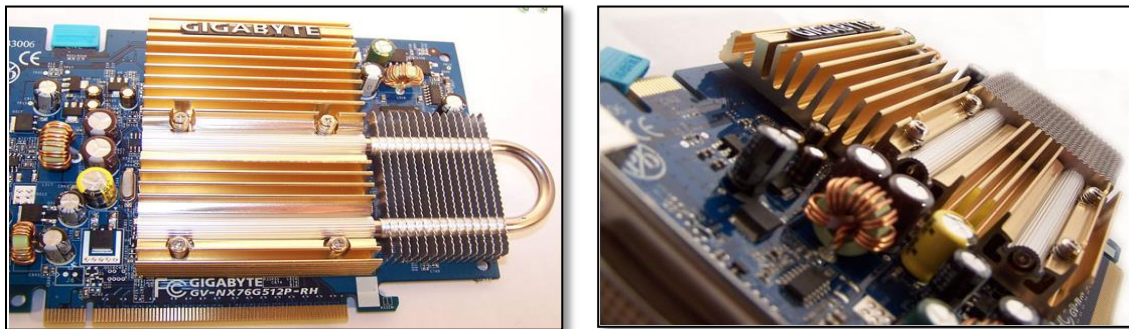


Figure I. 5: Implantation d'une boucle de refroidissement dans son environnement électronique (Ginjfo).

• **Boucles fluide diphasiques à pompage capillaire. BFDPC.**

Les BFDPC ont été initialement développées dans les années soixante-dix dans le cadre des programmes spatiaux afin d'évacuer des densités de flux de plus en plus importantes. Le principe de la boucle fluide diphasique est basé sur l'exploitation de la chaleur latente de vaporisation d'un fluide pour transporter la puissance thermique et dissiper l'excès d'énergie en vue de maintenir une température d'électronique constante. Les BFDPC sont marquées par la séparation nette des écoulements de la phase liquide et vapeur. Le fluide caloporteur est naturellement mis en mouvement au sein de la boucle (effet de capillarité) ce qui permet de limiter tout effort de maintenance. Une autre particularité de ce système de refroidissement réside dans la présence d'un pressuriseur régulé en température. Cette pièce maîtresse permet d'imposer la pression dans toute la boucle, en particulier dans l'évaporateur et par voie de conséquence la température de changement d'état du liquide (Kebdani (a) et al. 2016).

La Figure I. 6 illustre la technologie des BFDPC et montre la configuration de ses différents composants : deux échangeurs (un évaporateur et un condenseur), des conduites donnant à la boucle une souplesse architecturale, un réservoir diphasique (pressuriseur), un isolateur enfermant un filtre qui sert, d'une part, à protéger l'évaporateur contre les résidus contenus dans le fluide, d'autre part à empêcher l'émergence d'éventuelles bulles de vapeur ou gaz non condensables dans l'évaporateur. Dans le cas contraire, ce dernier serait exposé au désamorçage.

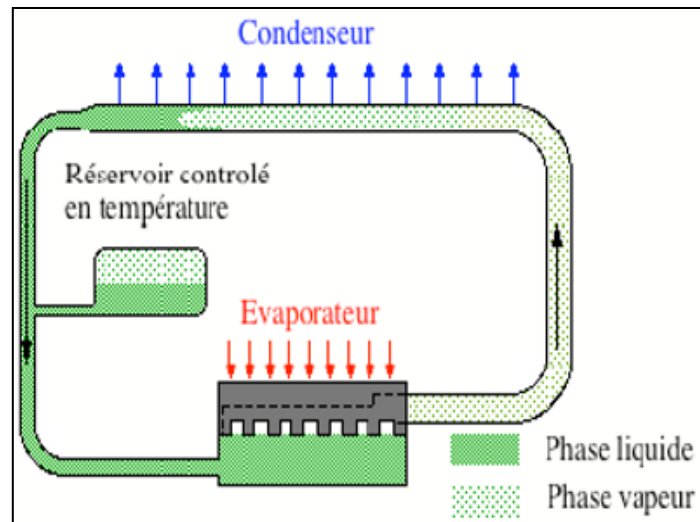


Figure I. 6: Schéma de principe de fonctionnement d'une BFDPC.

Le système possède les avantages principaux des caloducs classiques. En plus, en raison de l'architecture et des propriétés particulières de la structure capillaire de l'évaporateur, les BFDPC sont capables de transporter efficacement la chaleur sur des distances de plusieurs mètres avec une orientation quelconque dans le champ de gravité ou sur plusieurs dizaines de mètres dans une position horizontale. A titre d'exemple, le produit de la puissance acheminée par la distance peut atteindre aisément 50000 Wm alors que pour un caloduc cette valeur ne dépasse pas 1500Wm.

Cependant, un problème de fiabilité potentielle peut empêcher leur fonctionnement. Si des bulles de vapeur ou de gaz non condensables existent dans la conduite de retour du liquide, le pompage capillaire peut être obturé, la pression et la température montent dans l'évaporateur, l'assèchement prend place et l'électronique de puissance se trouve endommagée.

- **Deux variantes des boucles fluides diphasiques à pompage capillaire.**

La classe des boucles fluides diphasiques à pompage capillaire se subdivise, à son tour, en deux sous-catégories développées parallèlement dans le monde. Aux Etats-Unis: les CPL (Capillary Pumped Loop), figure I.7 (a), développées par Stenger en 1966, Muraoka (1998), et en Russie, les LHP (Loop Heat Pipe), figure I.7 (b), conçus par Gerasimov et Maydanik en 1975, Wang et al. (2005). La seule différence entre les deux architectures réside dans le positionnement du réservoir par rapport à l'évaporateur. Cette différence peut paraître minime, mais les conséquences fonctionnelles engendrées sont cruciales. Dans les CPL, le réservoir est légèrement déporté de la ligne liquide en amont de l'évaporateur, tandis que dans les LHP, le réservoir est intégré directement dans l'évaporateur, formant ainsi une liaison thermo-hydraulique. Autrement dit, le fluide caloporteur est directement pompé, par capillarité, dans le réservoir sans l'intermédiaire des conduites. Le lecteur intéressé par ces technologies peut consulter la thèse de Lachasagne (Lachasagne 2006).

Selon Kirshberg (Kirshberg et al. 2000), les flux de chaleur pour une CPL sont de l'ordre de 125000 W/m².

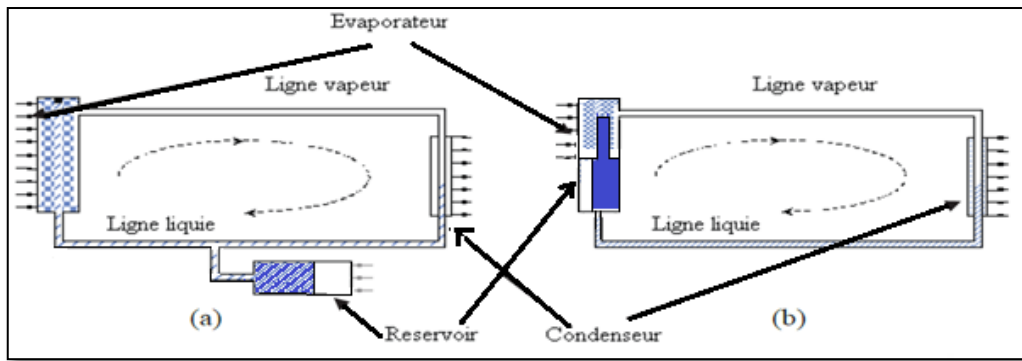


Figure I. 7: Boucles diphasiques à pompage capillaire (a) CPL, (b) LHP.

- **Boucles fluides diphasiques à pompage mécanique. BFDPM.**

La BFDPM est composée des éléments suivants : un évaporateur, un condenseur, un réservoir, des conduites et une pompe. Le système illustré en Figure I. 8 est une fusion des deux technologies : BFMPM et BFDPC. En effet, le fluide frigorigène est entraîné à l'intérieur du circuit par une pompe comme dans les BFMPM. Sous l'effet de la chaleur absorbée au niveau de l'évaporateur, le fluide caloporteur atteint son état de saturation et subit un changement de phase comme dans les BFDPC.

Description du fonctionnement :

La source dissipative nécessitant un contrôle thermique est accolée sur la face active de l'évaporateur. Cette source chaude dissipe (par conduction) sa chaleur dans le matériau de l'évaporateur qui monte en température et transfère à son tour son énergie au fluide caloporteur. Le fluide monte progressivement en température jusqu'à atteindre une valeur dite de « pression de vapeur saturante ». A ce moment, le fluide s'évapore (change d'état) et refroidit localement son environnement. La vapeur s'échappe via une canalisation vers le condenseur où elle se refroidit et se condense. Une fois liquide, elle est ramenée à l'évaporateur par la pompe. Le cycle peut reprendre.

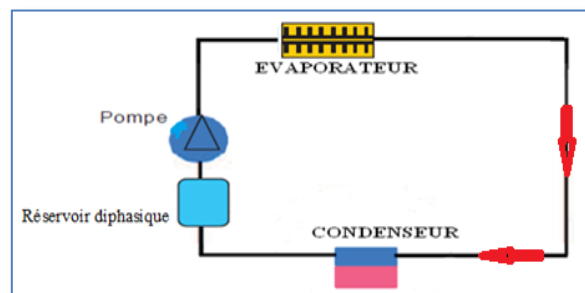


Figure I. 8: architecture d'une boucle diphasique à pompage mécanique.

➤ **Caloducs**

Le mot « Caloduc » est d'origine latine, il est composé de deux mots, « Calor » pour chaleur, et « Ductus » qui signifie conduite, désignant ainsi un système mécanique dont l'objectif est de conduire la chaleur d'une source chaude vers une source dissipative (source froide).

Un caloduc se compose de trois sections comme le montre la Figure I. 9 : un évaporateur, une section adiabatique et un condenseur, le tout se présente sous la forme d'un mono tube fermé. Les caloducs sont des systèmes passifs car il n'y a aucune pièce mécanique en mouvement (pompe), leurs capacités à évacuer et à transporter des quantités de chaleur remarquables sont

des critères qui font des Caloducs un des systèmes de refroidissement les plus performants à l'époque des années soixante-dix.

En travaillant sur des problèmes de génération d'électricité dans l'espace, Grover (Grover et al. 1964) a mis en place pour la première fois une application des caloducs. Ce dernier fonctionnait à des températures très importantes avoisinant 827 °C, le fluide frigorigène enfermé dans l'enceinte adiabatique était le Sodium, les puissances injectées étaient de l'ordre de 1kW.

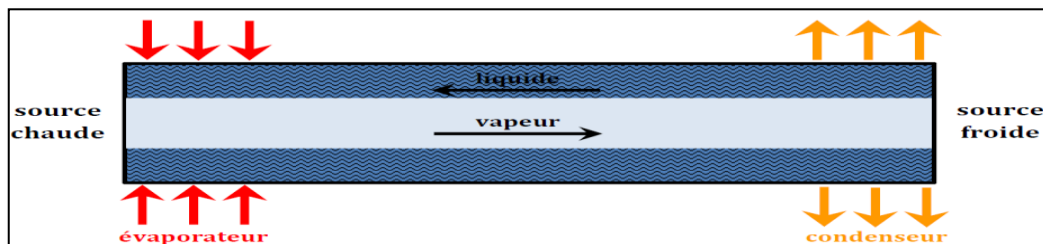


Figure I. 9: Schéma de fonctionnement d'un caloduc.

Principe de fonctionnement

Le fonctionnement d'un caloduc repose, d'une part, sur la circulation naturelle et permanente d'un fluide caloporteur judicieusement sélectionné, qui se trouve piégé au sein d'une enceinte hermétiquement fermée. D'autre part, le changement de phase que subit ce fluide est un processus qui favorise un transfert d'énergie très efficace, permettant ainsi d'évacuer le maximum de chaleur de l'évaporateur vers la source froide. En effet, l'extrémité du caloduc mise en contact avec la source chaude monte en température, le liquide de refroidissement chauffe simultanément jusqu'à atteindre sa température d'ébullition. Le liquide se vaporise tout en emmagasinant l'énergie disponible au niveau de l'évaporateur. Le mélange liquide/vapeur est propulsé par la gravité ou la capillarité, il suit son chemin vers un dissipateur thermique positionné à l'autre extrémité du caloduc (condenseur), où il se condense et devient liquide. Lors du processus de la condensation, le mélange diphasique libère l'énergie qu'il renferme sous forme de chaleur puis revient à sa position de départ. Ainsi, le fluide frigorigène a pour mission principale de transférer l'énergie disponible au niveau de la source chaude vers une source froide. Ce transport de flux de chaleur est assuré par la chaleur latente de changement de phase des fluides caloporteurs. Les conductivités thermiques utilisées dans les caloducs sont beaucoup plus élevées (100 à 1000 fois) que celles des métaux traditionnels tels que le cuivre et l'aluminium.

➤ Micro caloducs

Le refroidissement par micro-caloduc fait l'objet de plusieurs programmes de recherche dont on peut citer à titre d'exemple : (Scott 1963), (Whalley 1996), un projet européen impliquant les laboratoires CETHIL (Lyon, France) et l'IKE (Stuttgart, Allemagne)... Le micro-caloduc dont une photographie est présentée en Figure I. 10 (a) peut avoir des sections ayant un diamètre hydraulique inscrit entre 10 et 1000 μm . La section est dotée d'une forme géométrique particulière (arêtes aiguës) comme l'illustre la Figure I. 10 (b), le retour du liquide contenu dans ces arrêtes se fait par les forces de capillarité. Par ailleurs, Cotter (Cotter 1984) définit un micro-caloduc comme étant un système dont la section traversée par le fluide est d'un diamètre hydraulique équivalent au rayon de courbure de l'interface liquide/vapeur. Cotter affirme que c'est ce dernier qui fixe le niveau de gradient de pression indispensable pour le pompage capillaire. Ces affirmations annoncent une physique des micro-caloducs sophistiquée.

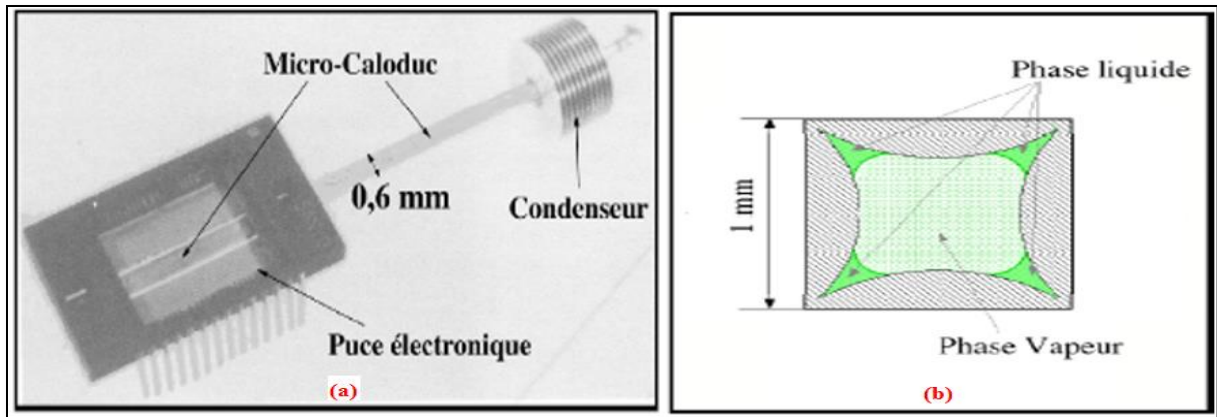


Figure I. 10: (a) Photo d'un micro-caloduc (ITOH R et D) (b) : Section transversale d'un micro-caloduc.

➤ Caloduc oscillant

Un caloduc oscillant est un long tube de petit diamètre (aucune structure capillaire à l'intérieur) avec plusieurs courbures comme l'indique la Figure I. 11.

Ce type de refroidisseur peut être monté soit en boucle fermée (les deux extrémités du tube sont reliées les unes aux autres), ou en boucle ouverte (les extrémités du tube sont fermées mais non reliées) (Khandekar. 2004). Le tube est rempli en liquide caloporteur. Lors du chauffage de l'évaporateur, une oscillation de bulles et de bouchons de liquide se produit entre l'évaporateur et le condenseur. De cette façon, l'énergie thermique est transportée principalement sous forme de chaleur sensible du côté chaud vers le côté froid.

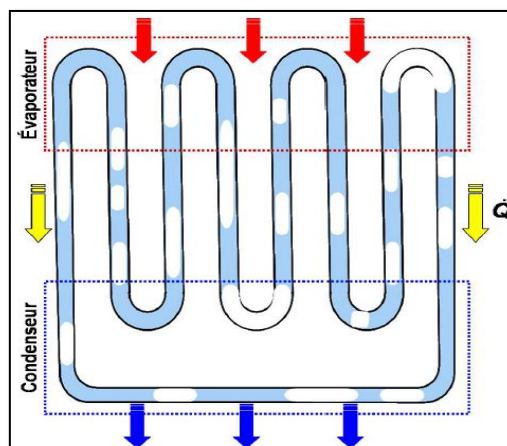


Figure I. 11: Schéma de principe d'un caloduc oscillant.

➤ Micro-canaux parallèles

Une boucle fermée contenant un évaporateur à micro-canaux, une micro-pompe et un réfrigérant, peut être performante, très compacte et relativement peu coûteuse. La structure de micro canaux peut exister soit sous forme d'un paquet de canaux parallèles ou une structure fractale (à chicane) ou toute autre forme souhaitée (Chen & Cheng 2002). La section transversale des canaux peut avoir une forme triangulaire, trapézoïdale, rectangulaire etc...

Le système des canaux parallèles, appelé aussi multicanaux, est couramment investigué en fonctionnement monophasique et diphasique (Bowers & Mudawar 1994). Lors de l'ébullition dans les micro-canaux, le réfrigérant est pompé à travers un réseau de canaux fixés sur la

surface chaude de l'électronique à refroidir. Les flux de chaleur extraits peuvent être de l'ordre de 100 W/cm^2 ou même plus (Bowers & Mudawar 1994). Il s'avère que la distribution du fluide de travail dans les mini-canaux est source de problème. En effet, le niveau de distribution impacte directement le degré de performance du système.

➤ **Ebullition en vase**

Le refroidissement dans un vase clos est l'exemple le plus simple des technologies de refroidissement diphasique. L'ébullition du liquide frigorigène se produit directement au niveau de la surface chaude de l'électronique immergée dans un fluide diélectrique contenu dans une enceinte fermée et contrôlée en pression. Le coefficient de transfert de chaleur est d'environ 10 à 50 fois plus élevé que celui obtenu en convection forcée monophasique et ce avec le même fluide de travail (Chu 1999).

➤ **Refroidissement par jet de liquide**

Ce type de refroidissement, voir Figure I. 12 (gauche) fonctionne avec des jets de liquide appliqués sur la surface chaude garantissant ainsi un moyen extrêmement efficace pour dissiper des quantités importantes de flux de chaleur. En effet, il est possible d'évacuer des densités de flux thermique pouvant être de l'ordre de $7 \cdot 10^5 \text{ W/cm}^2$. Le liquide éjecté contre la surface à refroidir forme au niveau de celle-ci une couche limite thermo-hydraulique, et des coefficients de convection de l'ordre de $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ ont été déjà obtenus (Incropera & DeWitt 2002). Par ailleurs, les performances de tels systèmes sont sensibles à la géométrie du jet, au nombre de Reynolds, le confinement et de la distance entre le jet et les puces électroniques (Vader et al. 1995). De plus, la nécessité d'une boucle de recirculation, le contrôle de la vitesse du jet, la possibilité de corrosion de la surface et de l'encrassement de la buse sont des exemples d'inconvénients majeurs.

➤ **Refroidissement par pulvérisation**

Il s'agit d'une autre variante de refroidissement par jet, voir Figure I. 12 (droite). Elle permet d'obtenir une distribution de température de l'électronique uniforme et d'éviter la corrosion de la surface de contact. Le fluide caloporteur est appliqué à la surface chaude avec une vitesse faible. Une formation suivie d'une évaporation du film liquide mince est alors observée.

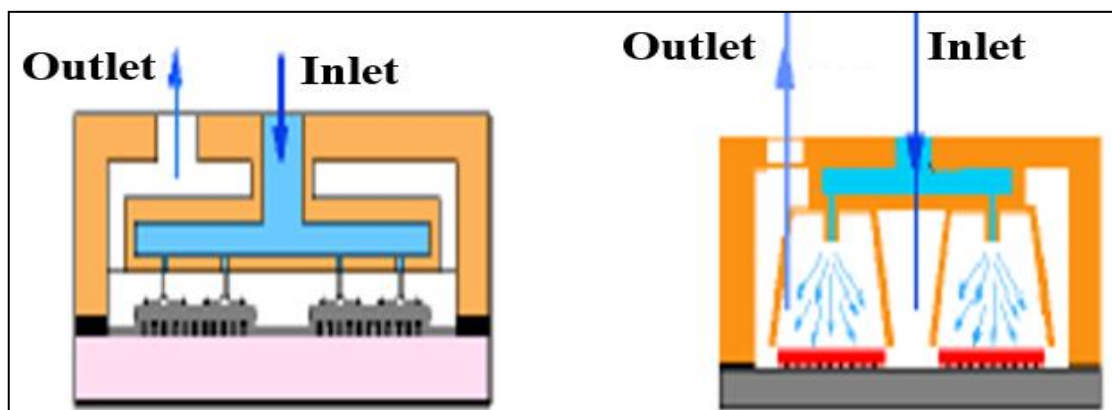


Figure I. 12: refroidissement par jet de liquide (gauche), refroidissement par pulvérisation(droite) (Azar 2003).

Bilan

En résumé, vu les systèmes de refroidissement ci-haut présentés, il apparaît que les méthodes basées sur la convection naturelle possèdent l'efficacité de refroidissement la plus basse, mais d'autre part ils sont caractérisés par un faible coût, la simplicité et la fiabilité.

Un flux de chaleur de niveau modéré peut être extrait à l'aide d'une technologie axée sur la convection forcée monophasique, mais avec des coûts supplémentaires liés au ventilateur ou à la pompe.

Enfin, le meilleur refroidissement peut être obtenu en ayant recours à des technologies impliquant le changement de phase du fluide frigorigène.

I.3 Solution retenue et démarche

I.3.1 Pourquoi les BFDPM ?

En effet elles constituent la technologie la plus performante en termes de capacité de transport de puissance thermique comme le montre la Figure I. 13. Elles sont capables d'évacuer à hauteur de 10 MW.m tout en ayant un encombrement volumique et massique faible. Dotées d'une architecture modulable, elles sont aisément implantées dans des espaces particulièrement encombrés. Malgré ces atouts, il est curieux de constater que la littérature scientifique les traite très peu, et ne les aborde que superficiellement. D'où le grand intérêt qu'elles suscitent auprès de l'ensemble des grands groupes partenaires impliqués dans le projet FUI dans lequel s'inscrit cette thèse (Kebdani et al. 2015) et (Turki et al. 2015).

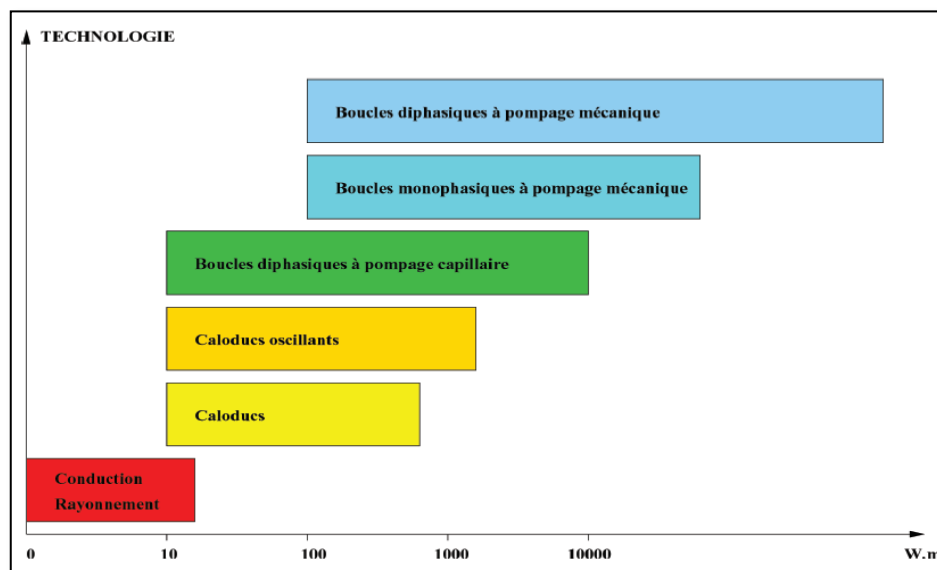


Figure I. 13: Performances des technologies de refroidissement LACHASSAGNE (2006).

I.3.2 Le fluide caloporteur : Pourquoi de l'eau ?

Divers fluides sont utilisés pour le refroidissement de l'électronique de puissance. Il existe plusieurs agents de refroidissement (à la fois diélectrique et non-diélectrique) disponibles dans le commerce. Cependant, la sélection du meilleur liquide de refroidissement pour une application particulière nécessite une bonne compréhension de toutes les caractéristiques et des propriétés thermo-physiques de ces fluides. Voici une liste de quelques raisons faisant de l'eau un bon refroidisseur :

- Bonnes propriétés thermo-physiques (conductivité thermique et chaleur spécifique élevées; faible viscosité; chaleur latente d'évaporation élevée pour les applications à deux phases).
- Température d'ébullition à la pression atmosphérique élevée (ou faible pression de vapeur à la température de fonctionnement) pour les systèmes monophasiques.
- Bonne stabilité chimique et thermique pour une longue durée de vie du système électronique.
- Point d'éclair et température d'auto-inflammation élevés (parfois la non – combustibilité est une exigence).
- Non corrosif pour les matériaux constituant les composants de la boucle.
- Contraintes réglementaires minimales (respectueux de l'environnement, non toxique, et éventuellement biodégradable).
- Economique.

Etant donné que le refroidissement étudié est indirect (l'électronique n'entre pas en contact avec le fluide), les caractéristiques du fluide deviennent un facteur important dans le choix du réfrigérant. Les bonnes caractéristiques thermiques ainsi que les avantages cités ci-dessus orientent vers le choix de l'eau comme fluide caloporteur.

La mise en place d'un modèle multi-physique capable de retranscrire le comportement dynamique d'une boucle fluide diphasique pompée est un travail dont l'accomplissement a dû passer par des étapes schématisées en Figure I. 14:

- Participation à la mise en place d'un banc expérimental et du choix d'un ensemble de capteurs de pressions, de températures et des débits. Le banc de test, représentatif de la boucle, est systématiquement sollicité en vue de valider les modèles numériques développés. Le **chapitre II** est réservé à la description de ce banc et de son instrumentation.
- Modélisation fine des cinq composants de la boucle indépendamment les uns des autres (évaporateur, condenseur, pressuriseur, pompe et conduites). La modélisation repose sur la méthode bond graph (Dauphin-Tanguy et al. 1999) et (Dauphin-Tanguy 2000). Les **chapitres III, IV et V** exposent le travail de modélisation dans son détail (état de l'art, hypothèses, phénomènes pris en compte, équation du modèle et validation).
- Chaque modèle dynamique de composant est validé seul à l'aide des résultats issus du banc d'essai. Pour ce faire, les résultats de la simulation sont confrontés aux relevés expérimentaux issus des capteurs implantés au niveau des endroits stratégiques de la boucle.
- Une fois les quatre modèles validés un par un, on procède à leur mise en connexion. Ceci permet d'aboutir à un modèle dynamique complet de l'ensemble de la boucle pompée.
- Enfin, la validation expérimentale de l'ensemble du modèle transitoire obtenu est l'objectif du dernier chapitre.

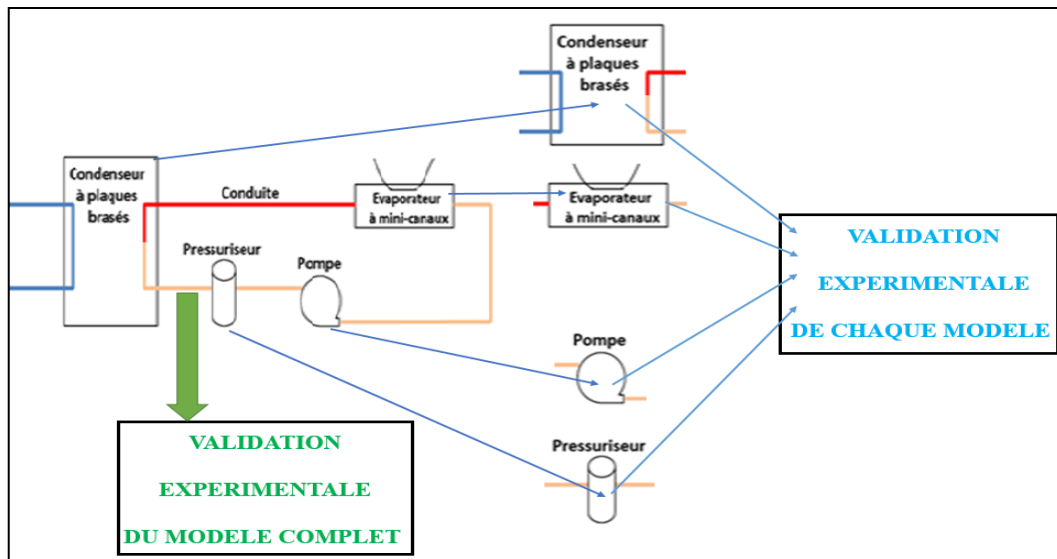


Figure I. 14: Démarche suivie en vue de valider le modèle global de la boucle diphasique pompée.

I.3.3 Pourquoi les bond graphs ?

Les systèmes thermo fluides industriels sont pluri technologiques. Leur fonctionnement fait appel de manière systématique à plusieurs domaines de la physique (mécanique, hydraulique, thermique, chimique, électrique ...). De plus, les divers domaines impliqués sont associés à un nombre de phénomènes (convection, conduction, diffusion, compressibilité, inertie ...) susceptibles de rentrer en interaction entre eux favorisant ainsi le développement d'un comportement fortement non linéaire. Cette complexité phénoménologique rend difficile, parfois impossible, le développement d'un modèle classique, basé sur des équations aux dérivées partielles, permettant de remonter au comportement dynamique du système.

L'approche bond graph est une approche appropriée aux besoins industriels évolutifs. Henry Paynter (1923-2002) affirme que « l'énergie est un (pour ne pas dire « le ») concept essentiel dans la description de l'évolution des systèmes technologiques. On le retrouve dans tous les domaines : il constitue le lien entre ceux-ci ». Ceci le conduit en 1961 à introduire le concept énergétique de « bond graph ».

Ce concept est fondé sur le principe de la conservation de l'énergie. Il permet de représenter graphiquement les transferts de puissance entre composants d'un système complexe. Constitué d'éléments passifs qui reçoivent de la puissance et la transforment en énergie dissipée (effet Joule par exemple) ou stockée, de sources actives qui modélisent l'apport de puissance et d'éléments de jonction qui transfèrent cette puissance entre composants, un modèle bond graph est une représentation graphique unifiée pour tous les domaines des sciences de l'ingénieur car basée sur le principe d'analogie entre les différents domaines de la physique.

Un modèle bond graph est un modèle dynamique, physique (les lois de conservation de la matière, de l'énergie, des quantités de mouvement y apparaissent explicitement) et causal qui permet de faire de la simulation mais aussi de l'analyse des propriétés du modèle. (Dauphin-Tanguy et al, 1999).

Le bond graph permet une modélisation adaptée aux besoins technologiques évolutifs. En effet le modèle peut être modifié par ajout ou suppression d'éléments, ce qui permet une approche de modélisation de type « bottom-up » ou « top-down ».

Concrètement, s'il faut, par exemple, modéliser des phénomènes de type dissipatif : transfert thermique, perte thermique, ou résistance hydraulique (perte de charge) il suffit alors d'incorporer un élément dissipatif R. Des phénomènes tels que le stockage de masse ou d'énergie, la compressibilité ou la capacité thermique des parois sont pris en compte par simple ajout de l'élément capacitif C. Enfin la dynamique des fluides peut amener le concepteur à s'intéresser à l'inertie du fluide (c'est d'ailleurs notre cas), ceci est pris en charge par l'élément I. Le comportement dynamique d'une boucle fluide diphasique à pompage mécanique est susceptible de connaître des modifications durant la vie de l'installation, ce qui peut être dû à plusieurs facteurs tels que le vieillissement de celle-ci, l'altération des échanges par conduction dans les conduites ou au niveau des échangeurs (encrassements)... Ces phénomènes déjà observés en pratique nécessitent un modèle doté d'une grande flexibilité et d'adaptation, le bond graph répond bien à ces besoins.

Conclusion

Nous assistons à une forte émergence de l'électronique de puissance déjà estimée en 1965 par Gordon comme étant une fonction doublée tous les deux ans. Les années à venir sont en faveur d'une électrification de plus en plus importante des équipements mécaniques. Seulement, cette électrification inévitable s'accompagne du problème de gestion thermique de l'électronique. En effet, le recours à l'électronique de puissance permet de gérer de fortes puissances électriques nécessaires au bon fonctionnement des engins mais une prise en compte thermique optimale de l'électronique (modules IGBT, MOSFET, etc...) est une nécessité qui préoccupe les acteurs industriels et notamment les grands groupes comme MBDA, Safran ...

Afin de maintenir une température de surface des modules uniforme et inférieure à la température de jonction préconisée par les constructeurs, des systèmes de refroidissement plus ou moins performants ont été présentés et discutés dans la deuxième partie du présent chapitre. Le tour d'horizon de ces systèmes nous montre que les méthodes d'extraction de la chaleur recommandées par les électroniciens et basées sur l'utilisation d'un fluide monophasique ne sont pas les meilleures en terme d'efficacité de transport de chaleur.

Toujours dans cette optique, une troisième partie rappelle que les boucles fluides diphasiques à pompage mécaniques constituent le système de refroidissement le plus performant, mais à notre connaissance aucune étude approfondie n'est à nos jours disponible. De ce fait, la technologie des BFDPM est choisie pour une meilleure appréhension de son comportement thermo hydraulique dynamique.

Enfin, une dernière partie retrace les objectifs de la thèse et présente succinctement la démarche adoptée.

Chapitre II. Description du banc d'essai et de son instrumentation

L'objectif du présent chapitre est double :

- Décrire l'architecture technique du banc de test :
 - Présentation des blocs composant le banc.
 - Technologie des différents éléments de la boucle (évaporateur, condenseur ...).
- Décrire l'architecture électrique/électronique mise en place pour le pilotage et la commande du banc ainsi qu'une présentation succincte des capteurs et leur intégration dans la boucle.

Le dispositif expérimental ainsi introduit servira de banc d'essai qui permettra, dans les chapitres suivants, de valider les modèles dynamiques développés pour chaque composant séparément. Le banc sert également à valider le modèle dynamique global de la boucle.

II.1 Présentation du dispositif expérimental

La source chaude communique sa chaleur au corps de l'évaporateur qui monte en température et transfère à son tour l'énergie au fluide. Le fluide monte en température jusqu'à atteindre une valeur dite de « température de vapeur saturante ». A ce moment, le fluide s'évapore et refroidit localement la surface d'échange. Le mélange liquide/vapeur s'échappe vers le condenseur où il se condense d'abord puis se refroidit. Une fois liquide, le fluide est ramené à l'évaporateur par la pompe. Le cycle peut reprendre.

II.1.1 Vue globale du dispositif expérimental

Le dispositif d'essai appelé « banc », visible en Figure II. 1, est composé des équipements suivants :

- Un PC permettant l'utilisation d'un outil logiciel nécessaire au déroulement des essais.
- Une armoire électrique.
- Un régulateur de pression ou pressuriseur.
- Une pompe pour la source froide.
- Un réservoir d'eau pour la source secondaire du condenseur.
- Un dispositif de remplissage.
- Une résistance chauffante pour la source chaude.
- Des capteurs (pression, température, débitmètre, flux, tachymètre).
- Une structure mécanique (profilé en aluminium) support de tous les équipements.
- La boucle diphasique.

Les éléments de la boucle diphasique présentée sur la Figure II. 2 sont :

- Un pressuriseur thermo régulé.
- Un évaporateur à mini-canaux.
- Un condenseur à plaques brasées.
- Une pompe volumétrique et des conduites.

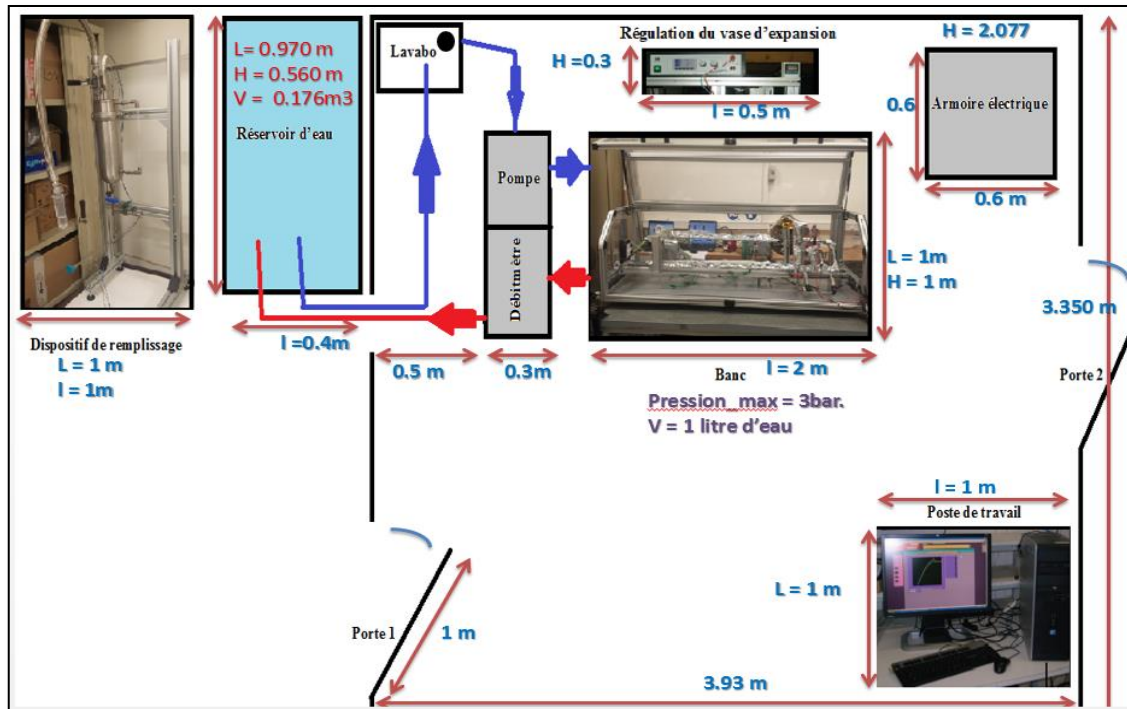


Figure II. 1: Vue d'ensemble du banc d'essai.

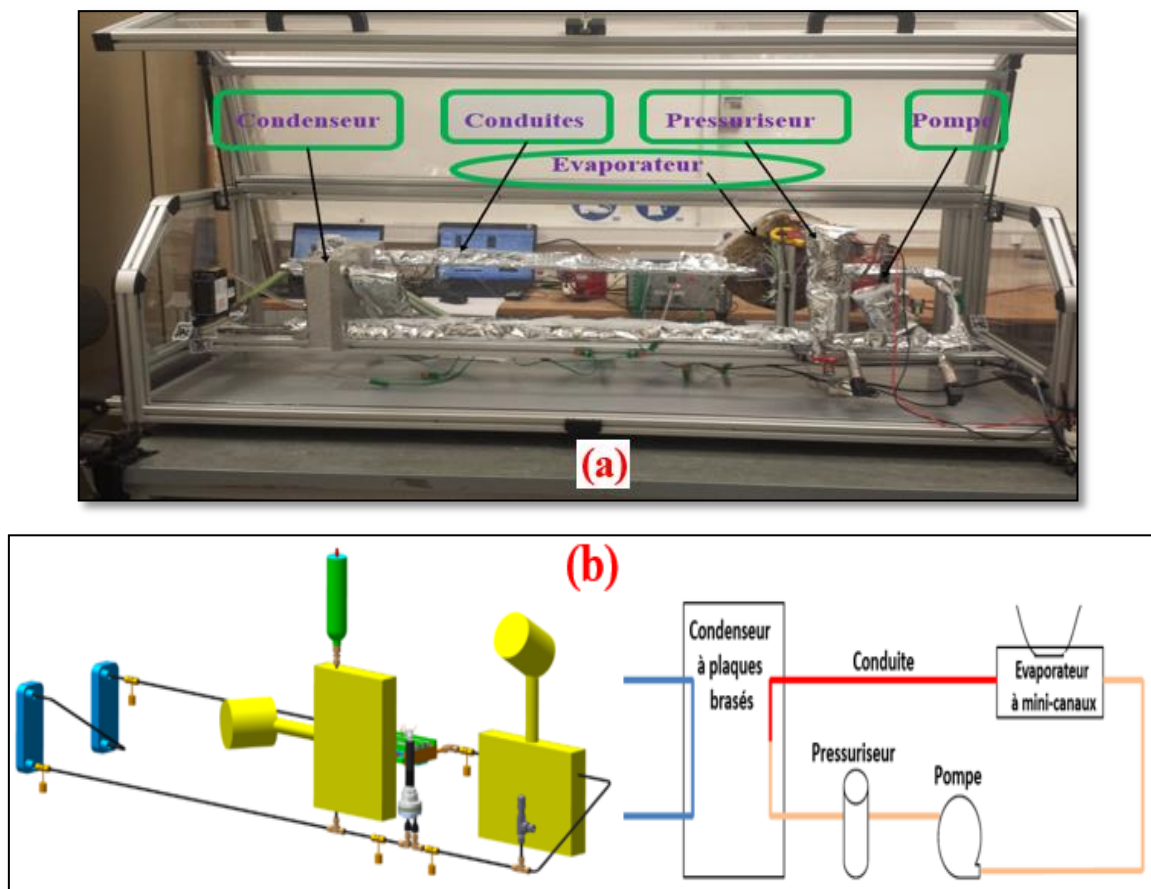


Figure II. 2: Boucle fluide diphasique à pompage mécanique BFDPM : (a) photo, (b) schéma.

Le **pressuriseur** est positionné à la verticale de la boucle afin de s'assurer que sa partie supérieure reste toujours libre pour être occupée par la vapeur. Car, c'est la pression de cette vapeur qui constitue la pression de référence dans toute la boucle.

Deux **condenseurs** équipent la boucle, ils sont montés en série du côté primaire, alors qu'ils sont connectés en parallèle du côté secondaire.

Une **pompe** volumétrique est spécialement conçue pour le projet FUI (pour une vitesse de rotation imposée, le débit est pratiquement constant quelle que soit la différence de pression aux bornes de l'organe). Cette pompe est placée en aval du pressuriseur et sert à mettre le fluide en mouvement.

Comme on peut le voir sur la Figure II. 2, la boucle est installée sur un support composé de **profilés en aluminium** pouvant changer d'architecture. Cette flexibilité modulaire et structurelle offre la possibilité d'étudier les performances de la boucle dans différentes configurations plausibles. En ce qui concerne le travail mené dans le cadre de cette thèse, nous avons maintenu, pour l'ensemble des essais, une seule configuration : celle de la Figure II. 2.

II.1.2 Le pressuriseur

Le pressuriseur dont on peut voir une photographie en Figure II. 3 est conçu à partir d'un cylindre en inox 316L de référence 316L-HDF4-300, à double extrémité, issu du fabricant Swagelok. Sa pression nominale de service est donnée pour 124 *bar*. Ce cylindre a ensuite été usiné :

- En partie supérieure pour pouvoir accueillir un plateau support possédant deux doigts de gant qui logent :
 - Une cartouche chauffante de : 6,5 *mm* pour la régulation thermique de la partie liquide contenue dans la partie basse du pressuriseur.
 - Un thermocouple pour mesurer la température instantanée du fluide.
- A l'autre extrémité du pressuriseur pour pouvoir accueillir un réducteur qui permet de raccorder le pressuriseur avec la boucle fluide.

La cartouche chauffante ainsi que les thermocouples sont reliés à l'électronique de gestion de la boucle conçue et réalisée par la société Controlsys. Le diamètre du cylindre est de 61.8 *mm* sa hauteur est de 220 *mm* comme le montre le plan de la Figure A. 3. Le pressuriseur est connecté à la boucle à travers une conduite en acier inox 316 ayant une hauteur de 25 *cm* avec 6 *mm* pour diamètre intérieur.

Le rôle ainsi que le fonctionnement de cette pièce maîtresse est abordé en détails dans le chapitre III entièrement consacré à l'étude de ce composant. Une régulation en température est assurée par un système de régulation visible en Figure II. 4 et composé des éléments suivants :

- Un thermocouple plongé dans le liquide contenu dans le pressuriseur.
- Un régulateur PID relié au capteur de température.
- Une alimentation de puissance commandée par l'intermédiaire du PID.
- Une cartouche chauffante ayant une résistance de 100 Ω plongée dans le doigt de gant et qui sert à chauffer la partie liquide du réservoir.

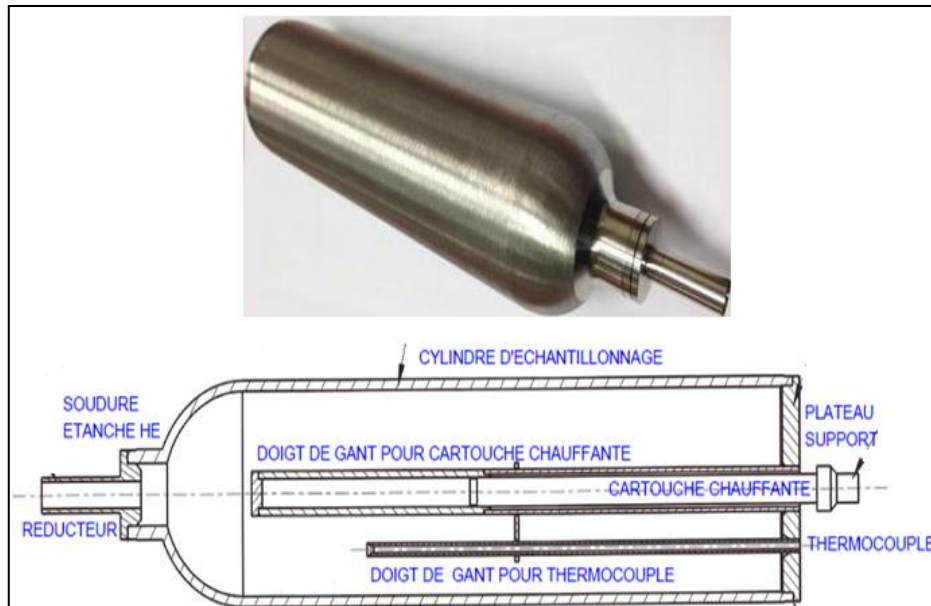


Figure II. 3: Photographie et schéma de pressuriseur.

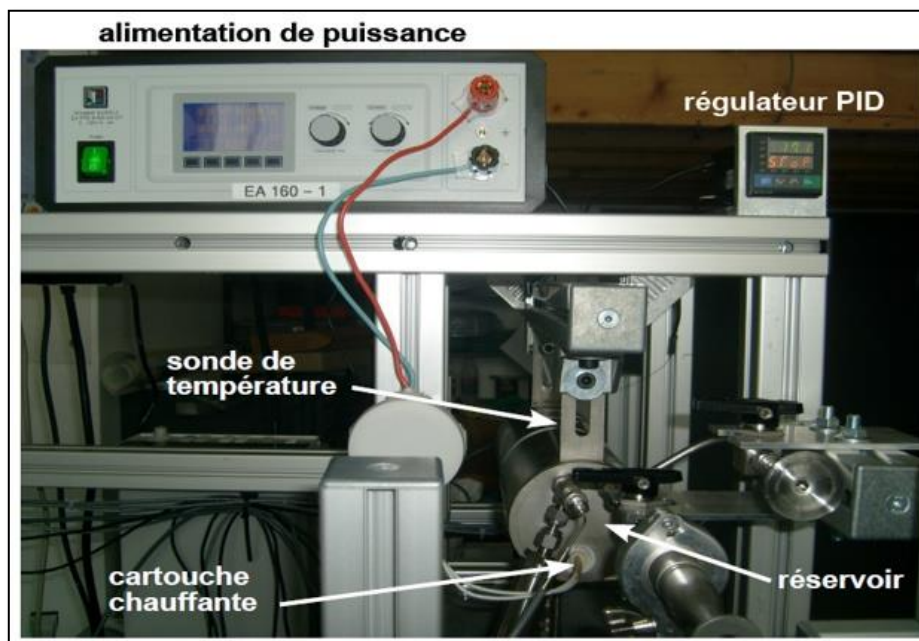


Figure II. 4: Système de régulation du pressuriseur.

II.1.3 L'évaporateur et le dispositif de réchauffage

L'étude de caractérisation thermo-hydraulique réalisée par (Sobierska 2009) et succinctement présentée au paragraphe V.1.3.2 a orienté le choix vers un évaporateur équipé des mini-canaux ayant pour diamètre hydraulique 1.5 mm . Ce choix est aussi influencé par les contraintes liées à l'intégration des capteurs de pression dans les mini-canaux. Ensuite, en coopération avec les sociétés partenaires Atmostat et MBDA, une maquette de l'échangeur est fabriquée et testée. La Figure II. 5 représente des extraits des plans de la maquette. La Figure A. 4 en fournit de plus amples détails.

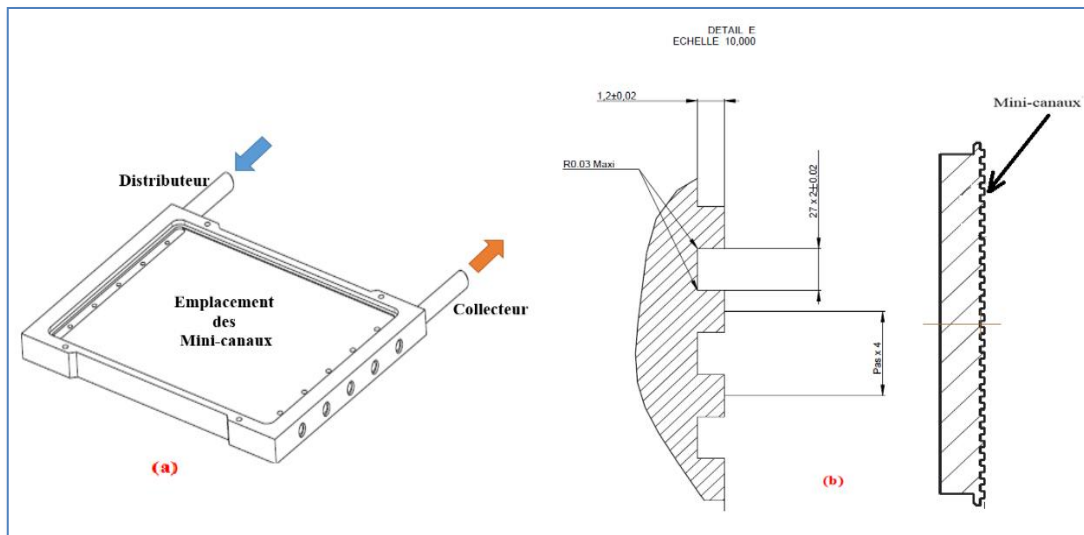


Figure II. 5: (a) Plan du boîtier de l'EMC, (b) vue en coupe des mini-canaux de formes rectangulaires.

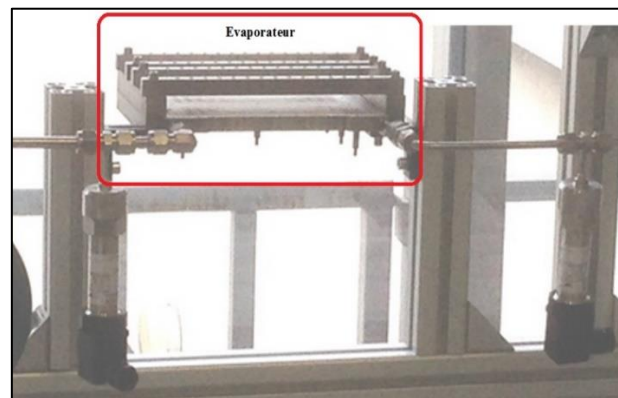


Figure II. 6: Photographie de l'évaporateur à mini-canaux.

L'évaporateur à mini canaux dont on peut voir une photographie en Figure II. 6 est constitué de trois éléments : un distributeur, une barrette de 27 mini-canaux parallèles, et un collecteur, l'ensemble est fabriqué en aluminium brasé. La barrette des mini-canaux est fabriquée de canaux extrudés ayant une section rectangulaire de dimensions (1,2·2 mm) comme le montre la Figure II. 5. Il s'agit d'un procédé de fabrication où le matériau, soumis à une pression, doit traverser une filière ayant la forme et les dimensions géométriques souhaitées. Par ailleurs, cette procédure d'extrusion thermomécanique peut être pratiquée à froid comme à chaud (350 à 530 °C). Le boîtier de l'EMC est en acier 316.

Structure interne de l'EMC

En entrée de l'EMC :

- le liquide arrive via un « distributeur » tubulaire ID² 6.5 mm qui distribue cinq tubes ID 4 mm, ces derniers débouchent, par des trous ID 2,5 mm, dans une cavité ou boîte à eau de section rectangulaire de 1·6 mm. Cette cavité alimente les 27 canaux.

En sortie de l'EMC

- la vapeur et/ou le liquide sortent par 5 trous ID3 mm qui alimentent 5 tubes ID4 mm (comme à l'entrée du liquide) pour sortir par un tube ID6.5 mm.

² (ID : Diamètre intérieure).

Dispositif de chauffage

Notons que l'EMC ne peut être chauffé que par une seule surface dite surface active. Le module d'électronique de puissance est simulé par un bloc de cartouches chauffantes posées sur la face active de l'évaporateur. L'outillage de chauffe visible sur la Figure A. 5 est alors complété d'une plaque de cuivre d'épaisseur 5 mm disposée entre les blocs chauffants et la surface de l'évaporateur. Cette plaque est nécessaire pour homogénéiser le flux provenant des multiples blocs chauffants disposés sur toute la surface de l'évaporateur et assurer une résistance de contact.

En réalité, le chauffage de la surface active de l'évaporateur n'est pas homogène. En effet, le module d'électronique de puissance accolé sur l'évaporateur dissipe une puissance susceptible de varier au cours du temps. Dans le but de permettre à l'expérimentateur d'étudier le comportement de la boucle diphasique dans le cas d'un profil de puissance hétérogène, le dispositif de chauffage, constitué des blocs chauffants, a été conçu de telle sorte qu'il soit réparti selon quatre zones sur la surface active.

Chaque zone est ensuite constituée de deux blocs de chauffe, chacun logeant une cartouche chauffante. Les cartouches de chaque zone sont alimentées à l'aide d'une alimentation de puissance ayant une puissance maximale de 2000 W. De cette façon, il est possible de chauffer chaque zone individuellement et indépendamment de l'autre. La puissance ainsi injectée peut atteindre 500 W par zone. Ainsi, en plein régime, il est possible d'appliquer une puissance totale pouvant atteindre 2000 W.

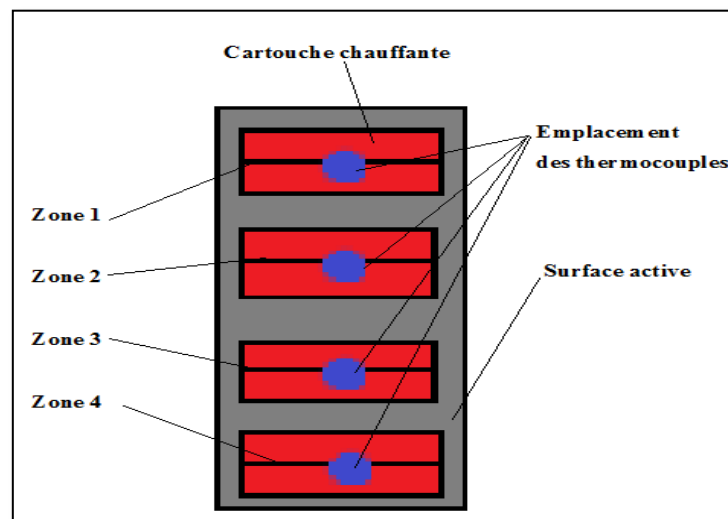


Figure II. 7: Répartition des résistances chauffantes sur la surface active.

II.1.4 Le condenseur

Cet échangeur fabriqué par l'entreprise SWEP est de type condenseur à plaques brasées (CPB) dont la référence est B5Tx6. Il est fabriqué en acier inoxydable 316, même matériau que pour les conduites. Il est composé de six plaques thermiques, et donc d'une multitude de canaux présents dans les deux circuits : chaud appelé primaire (CP), et froid nommé secondaire (CS), comme schématisé sur la Figure II. 8. Il était prévu de monter le banc avec deux condenseurs pour s'assurer que la vapeur provenant de l'évaporateur soit condensée et surtout sur-refroidie afin d'éviter tout risque de cavitation de la pompe. Les deux CPB placés entre l'évaporateur et le pressuriseur comme l'indique la Figure II. 2 fonctionnent à co-

courant. Le fluide secondaire est l'eau du robinet dont la température peut être réglée à l'aide d'un thermocryostat. Le CPB est monté dans la boucle par l'intermédiaire des raccords en inox de type Swagelock.

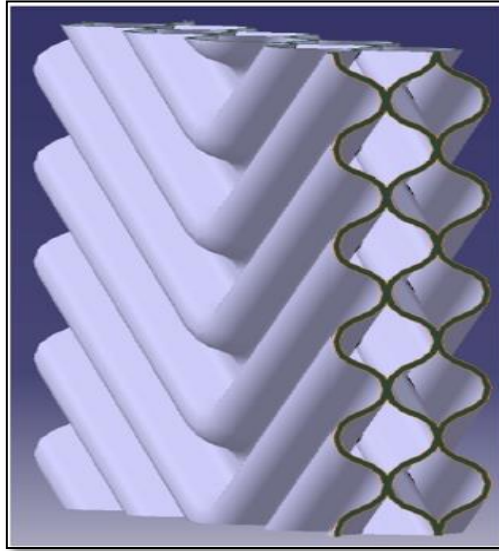


Figure II. 8: Structure des canaux d'écoulement.

Toutes les caractéristiques géométriques nécessaires au lancement d'une simulation sont fournies par le constructeur SWEF et sont rappelées au Tableau II. 1. La Figure A. 6 présente les plans de l'échangeur.

Paramètre	Notation	valeur	Paramètre	Notation	valeur
Nombre de plaques	N_t	6	Volume liquide CS	V_{CS}	0.0741 dm^3
Epaisseur de la plaque	t	0.0003 m	Volume liquide CP	V_{CP}	0.0494 dm^3
Longueur	L	0.154 m	Surface d'échange	S_{ech}	0.048 m^2
Hauteur	H	0.0174 m	Pas d'une corrugation	P_{co}	0.001 m
Largeur	l	0.076 m	Nombre des canaux	$N_{can} = N_t - 1$	5
Angle de chevron	β	30°	Matière		Inox 316
Nombre de canaux CP	n	2	Nombre de canaux CS	m	3

Tableau II. 1: Récapitulatif des paramètres géométriques nécessaires pour la simulation.

II.1.5 La pompe et les conduites

La pompe volumétrique utilisée dans le projet est conçue et développée par l'entreprise Atmosstat. Les courbes caractéristiques seront présentées plus loin. Les différents composants sont connectés à l'aide de conduites en acier inoxydable de diamètre intérieur 4 mm pour le tronçon entre le CPB et l'EMC, et de diamètre intérieur de 6 mm pour la section entre l'EMC et le CPB parcourue par le mélange diphasique. Les Figure II. 10 et Figure II. 9 présentent un récapitulatif des différentes dimensions de la boucle étudiée.

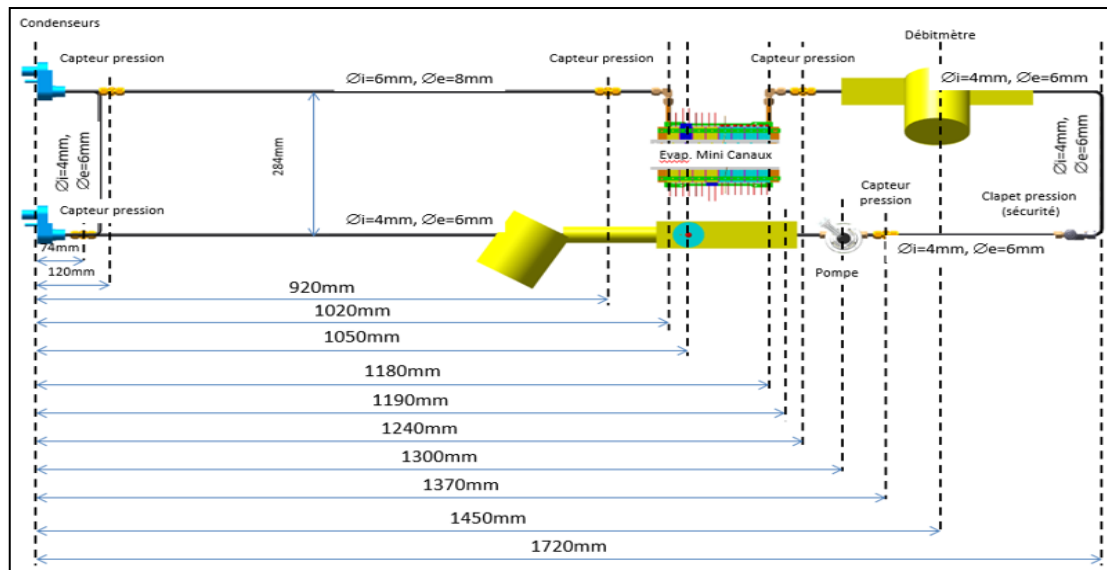


Figure II. 9: Dimensions de la boucle diphasique (vue de dessus).

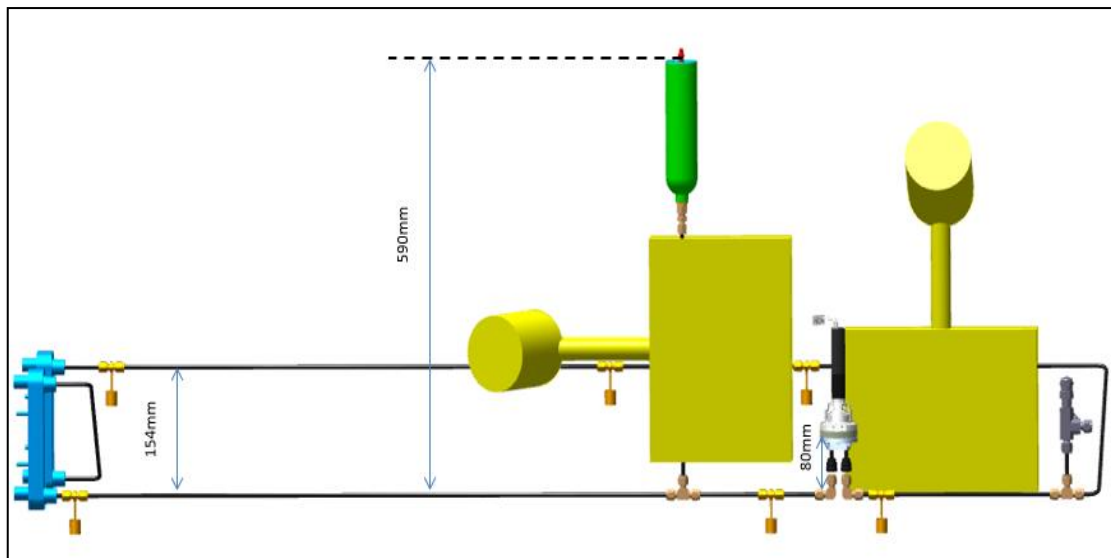


Figure II. 10: Dimensions de la boucle diphasique (vue de face).

II.2 Gestion du banc expérimental et son instrumentation en capteurs

II.2.1 Cinq conditions limites imposées à la boucle

La boucle de refroidissement possède cinq conditions aux limites sur lesquelles l'utilisateur peut agir en envoyant la consigne de fonctionnement souhaitée à travers l'interface homme machine « IHM » :

- La puissance appliquée par les blocs chauffants sur la face active de l'évaporateur.
- La température du liquide contenu dans le pressuriseur.
- La vitesse de rotation du moteur de la pompe volumétrique.
- La vitesse de rotation du moteur de la pompe côté source froide, directement réglée sur l'organe.
- La température d'entrée du fluide dans le circuit secondaire du condenseur.

II.2.2 Deux types de « contrôle commande » pour gérer le banc

La société Controlsys, partenaire industriel, développe la partie électronique. Il convient de distinguer les deux systèmes de « contrôle commande » présents sur le banc; chacun défini pour une fonction distincte et schématisé par la Figure II. 13.

II.2.2.1 Cas n1 : Contrôle commande boucle : CTRL CMD BCL

De manière autonome et sous réserve d'une alimentation extérieure, le CTRL CMD BCL présenté sur le schéma de la Figure II. 11 permet de :

- **Paramétrer** les conditions de fonctionnement de la boucle : *vitesse de rotation de la pompe et température de consigne du pressuriseur*. Il s'agit de la saisie des valeurs consignes dans l'IHM.
- **Réguler** les variables de fonctionnement de la boucle avec les contraintes de précision suivantes :
 - ± 1 *tour/min* pour la vitesse de rotation de la pompe ou ± 0.125 cm^3/s en variation de débit. Etant donné un débit nominal de 10 cm^3/s pour 80 *tr/min* nous avons alors une variation de débit de 1.25%.
 - ± 1 $^{\circ}C$ pour la température.
- Mettre en fonctionnement la boucle en « **toute sécurité** » :
 - La pompe pourra être mise en rotation une fois la température de consigne du pressuriseur atteinte.
- **Communiquer** avec l'extérieur, en l'occurrence le banc.

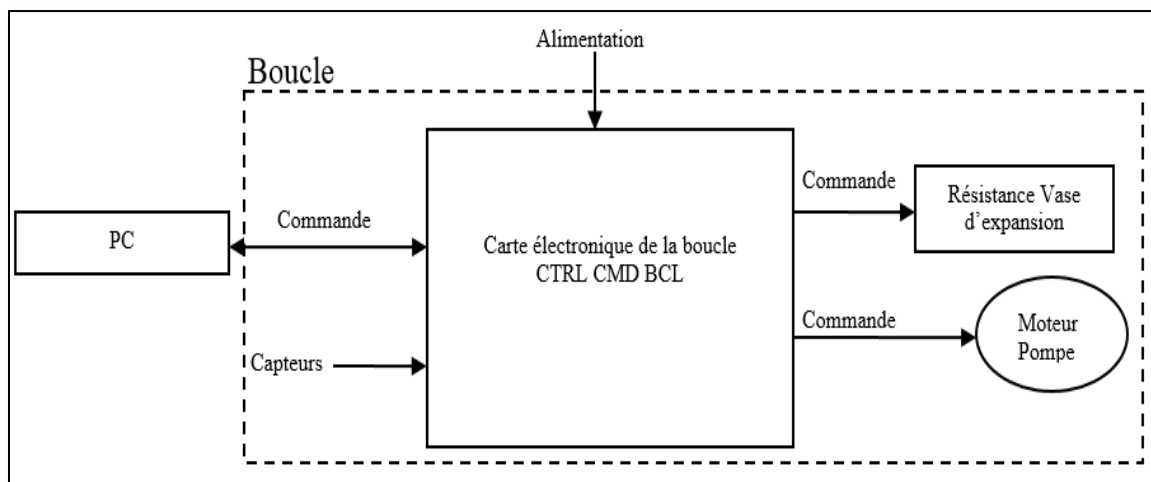


Figure II. 11: Schéma fonctionnel du CTRL CMD BCL.

II.2.2.2 Cas n2 : Contrôle commande banc : CTRL CMD BANC

De manière autonome (sous réserve d'une alimentation extérieure), le CTRL CMD BANC, conformément au schéma de la Figure II. 12 devra pouvoir :

- **Paramétrer** les conditions de tests en vue de **commander** les équipements du banc à savoir :
 - La source chaude.
 - La source froide.

- **Acquérir** les données par l'interface électronique (capteurs) et **traiter** ces informations (export, tracé de courbes...).
- **Communiquer** avec la boucle pour :
 - Paramétrer la configuration de la boucle.
 - Réguler les critères de fonctionnement de la boucle.
 - Mettre en fonctionnement la boucle en toute sécurité.

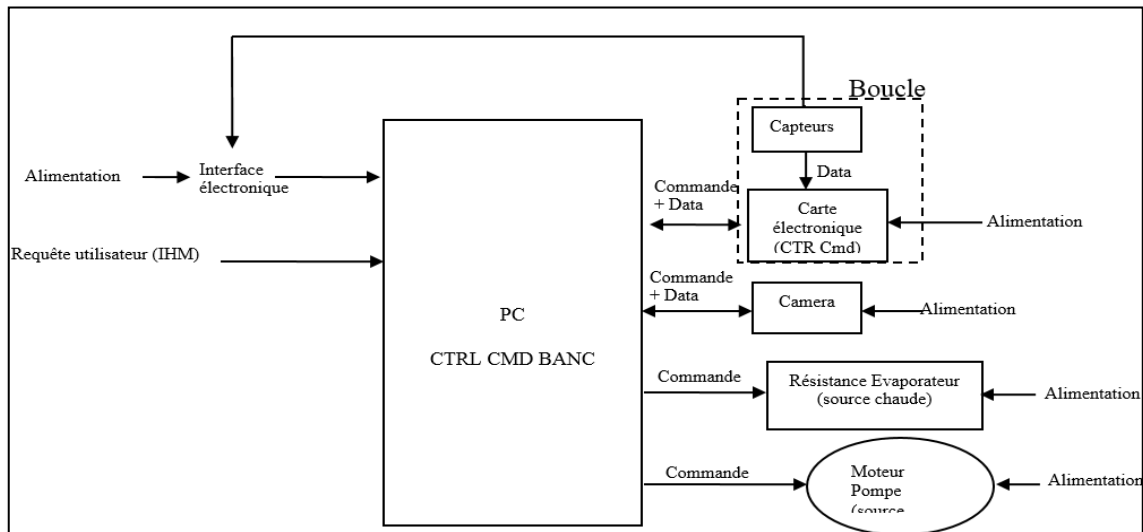


Figure II. 12: Schéma fonctionnel du CTRL CMD BANC.

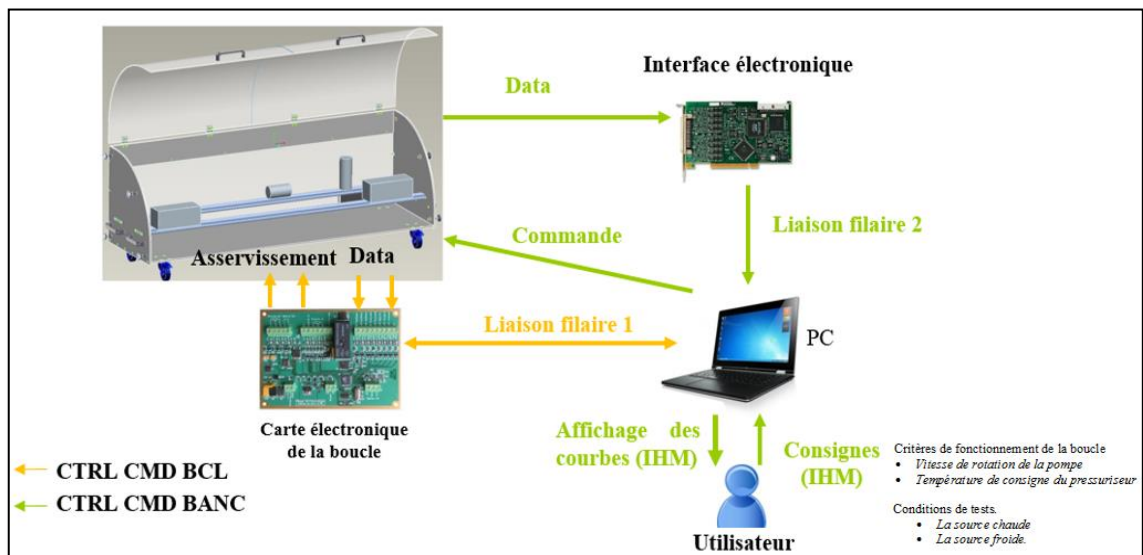


Figure II. 13: Deux types de contrôle commandent la boucle diphasique.

II.2.3 Spécifications du banc d'essai

Les caractéristiques matérielles des composants sont données en Annexe D.

II.2.4 Capteurs

La Figure II. 14 montre l'emplacement de l'ensemble des capteurs équipant la boucle.

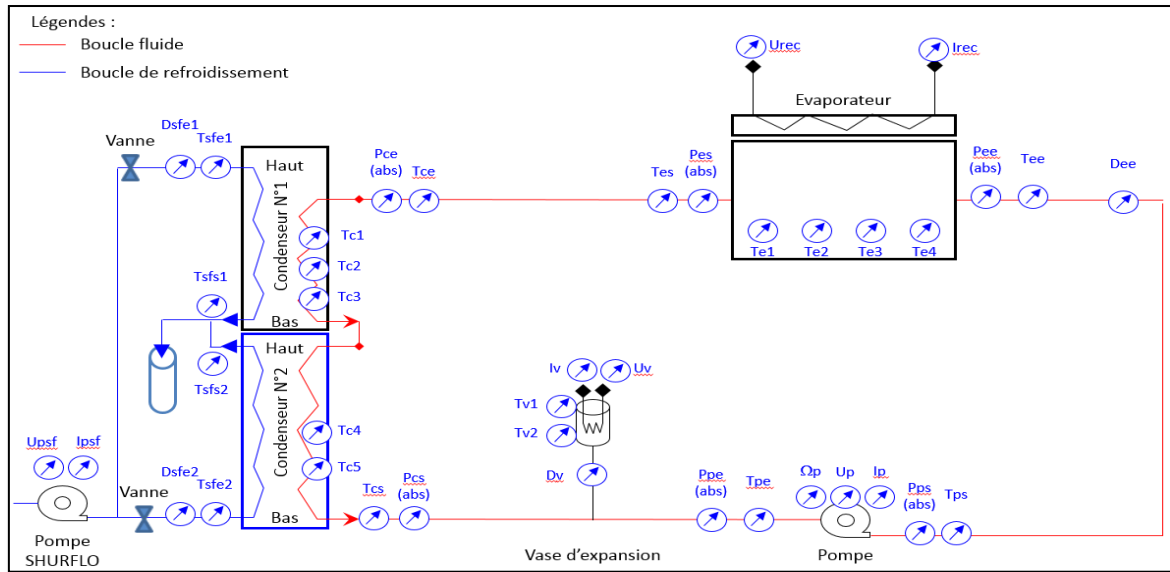


Figure II. 14: Répartition des capteurs de : température, pression, débit, tension, intensité, et vitesse de rotation.

La nomenclature utilisée dans la Figure II. 14 est détaillée en Annexe D.

i. Mesures des températures

Le banc est équipé de 21 thermocouples de type K ayant une précision de $\pm 1^\circ\text{C}$. Une compensation de soudure froide est utilisée afin de limiter les dérives de température. Les spécifications techniques sont fournies dans l'Annexe B (Spécifications capteurs).

Les thermocouples sont insérés dans des trous de diamètre 0.6 mm comme le présente la Figure II. 15. Pour le condenseur, les capteurs sont fixés grâce à un adhésif spécifique sur la paroi extérieure.

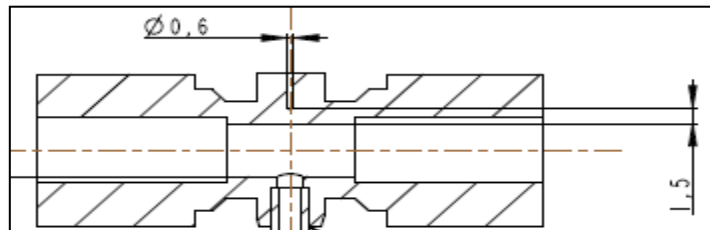


Figure II. 15: Instrumentation du banc en thermocouples.

Sur la face de contact, entre le bloc chauffant et l'évaporateur, la répartition des capteurs est donnée par la Figure II. 7.

Remarque:

La façon d'intégrer les thermocouples impose de considérer une incertitude due au montage. Distance entre la tête du capteur et le fluide $\Delta h = 1.5\text{ mm}$ (voir Figure II. 15), La densité de flux thermique appliquée pouvant atteindre : $\phi = (2000\text{ W}) / (157\text{ cm}^2)$, et une conductivité thermique $\lambda_{inox} = 26\text{ W/mK}$, l'équation (II. 1) permet alors de calculer une incertitude de 5.7°C , additionnée à l'incertitude de $\pm 1^\circ\text{C}$ propre au capteur, soit au total : 6.7°C .

$$\Delta T = \frac{\phi}{\lambda_{inox}} \cdot \Delta h \quad (\text{II. 1})$$

ii. Mesures des pressions

Le banc est équipé de six capteurs de pression de type absolu ayant une gamme de mesure 0-5 bars. La répartition de ces capteurs est donnée par la Figure II. 14. Les spécifications sont fournies en Annexe B (Spécifications capteurs). La mesure de la pression d'un fluide circulant dans un mini-canal de diamètre hydraulique 1.5 mm ou même dans les conduites de diamètre 4 mm est loin d'être une tâche triviale. Une telle mesure a nécessité de prendre en compte le problème lié à l'intégration des capteurs.

L'objectif est de réduire l'impact de l'intégration d'un capteur et de découpler thermiquement ce qui se passe dans le fluide de ce qui se passe dans le capteur.

Selon Benedect (Benedict 1984), la mesure de la pression d'un écoulement est théoriquement envisageable à l'aide d'un capillaire de très faible section et d'une longueur L. Le capteur, tête en bas, est soudé perpendiculairement au tube principal de circulation de fluide. La Figure II. 16 représente le montage adopté pour l'ensemble des capteurs de pression.

- ⇒ La zone ainsi perturbée par le capillaire est plus faible que celle perturbée par l'intégration d'un capteur à membrane affleurante
- ⇒ En zone monophasique ou diphasique, le liquide contenu dans le capillaire (tube coloré en bleu sur la Figure II. 16) sera toujours rempli de liquide à une température inférieure à celle du fluide présent dans la boucle. De ce fait, le capteur n'interagit pas avec la vapeur qui passe dans la conduite principal.
- ⇒ Le liquide dans le capillaire transmet alors la pression : dans ce cas de figure, le moyen de mesure mis en œuvre permet d'obtenir des valeurs, a priori, cohérentes.
- ⇒ Ce montage permet de limiter les problèmes d'étanchéité et facilite l'intégration des capteurs dans le circuit.
- ⇒ Le capteur est positionné tête en bas, ainsi la mesure de pression, toujours via un capillaire rempli de liquide, s'effectue sur la surface froide du bas moins sujette aux perturbations thermiques dues à l'évaporation du fluide qui se fera exclusivement au niveau de la surface d'échange a priori supérieur.

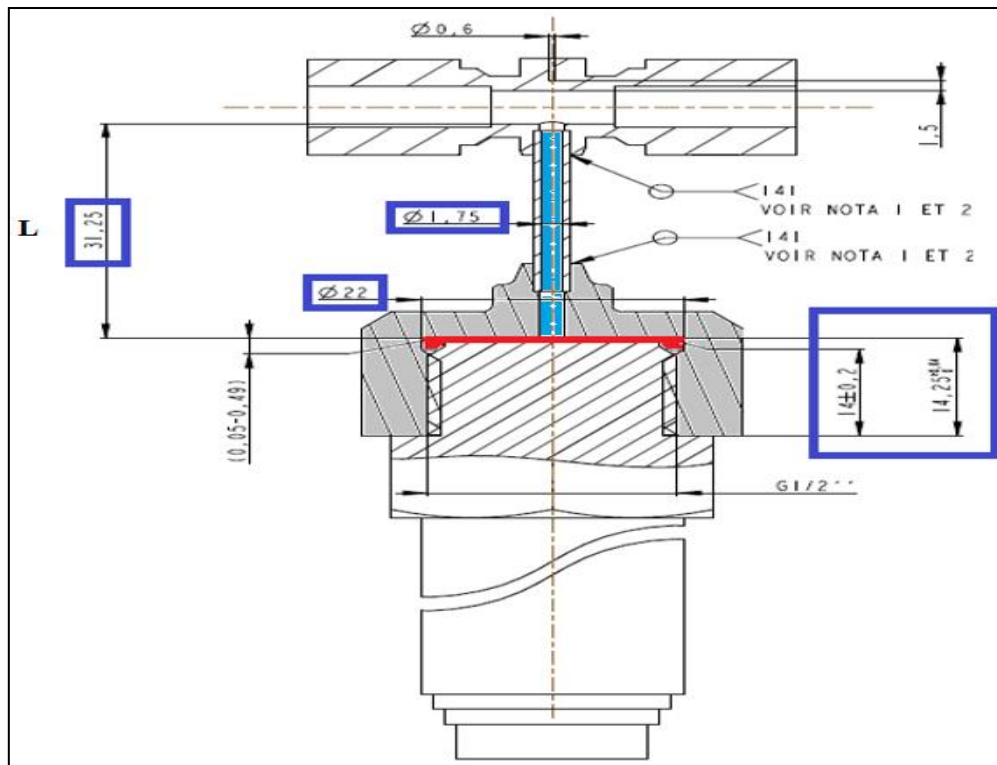


Figure II. 16: Plan d'intégration d'un capteur de pression : montage en cavité.

Ce type de montage baptisé « montage en cavité » est source d'erreurs de mesure dans les régimes transitoires (Erber 1983). Pour trouver la longueur optimale du tube de raccordement capteur-conduite « L » le modèle de résonateur de Helmholtz proposé par (Bajsic et al. 2007) et (Dobhoff-Dier et al. 2011) a été retenu :

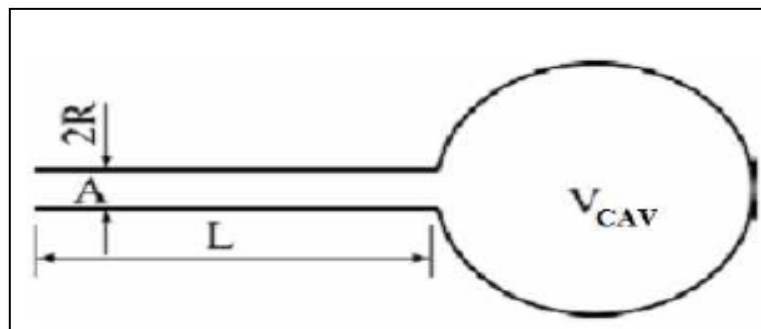


Figure II. 17: Schéma du capillaire avec la cavité devant la membrane du capteur.

$$\bar{f}_0 = \frac{a}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{A}{L \cdot V_{eff}}} \quad (\text{II. 2})$$

$$V_{eff} = V_{cav} + \frac{L \cdot A}{2}$$

$$f_0 = \bar{f}_0 \cdot \sqrt{1 - \xi^2}$$

$$\xi = \frac{2 \cdot \mu}{\bar{f}_0 \cdot \rho \cdot A}$$

Avec

- \bar{f}_0 : Fréquence de résonance non amortie.
- f_0 : Fréquence de résonance amortie d'une cavité connectée à un tube.
- ξ : Amortissement adimensionné.

Ainsi pour avoir une réponse fréquentielle de 4kHz il faut choisir une longueur L du tube, de 31.25 mm (obtenue après quelques reformulations de l'équation (II. 2)).

iii. Mesures de débit dans la boucle

Comme le montre la Figure II. 14, le banc est équipé de 4 capteurs de débit masse dont les caractéristiques techniques sont rappelées en Annexe B (Spécifications capteurs).

Nous nous contentons de rappeler à ce niveau que trois débitmètres sont de type « Coriolis », un quatrième appelé « électromagnétique », tous montés au niveau des conduites parcourues par le fluide à l'état liquide. Le Coriolis « **Dv** » est monté en entrée du pressuriseur, le « **Dee** » est en amont de l'évaporateur, les deux autres « **Dsfe1 et Dsfe2** » sont implantés du coté circuit froid du condenseur. L'intérêt des débitmètres de type Coriolis est lié à :

- Une grande précision de mesure.
- Une perte de charge réduite.
- La possibilité de mesurer en temps réel la masse volumique du fluide.

La Figure II. 14 montre qu'il n'y a pas de débitmètre monté sur la ligne séparant l'évaporateur du condenseur. Ce choix est justifié par l'expérience de Lachasagne (Lachasagne 2006) qui consiste à mesurer le débit d'un écoulement diphasique dans une conduite. L'auteur constate que le signal enregistré est loin de représenter le débit du mélange.

II.2.5 Pilotage du banc d'essai et enregistrement des mesures

La Figure II. 18 montre les interactions entre composants (maquette de refroidissement et instruments). La gestion du banc est assurée par le logiciel Labview connecté à l'interface électronique (réservée à l'acquisition des mesures) et les alimentations de puissance.

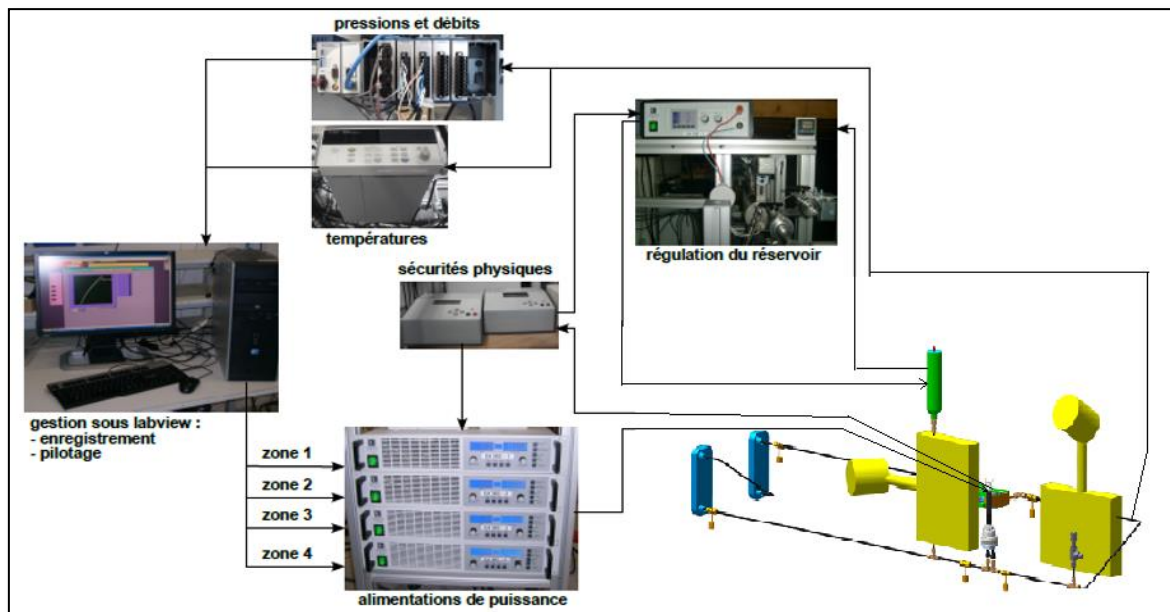


Figure II. 18: Interactions entre différents composants du banc de test.

Acquisition des mesures

L'acquisition des données est assurée par le boîtier National Instrument référencé : CompactRio. Equipé de deux cartes électroniques, ce dernier enregistre et traite les signaux issus des capteurs de pression et de débit.

Etant donné la basse fréquence d'acquisition des signaux de température, une centrale d'acquisition de type HP Agilent a été choisie.

A l'activation de la boucle, le logiciel de pilotage lit, traite et enregistre les mesures disponibles sur les deux centrales d'acquisition. Un fichier est ainsi généré pour sauvegarder en continu les paramètres de la boucle et du banc ainsi que toutes les valeurs relevées par les capteurs. Ce fichier de type xls est exploitable pour une impression ou une importation vers un logiciel de traitement.

Par ailleurs, le logiciel de pilotage gère les alimentations de puissance commandées à l'aide d'une carte de communication par voie USB. L'expérimentateur peut programmer le profil de puissance à appliquer sur l'évaporateur le long de la durée de l'essai.

Chronologie de lancement d'un essai :

Avant la mise en fonctionnement de la pompe

Pour éviter le phénomène de cavitation en entrée pompe, la résistance chauffante du pressuriseur est alimentée. L'élévation de la température dans le pressuriseur entraîne l'évaporation du liquide (vu le niveau de pression) et occasionne une élévation de pression. Toute autre zone vapeur dans le circuit dont la pression est inférieure à la pression du pressuriseur se condense du fait que la température de ces zones vapeur est inférieure à la température du pressuriseur.

La pompe volumétrique est alors mise en route.

Après un temps T, lié à la montée en température du liquide contenu dans le pressuriseur, la pompe volumétrique est mise en fonctionnement.

La source chaude (via une résistance de chauffe) est mise en fonctionnement

L'objectif est d'atteindre des températures avoisinant les 100-110 °C pour simuler la puissance de chauffe (500 à 2000W) d'un composant électronique. L'élévation de température du liquide occasionne une élévation de pression au niveau de l'évaporateur.

Lancement du refroidissement et acquisition des données

L'acquisition des mesures est simultanée à la mise en fonctionnement de la source froide.

Conclusion

Le présent chapitre est dédié à la description du banc expérimental développé au cours de cette thèse en coopération avec les entreprises Atmotat et Controlsys.

Le banc de la boucle diphasique pompée est composé de cinq équipements : évaporateur, conduites, condenseur, pressuriseur et pompe.

La première partie est une description de la technologie adoptée de chaque équipement avec une présentation de la géométrie interne. Ces données détaillées auront leur importance dans la partie modélisation. Le système de régulation du pressuriseur ainsi que le dispositif de chauffe sont définis dans cette première partie qui s'intéresse plus à l'architecture technique du banc.

Une seconde partie est réservée à la description de l'architecture électrique / électronique mise en place pour la gestion du banc et son instrumentation. Deux types de contrôle commande assurent la gestion du banc. Les fonctionnalités de chacun des deux types sont spécifiées (paramétrage, régulation, sécurité, communication...). Enfin, une présentation succincte des nombreuses spécifications propres au banc est abordée. Tous les blocs sont connectés et pilotés en vue d'enregistrer les mesures de pression, température et débits qui serviront à la validation du modèle dynamique de la boucle diphasique.

Chapitre III. Pressuriseur

Le pressuriseur joue un rôle déterminant dans le fonctionnement global des boucles de refroidissement. Historiquement, un tel composant n'équipait pas les premières boucles de refroidissement (Fric 1997) et (Stenger 1966). Cependant, vu ses nombreux atouts confirmés, son introduction s'est vite avérée de l'ordre de l'indispensable. Notons que deux concepts de pressuriseurs existent. Tout d'abord la technologie des réservoirs monophasiques (absence de toute vapeur), où la pression du liquide est contrôlée par l'intermédiaire d'un piston dont la membrane est mobile. Sujet à de nombreuses défaillances mécaniques, ce concept fut rarement privilégié. La seconde technologie est celle des réservoirs diphasiques faisant l'objet de nos investigations.

Dans cette première section une présentation succincte desdits avantages est d'abord abordée. Ensuite, certaines caractéristiques des pressuriseurs sont évoquées et discutées.

III.1 Principales fonctions d'un pressuriseur

III.1.1 Rôle d'un pressuriseur

Le réservoir diphasique, assure simultanément trois rôles lors du fonctionnement de la boucle diphasique (Kebdani (a) et al. 2016)

i. Contrôle thermodynamique de la boucle

La partie basse du réservoir est remplie de liquide. La vapeur occupe la partie haute comme le montre la Figure III.1. L'interface entre les deux fluides, liquide et vapeur, se trouve dans un état d'équilibre thermodynamique communément appelé état de saturation. Ainsi, il est possible de contrôler la pression du liquide en agissant simplement sur sa température, par l'intermédiaire d'un dispositif de chauffage approprié symbolisé sur la Figure III.1 par l'élément rouge. Ensuite, à quelques pertes de charge près imposées dans le circuit, on parvient à contrôler la pression qui règne au sein de l'évaporateur et même celle dans le condenseur. De ce fait, on commande indirectement la température de saturation dans l'évaporateur, température au voisinage de laquelle l'ébullition nucléée saturée se déclenche autorisant ainsi un refroidissement par voie diphasique. La propriété de chaleur latente de vaporisation est alors pleinement exploitée. Par ailleurs, il est aussi possible de prévoir la température de condensation. A la lumière de ces éléments, on conclut qu'effectivement le réservoir joue un rôle thermodynamique primordial en imposant la référence du cycle frigorifique du fluide circulant dans la boucle.

ii. Le réservoir, un volume tampon.

Appelé encore chambre de compensation (Soler 2009), il sert à compenser les variations de volume que connaît le fluide dans les différents organes. En effet, lors du fonctionnement, le fluide circulant dans la boucle passe par des phases transitoires, parfois sévères (démarrage, changement de puissance appliquée sur l'évaporateur, changement d'état ...), durant lesquelles le volume fluide augmente (expansion) sous l'effet de la chaleur reçue par le composant électronique à refroidir. Cette augmentation de volume liquide s'accompagne d'une élévation de sa pression, mettant ainsi en péril toute la structure de la boucle. Avec le pressuriseur ce risque ne se manifeste pas, puisque la quantité de volume en excédent s'y trouve directement propulsée, et les fluctuations de pression sont absorbées.

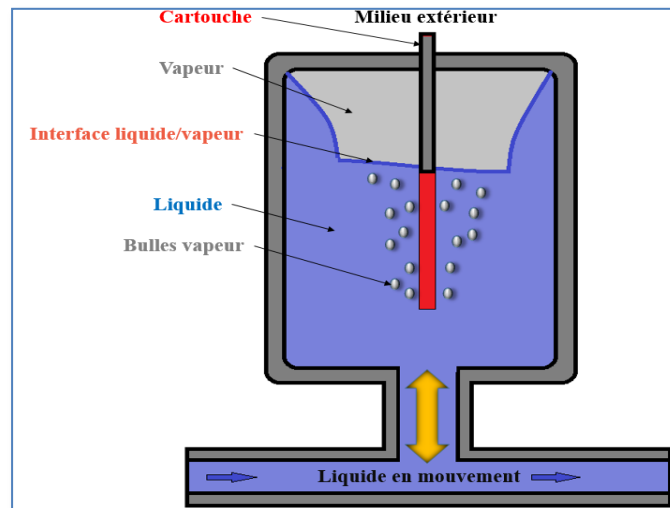


Figure III.1: Schéma d'un pressuriseur rempli de liquide et de vapeur.

iii. Protection de la pompe

Le pressuriseur permet à la pompe de tourner sans cavitation. En effet, dans la phase de mise en route de la boucle, il est nécessaire de chauffer d'abord le liquide contenu dans le pressuriseur jusqu'à une valeur consigne (pré-conditionnement du pressuriseur) et ce, avant même de lancer la pompe ou d'appliquer un flux de chaleur à l'évaporateur. La montée en température du liquide dans le pressuriseur induit donc une élévation de pression partout dans la boucle. Par ailleurs la température du fluide dans la boucle ne croît pas sous l'effet de cette chauffe. Ainsi, le fluide remplissant la boucle voit sa pression croître tout en gardant sa température initiale constante. Ces conditions thermodynamiques forcent alors la condensation de toute trace de vapeur qui pourrait subsister quelque part dans la boucle, et donc assurent un démarrage de pompe sans cavitation.

Comme nous venons de le décrire, le rôle clé que joue un tel composant vis-à-vis du fonctionnement d'une boucle fluide diphasique à pompage mécanique justifie l'intérêt particulier qui lui a été accordé dans le cadre de cette thèse.

III.1.2 Interface d'évaporation

La masse volumique de la phase liquide d'un fluide est plus importante que celle de sa phase vapeur. Entre les deux phases la chute de cette densité est loin d'être brutale, mais plutôt continue dans le temps et l'espace. Ceci nous conduit à imaginer l'existence d'une zone diphasique non franche dans laquelle la densité décroît progressivement avant d'atteindre celle de la vapeur saturante. Une illustration est proposée par la Figure III.2. Par ailleurs, en référence aux travaux de (Carey 1992) et (Guo et al. 2000) qui se sont intéressés à l'évaluation de l'épaisseur de cette interface diphasique pour différentes températures de fonctionnement, il s'avère que l'épaisseur d'une telle zone (quelques nanomètres) croît très lentement avec la température et peut être négligée tant que celle-ci reste petite devant la température critique. Ceci est parfaitement assuré dans le cadre de notre application de boucle fluide diphasique à pompage mécanique fonctionnant avec de l'eau à des températures dites basses [280, 393K].

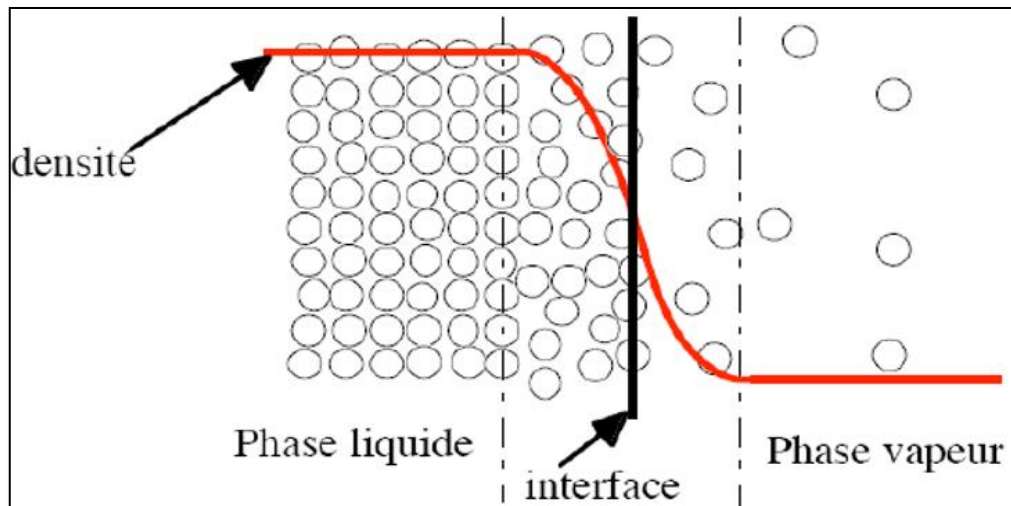


Figure III.2: Profil de la masse volumique dans la zone de transition liquide/vapeur.

III.1.3 Problématique des gaz non condensables (GNC)

Ce sont des gaz dont les conditions de condensation sont différentes de celles propres au fluide caloporteur contenu dans la boucle de refroidissement. De ce fait, les GNC ne se condensent pas et se répartissent dans l'ensemble de la boucle en fonction de la température du fluide. Dans le cas où ils se trouvent au niveau de l'évaporateur, ils peuvent contraindre les échanges thermiques qui s'y opèrent jusqu'à même provoquer l'assèchement précoce, en particulier si ces poches de gaz incondensables s'intercalent entre le fluide caloporteur et la surface d'échange. En plus de l'affaiblissement d'échange thermique qu'ils causent au niveau des échangeurs (augmentation de la résistance thermique entre le fluide et la surface d'échange), ils vont décaler la référence du cycle thermodynamique de la boucle. En effet, supposons une valeur de consigne à atteindre T_{cons} (cette valeur est à choisir en fonction de la température de l'électronique de puissance que l'on souhaite refroidir par voie diphasique) ; étant donné que la vapeur contenue dans le pressuriseur est en saturation, la pression P_{vap} est une conséquence de T_{vap} , or les GNC qui se trouvent mélangés avec cette vapeur possèdent aussi une pression partielle P_{GNC} . De ce fait, la pression totale exercée par le mélange vapeur et GNC sur le volume liquide du pressuriseur est la somme des deux pressions ($P_{vap} + P_{GNC}$), ce qui signifie qu'au final la pression, et donc, la température au niveau évaporateur, sont légèrement surestimées (Kebdani (a) et al. 2016).

Dans la pratique, l'ampleur de ces GNC est amortie par un choix judicieux du couple fluide frigorigène/matériaux. Cependant, très peu d'études sont engagées dans ce sens. Aussi faut-il citer, une fois de plus, le rôle stabilisateur qu'assure le pressuriseur. En effet, des études chromatographiques (Lachassagne 2010) montrent que les GNC sont constamment entraînés par l'écoulement liquide vers le pressuriseur, où ils migrent vers la partie haute et finissent par se mélanger avec la vapeur qui s'y trouve déjà. Un dégazage manuel du pressuriseur permet de purger et évacuer ces GNC nuisibles. Notons enfin, qu'il est possible de vérifier aisément si des GNC existent ou non au niveau du pressuriseur en comparant la pression de saturation de la vapeur P_{vap} (calculée en fonction de la température de la vapeur T_{vap}) avec la pression P_{exp} mesurée expérimentalement par un capteur de pression plongé dans la partie haute du pressuriseur. Si $P_{exp} > P_{sat}$, alors des GNC sont présents dans le milieu vapeur.

III.1.4 Quel volume pour le pressuriseur ?

Il s'agit d'un composant placé en amont de la pompe, et dont le volume pourrait être estimée en se basant sur deux cas extrêmes:

Premier cas : l'ensemble de la boucle est à l'arrêt. Le pressuriseur doit alors être en mesure d'approvisionner l'ensemble de la boucle en liquide.

Deuxième cas : l'évaporateur est soumis à la puissance maximale autorisée. Dans ce cas, le pressuriseur diphasique doit être capable d'accueillir une quantité de liquide équivalente à celle contenue dans l'évaporateur, la conduite évaporateur/condenseur, et la totalité du condenseur.

III.2 Etat de l'Art sur la modélisation d'un pressuriseur et contributions

A l'heure actuelle, la littérature publiée ne recense aucun travail de recherche dédié à l'étude dynamique des boucles fluides diphasiques à pompage mécanique (BFDPM), encore moins à leur modélisation, contrairement aux boucles à pompage capillaire (CPL). Néanmoins, le pressuriseur reste un composant commun aux deux technologies de refroidissement. De plus, son étude théorique peut être abordée indépendamment de la source d'entraînement du fluide (pompe ou thermo-capillarité) dans la boucle. Il importe alors d'effectuer un état de l'art sur la modélisation de ce composant dans les systèmes de refroidissement à pompage capillaire afin de mieux positionner notre travail et souligner son originalité par rapport aux travaux déjà menés par les prédécesseurs (Kebdani (a) et al. 2016).

Face au grand nombre des travaux de modélisation des BFDPT (Wang et al. 2008) réalisés depuis leur apparition en 1978, la classification présentée par la Figure III.3 est proposée:

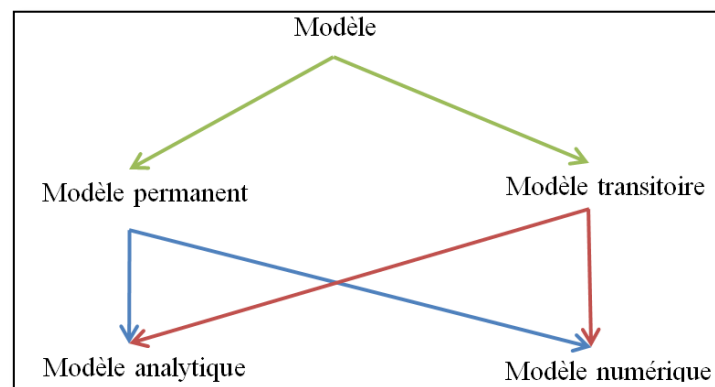


Figure III.3: Structure de la classification des modèles.

Cette étude bibliographique permet de dresser un récapitulatif non exhaustif des travaux de modélisation des pressuriseurs implantés dans les boucles fluidiques à pompage capillaire. Premièrement, il s'avère que les modèles stationnaires sont les plus nombreux. Ensuite, la grande majorité des modèles permanents est basée sur une solution analytique. L'état de l'art révèle que peu de modèles à solution numérique sont développés pour des simulations en régime permanent. En effet, le numérique reste majoritairement destiné aux études instationnaires (phénomènes transitoires, instabilité, cyclage thermique...) où un couplage thermo hydraulique important doit être pris en compte. Notons enfin que l'apparition tardive

des modèles numériques serait principalement due aux avancées importantes qu'a connues la science de l'informatique.

Le nouveau modèle de pressuriseur proposé dans le cadre de cette thèse est un modèle à solution numérique destiné à l'étude dynamique de la boucle fluide diphasique dont les originalités sont multiples :

- ⇒ *Premièrement, c'est un modèle basé sur l'approche bond graph : A ce jour, la littérature montre bien qu'aucun modèle de ce type n'a été publié.*
- ⇒ *Deuxièmement, le modèle dynamique de pressuriseur développé prend en considération des phénomènes n'ayant jamais été pris en compte, tels que l'évaporation et la condensation. De plus, la méthodologie bond graph adoptée facilite, à tout moment, l'enrichissement du modèle en intégrant d'autres phénomènes sans la moindre altération du modèle de base.*
- ⇒ *Troisièmement, les différents échanges thermiques conducto-convectifs sont modélisés sans avoir recours au recalage expérimental des coefficients d'échanges thermiques, contrairement aux modèles instationnaires proposés par (Pouzet et al. 2004) et (Launay, Platel, et al. 2007).*

III.3 Description du modèle dynamique de pressuriseur

III.3.1 Hypothèses

Le modèle de pressuriseur proposé ici s'appuie sur les hypothèses suivantes :

- Le matériau constituant le pressuriseur est supposé homogène, isotrope de conductivité thermique λ indépendante de toute variation spatio-temporelle.
- La vapeur est traitée comme un gaz parfait.
- La vapeur contenue dans la partie supérieure du pressuriseur est à l'état de saturation.
- Le pressuriseur est constitué de deux volumes évolutifs dans le temps:
Un volume de la partie basse du pressuriseur, qui contient exclusivement du liquide.
Un volume de la partie haute du pressuriseur, qui contient exclusivement de la vapeur.
- Une interface franche de vaporisation/condensation sépare les deux volumes.
En réalité, dans un pressuriseur, subsistent toujours une partie basse liquide, et une partie haute vapeur en toute rigueur subdivisée elle-même en trois parties : liquide dans des conditions de saturation, mélange diphasique d'un certain titre massique de vapeur et vapeur pure en saturation.
- Lors d'un changement de puissance appliquée au niveau de l'évaporateur (modification du point de fonctionnement de la boucle) le fluide contenu dans le pressuriseur est susceptible de sortir de ce dernier ou d'y entrer. Nous supposons alors que ce fluide ne peut sortir qu'à l'état monophasique liquide.
- En pratique, le pressuriseur est régulé en température à l'aide d'un régulateur PID. Cette régulation n'intervient pas dans le modèle présenté ici, étant donné qu'on s'intéresse à la dynamique du composant indépendamment de toute régulation extérieure.
- La possibilité de présence de gaz non condensables GNC dans la partie haute du pressuriseur est écartée.
- Le fluide caloporteur utilisé dans les essais de validation est de l'eau pure mélangée avec 4% de PAG (Polyalkylene Glycol) pour assurer une lubrification optimale de la pompe positionnée en aval du pressuriseur. On assimile le fluide de travail à de l'eau pure dans les travaux de modélisation.

- Le niveau d'isolation thermique du pressuriseur de son environnement est faible, ce qui est vérifié expérimentalement. Ceci nous conduit à modéliser finement les pertes thermiques avec l'extérieur.
- Le pressuriseur est ici séparé de la boucle, aucun échange thermo-hydraulique ne subsiste entre ce composant et la boucle. Cette hypothèse signifie surtout que le débit masse \dot{m}^* du liquide échangé avec la boucle est constamment nul.
- La température du liquide contenu dans le pressuriseur est considérée homogène en tout point du volume de calcul (hypothèse de modèle à paramètres localisés).

III.3.2 Choix des variables et corrélations des propriétés thermo physiques

Dans un « vrai » bond graph le produit des variables effort et flux est égal à la puissance instantanée échangée entre deux sous-systèmes. En thermodynamique, il est plus commode de travailler en « pseudo » bond graph. Le modèle pseudo bond graph a ici pour variables: Température et flux d'enthalpie (convection) ou flux de chaleur (conduction) pour le réseau thermique. Pression et débit masse pour le réseau hydraulique.

Les propriétés thermo-physiques du fluide de travail (à l'état liquide pur comme à l'état vapeur en saturation) dépendent de l'état thermodynamique du fluide. Les propriétés thermo physiques considérées sont:

$c_{p,liq}$	Chaleur spécifique du liquide.
$c_{p,vap}$	Chaleur spécifique de la vapeur.
ρ_{liq}	Masse volumique du liquide.
ρ_{vap}	Masse volumique de la vapeur.
μ_{liq}	Viscosité dynamique du liquide.
σ	Tension interfaciale.

Les essais de simulation issus du modèle développé montrent que les grandeurs thermodynamiques (pressions, températures, débits, épaisseur du film de condensat ...) sont très sensibles aux variations des propriétés thermo physiques. Ceci impose de prendre en compte la variation de ces propriétés en fonction de l'état thermodynamique du fluide. Le site NIST (site2) propose les tables thermodynamiques de l'eau et de sa vapeur pour des températures qui vont jusqu'à 1275 K et des pressions qui peuvent atteindre 10000 bar. Notre domaine de travail étant restreint à 395 K pour les températures et 5 bar pour les pressions, il est possible de générer des interpolations très précises, qui sont d'ailleurs de différents types: polynomiale, gaussienne, ou de Fourier. Ces interpolations ont été élaborées spécialement pour ces travaux de thèse et restent évidemment valables tant que les pressions et températures s'inscrivent dans les intervalles précisés ci-dessus.

⇒ Masse volumique de l'eau liquide en kg / m^3 :

$$\begin{aligned} \rho_{liq} = & 527,3 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{liq} - 174,9}{165,9}\right)^2\right) + 855,4 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{liq} - 416,5}{258,2}\right)^2\right) \\ & + 5,948 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{liq} - 441,4}{38,21}\right)^2\right) + 0,01094 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{liq} - 389,8}{6,458}\right)^2\right) \\ & + 9,13 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{liq} - 460,6}{26,57}\right)^2\right) + 0,1026 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{liq} - 329,7}{27,77}\right)^2\right) \end{aligned} \quad (III. 1)$$

⇒ Masse volumique de la vapeur d'eau en kg / m^3 :

$$\begin{aligned} \rho_{vap} = & 2,883 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{vap} - 493,3}{37,05}\right)^2\right) + 2,49 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{vap} - 481,7}{53,04}\right)^2\right) \\ & + 2,45 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{vap} - 470,2}{79,93}\right)^2\right) \end{aligned} \quad (III. 2)$$

⇒ Chaleur spécifique de l'eau liquide en $J / kg \cdot K$:

$$\begin{aligned} c_{p,liq} = & 4709 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{liq} - 583,6}{408,7}\right)^2\right) + 9669 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{liq} + 48,77}{220}\right)^2\right) \\ & + 493,9 \cdot \exp\left(-\left(\frac{T_{liq} - 311,4}{109,3}\right)^2\right) \end{aligned} \quad (III. 3)$$

⇒ Chaleur spécifique de la vapeur d'eau en $J / kg \cdot K$:

$$c_{p,vap} = -0,1 \cdot P^6 + 2,2 \cdot P^5 - 17,7 \cdot P^4 + 70,7 \cdot P^3 - 154 \cdot P^2 + 267 \cdot P + 1912,3 \quad (III. 4)$$

⇒ Viscosité dynamique de l'eau liquide en $Pa \cdot s$:

$$\begin{aligned} \mu_{liq} = & 0,00427 - 0,005535 \cdot \cos(0,0164 \cdot T_{liq}) + 0,001837 \cdot \sin(0,0164 \cdot T_{liq}) \\ & + 0,001649 \cdot \cos(2 \cdot 0,0164 \cdot T_{liq}) - 0,001581 \cdot \sin(2 \cdot 0,0164 \cdot T_{liq}) \\ & - 0,0001286 \cdot \cos(3 \cdot 0,0164 \cdot T_{liq}) + 0,000389 \cdot \sin(3 \cdot 0,0164 \cdot T_{liq}) \end{aligned} \quad (III. 5)$$

⇒ Tension inter-faciale:

$$\sigma = 61,23 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 - \frac{T_{sat}}{T_c}\right)^{11/9} \quad (III. 6)$$

Cette expression est écrite en fonction de la température critique T_c et de la température de saturation T_{sat} . L'allure de la tension inter-faciale est présentée par la Figure III.4.

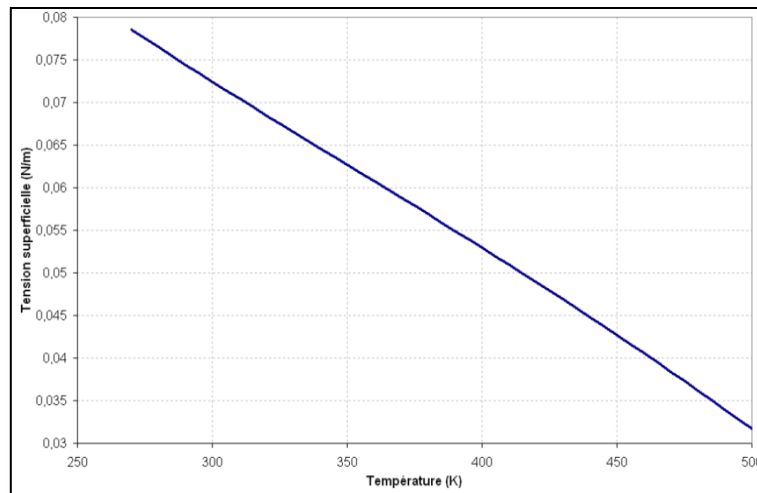


Figure III.4: Tension inter-faciale de l'eau.

Une autre expression et rapportée par (Loussouarn 2008) s'écrit comme :

$$\sigma = A \cdot \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{B+C \cdot \left(\frac{T}{T_c}\right) + D \cdot \left(\frac{T}{T_c}\right)^2} \quad (\text{III. 7})$$

$A = 0,18548$
 $B = 2,717$
 $C = -3,554$
 $D = 2,047$

Lors de la montée en température du liquide contenu dans le pressuriseur, le volume liquide ainsi que le volume du métal constituant le pressuriseur se dilatent (dilatation due à une masse volumique qui décroît avec la température). Faut-il alors se soucier de la modélisation des phénomènes de dilatation que connaît le pressuriseur lors de son fonctionnement? Un simple calcul, au premier ordre, révèle que la dilatation de la matière est minime vis-à-vis de celle du liquide. En effet, le volume interne ΔV_{int} se dilate en fonction de la température moyenne du pressuriseur $\Delta \theta$:

$$\Delta V_{\text{int}} = 3.16 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta \theta \cdot V_{0_int} \quad (\text{III. 8})$$

Quant au volume de liquide ΔV_{liq} , il se dilate en fonction du coefficient de dilatation volumique du liquide, de l'ordre de $4 \cdot 10^{-6}$ par degré et l'on a :

$$\Delta V_{\text{liq}} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta \theta \cdot V_{0_liq} \quad (\text{III. 9})$$

Selon les deux équations (III. 8) et (III. 9) il est clair que la dilatation du liquide est effectivement plus élevée, comparée à celle du volume de la matière constituant le pressuriseur.

III.3.3 Description physique des phénomènes modélisés

Le liquide reçoit une certaine densité de puissance q (w/m^2) provenant de la cartouche chauffante, qui entraîne une élévation de sa température. Quand celle-ci atteint la température

de saturation T_{sat} correspondant à la pression dans le volume liquide P_{liq} l'ébullition nucléée saturée (ENS) est amorcée. Des bulles de vapeur prennent alors naissance au sein du liquide. Ensuite, vu leur masse volumique ρ_{vap} , les bulles montent sous forme de cellules de convection, vers la surface d'échange où elles se vaporisent comme le montre la Figure III.5.

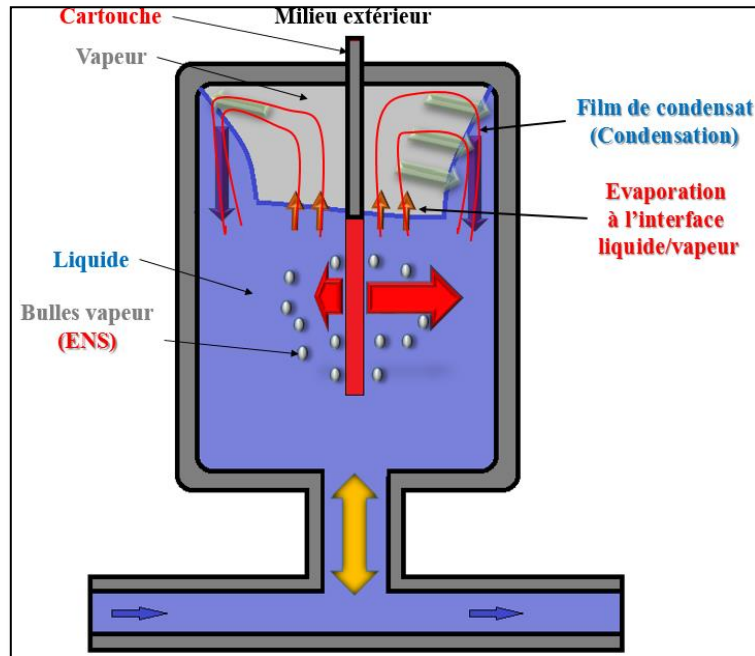


Figure III.5: Schématisation des phénomènes de convection et de condensation.

La température de la vapeur T_{vap} est le résultat d'un processus complexe d'évaporation à l'interface liquide-vapeur diminué d'un processus de condensation au niveau de la surface interne du pressuriseur comme schématisé sur la Figure III.5. En effet, la vapeur en contact avec la paroi interne du pressuriseur est susceptible de se condenser sur celle-ci à partir du moment où sa température est supérieure à celle de la paroi $T_{paroi_int_sup}$.

Ce phénomène appelé condensation en film, pouvant coexister avec le phénomène d'évaporation, fait apparaître un film de liquide continu de largeur δ_{film} qui s'intercale progressivement entre la vapeur et la paroi. La largeur du film δ_{film} , le débit masse de condensation \dot{m}_{cond} et celui d'évaporation \dot{m}_{evap} , les flux thermiques engendrés par la condensation $\dot{H}_{cond/liq}$ et par l'évaporation $\dot{H}_{liq/vap}$ sont désormais modélisés. Aussi, compte tenu du fait que la vapeur se trouve en contact avec le film de condensat, le flux thermique échangé entre cette vapeur et la paroi $\dot{H}_{vap/paroi_int_sup}$ doit être pris en compte.

Par ailleurs, l'étude bibliographique effectuée sur les pressuriseurs ne présente aucun travail de modélisation des phénomènes d'évaporation et de condensation pouvant se produire simultanément. Leur modélisation est une des contributions de ce travail de thèse.

La résistance chauffante fournit à la masse liquide un flux de chaleur $\dot{H}_{cart/liq}$, une partie de ce flux thermique $\dot{H}_{liq/paroi_int_inf}$ est transmise par convection naturelle à la paroi plus froide qui se trouve en contact avec le volume liquide. Ensuite, une certaine quantité de flux de chaleur

\dot{Q}_{long_VE} reçue par la paroi est propagée le long de celle-ci par conduction. Ce flux thermique est responsable d'une augmentation de la température de la paroi supérieure $T_{paroi_int_sup}$ en contact avec la vapeur, et intervient, par voie de conséquence, dans le phénomène de condensation ayant lieu dans cette partie du pressuriseur. Enfin, deux flux de chaleur notés: $\dot{H}_{air_ext/paroi_ext_inf}$ et $\dot{H}_{air_ext/paroi_ext_sup}$ sont transférés par convection naturelle depuis la paroi (parties inférieure et supérieure) vers l'extérieur du pressuriseur, constituant ainsi une perte thermique, indispensable pour le processus de la régulation PID. La Figure III.6 résume la répartition de l'ensemble des flux évoqués ci-dessus.

Un intérêt particulier est porté à la modélisation de l'ensemble des flux par convection naturelle :

- entre le liquide et la paroi interne $\dot{H}_{liq/paroi_int_inf}$.
- entre l'air extérieur et la paroi externe $\dot{H}_{air_ext/paroi_ext_inf}$ et $\dot{H}_{air_ext/paroi_ext_sup}$.

En effet ce sont des flux qui interviennent, comme on le verra plus loin, dans l'équation de bilan d'énergie utilisée pour le calcul de la température du liquide T_{liq} . De plus, toute erreur commise sur ces flux se répercute directement sur le calcul de la température T_{liq} . Enfin, il est important de rappeler qu'aucun recalage des coefficients d'échanges thermiques n'a été effectué avec l'expérience, contrairement à l'ensemble des travaux de modélisation consultés dans la littérature où, à chaque fois, les auteurs (Pouzet et al. 2004), (Launay et al. 2007), (Launay et al. 2010), (Chuang 2003) et (Kaya et al. 2007) ont recours à une identification expérimentale des conductances thermiques.

La modélisation de l'ensemble de ces phénomènes conducto-convectifs, sans le moindre recalage expérimental est une des importantes contributions du présent travail de thèse (Kebdani (a) et al. 2016).

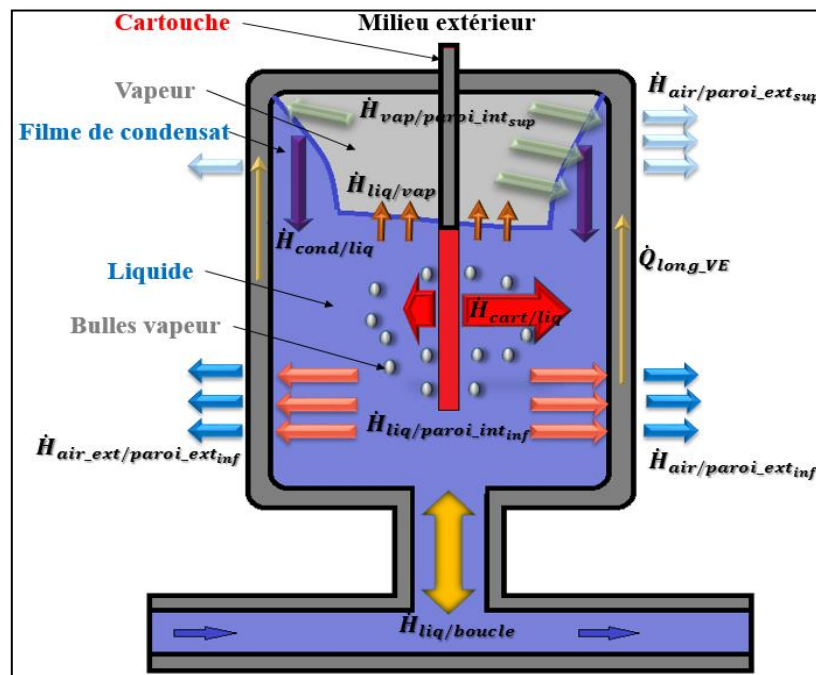


Figure III.6: Distribution des différents flux au sein du pressuriseur.

III.3.4 Modélisation par BG

Le corps du pressuriseur est discrétisé en cinq volumes :

- Volume liquide: Vol_{liq}
- Volume vapeur: Vol_{vap}
- Volume de la paroi du pressuriseur en contact avec le liquide.
- Volume de la paroi du pressuriseur en contact avec la vapeur.
- Volume de la paroi de la cartouche chauffante.

Ces volumes sont représentés par des éléments C à 2 ports, un port hydraulique et un port thermique. Les équations de bilan de masse pour un système ouvert sont représentées en théorie des bords graph par les jonctions : hydraulique 0_h et thermique 0_{th} . Aussi, ces deux mêmes jonctions traduisent l'hypothèse d'uniformité de la pression et de la température en tous points des cinq volumes concernés.

Quant à l'équation de conservation de la quantité de mouvement, elle est écrite à l'aide de la jonction 1 et représentée par l'élément inertiel I comme l'indique la Figure III.7.

Compte tenu de la forme des lois d'échange, tous les phénomènes de transfert thermiques (liés à la convection et la conduction) sont modélisés par des éléments dissipatifs R qui sont au nombre de huit. Le modèle bond graph complet du pressuriseur est donné par la Figure III.7. La modélisation de tous les phénomènes pris en compte dans le bond graph et les équations associées sont détaillés dans les prochains paragraphes

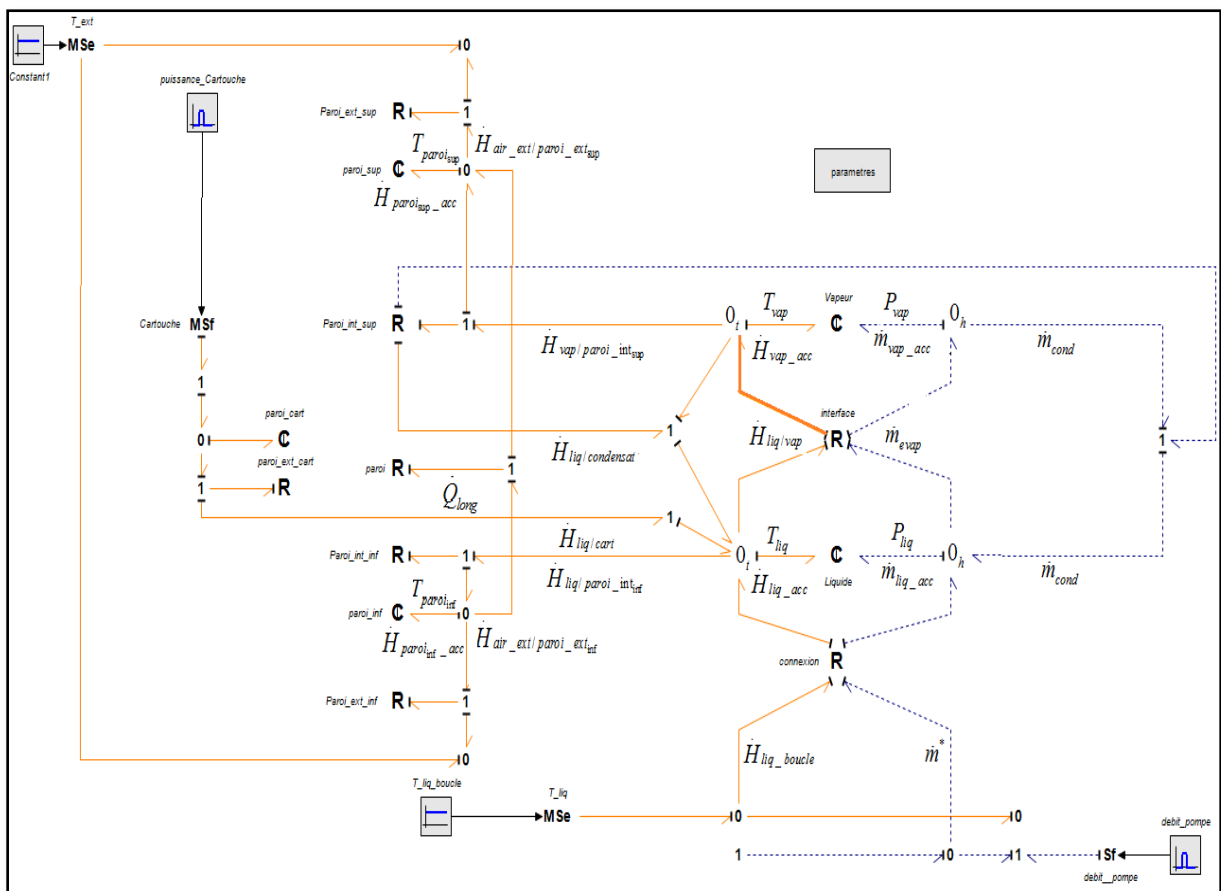


Figure III.7: Modèle pseudo-bond graph du pressuriseur.

III.3.4.1 Equations associées aux éléments C

La résolution de l'ensemble des équations est assurée par la méthode Runge-Kutta intégrée dans le logiciel 20sim (Site 1) support du module bond graph. L'ensemble des flux conducto-convectifs ayant lieu au sein du composant diphasique sera détaillé au III.3.4.2.

i. Volume liquide dans le pressuriseur

Le volume Vol_{liq} est représenté en bond graph par un élément C à 2 ports de puissance

L'équation de conservation de masse exprimée à la jonction 0_h fournit le débit masse de liquide accumulé dans le volume :

$$\dot{m}_{liq_acc} = \dot{m}^* + \dot{m}_{cond} - \dot{m}_{evap} \quad (III. 10)$$

L'équation de bilan d'énergie écrite à la jonction 0_r fournit le flux de chaleur stocké dans le volume :

$$\dot{H}_{liq_acc} = \dot{H}_{liq/boucle} + \dot{H}_{liq/cart} + \dot{H}_{liq/condensat} - \dot{H}_{liq/paroi_int_int} - \dot{H}_{liq/vap} \quad (III. 11)$$

La masse liquide, et la chaleur stockées dans l'élément multiport $C_{liquide}$ associé au volume Vol_{liq} sont:

$$m_{liq_acc}(t) = \int_t \dot{m}_{liq_acc}(t) dt + m_{liq,0} \quad (III. 12)$$

$$H_{liq_acc}(t) = \int_t \dot{H}_{liq_acc}(t) dt + H_{liq,0} \quad (III. 13)$$

$m_{liq,0}$ est la masse du liquide contenu dans le composant à l'instant initial à la température $T_{liq,0}$ et $H_{liq,0}$ l'enthalpie initiale.

$$m_{liq,0} = \rho_{liq,0} \cdot V_{liq,0} \quad (III. 14)$$

$\rho_{liq,0}$: la masse volumique du liquide à la température $T_{liq,0}$ est donnée par l'équation (III. 1). A l'instant initial, avant le lancement de la chauffe, le liquide et la vapeur sont à l'équilibre thermodynamique et l'on a :

$$T_{vap,0} = T_{liq,0} = T_0 \quad (III. 15)$$

où T_0 est une donnée du problème. $V_{liq,0}$: Il s'agit du volume liquide initial occupant le pressuriseur, on a :

$$V_{liq,0} = (\pi \cdot R_{VE}^2 \cdot x_{liq,0}) - (\pi \cdot R_{cart}^2 \cdot H_{cart}) \quad (III. 16)$$

La hauteur $x_{liq,0}$ est directement déduite d'un calcul de volume lors du remplissage de la boucle. En effet, connaissant la quantité du liquide introduite dans la boucle et le volume géométrique total de celle-ci, il est possible de remonter à la hauteur $x_{liq,0}$ par simple

déduction des deux volumes. Le détail du calcul des flux de chaleur ou d'enthalpie est abordé au paragraphe III.3.4.2. Les lois constitutives de l'élément $C_{liquide}$ sont :

Pour la partie hydraulique :

La pression dans le liquide s'obtient par l'équation suivante :

$$P_{liq}(t) = P_{vap}(t) + (\rho_{liq} \cdot g \cdot x_{liq}(t)) \quad (III. 17)$$

Avec

$$x_{liq}(t) = H_{VE} - x_{vap}(t) \quad (III. 18)$$

Où $x_{vap}(t)$ est la hauteur de la vapeur dans le pressuriseur dont l'expression est donnée par l'équation (III. 116). La pression $P_{vap}(t)$ est calculée par l'équation (III. 35).

Pour la partie thermique

La température du liquide s'obtient par :

$$T_{liq}(t) = \frac{H_{liq_acc}(t)}{m_{liq_acc}(t) \cdot c_{p,liq}} \quad (III. 19)$$

Equation de conservation de quantité de mouvement

Cette équation établie pour un système ouvert s'applique pour le volume liquide étudié et s'écrit comme:

$$\frac{d(m_{liq_acc}(t) \cdot v(t))}{dt} = (P_{vap}(t) \cdot S_{VE}) - (P_{liq,boucle}(t) \cdot S_{inf_VE}) + F_f + F_\sigma \quad (III. 20)$$

Avec :

- S_{VE} : Section du pressuriseur au niveau de l'interface liquide/vapeur.
- S_{inf_VE} : Section de l'entrée du pressuriseur.
- $P_{liq,boucle}(t)$: Pression exercée à l'entrée du pressuriseur.
- F_f : Force des frottements pariétaux.
- F_σ : Force due à la tension superficielle.

Les deux termes $(P_{vap}(t) \cdot S_{VE})$ et $(P_{liq,boucle}(t) \cdot S_{inf_VE})$ représentent respectivement les forces de pression au niveau de l'interface liquide-vapeur et à l'entrée du pressuriseur.

- La force de frottements pariétaux F_f s'exprime par :

$$F_f = f \cdot \rho_{liq} \cdot S \cdot \frac{v^2(t)}{2} \quad (III. 21)$$

avec :

$$S = 2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot x_{liq} \quad (III. 22)$$

Si $Re < 1180$ alors :

$$f = \frac{16}{Re} \quad (III. 23)$$

Si $Re < 1180$ alors :

$$f = 0.078 \cdot Re^{-0.25} \quad (III. 24)$$

- La force de tension inter-faciale F_σ s'écrit :

$$F_\sigma = \sigma \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot \cos(\theta)) \quad (III. 25)$$

avec : σ tension inter-faciale dont l'expression est donnée par l'équation (III. 6). L'angle θ est pris égal à 60° .

La résolution de l'équation de quantité de mouvement donne la vitesse de l'écoulement liquide :

$$v_{liq}(t) = \frac{1}{m_{liq_acc}(t)} \cdot \int_t [(P_{vap}(t) \cdot S_{VE}) - (P_{liq,boucle}(t) \cdot S_{inf_VE}) + F_\tau + F_\sigma] dt \quad (III. 26)$$

Un pressuriseur échange de la matière avec la boucle de deux manières différentes :

- ⇒ Entrée du liquide dans le pressuriseur lorsque de la vapeur est formée dans la boucle et en particulier dans l'évaporateur. L'évaporateur se vide alors de liquide qui se trouve injecté dans le pressuriseur. C'est le mode dit « pressuriseur plein à l'état diphasique ». D'ailleurs, s'il n'y avait pas cet élément compensateur, la pression dans la boucle croîtrait dangereusement et pourrait engendrer une dégradation coûteuse.
- ⇒ Sortie de liquide du pressuriseur lorsque de la vapeur se recondense dans la boucle. Quand c'est le cas, le pressuriseur se vide en approvisionnant ainsi la boucle en liquide afin de permettre son refroidissement partiel. C'est le mode dit « pressuriseur vide à l'état monophasique ».

Donc si la pression dans le pressuriseur est plus élevée que la pression dans l'évaporateur, alors :

$$P_{liq,boucle}(t) = P_{liq}(t)$$

avec $P_{liq}(t)$ correspond à la pression du liquide contenu dans le pressuriseur. De ce fait, le débit liquide \dot{m}^* est sortant du pressuriseur et s'écrit:

$$\dot{m}^* = \rho(T_{liq}) \cdot S_{inf_VE} \cdot v_{liq}(t) \quad (III. 27)$$

Sinon

$$P_{liq,boucle}(t) = P_{evap}(t)$$

Le débit liquide \dot{m}^* est alors entrant dans le pressuriseur et s'écrit:

$$\dot{m}^* = \rho(T_{boucle}) \cdot S_{inf_VE} \cdot v_{liq}(t) \quad (III. 28)$$

ii Volume vapeur dans le pressuriseur

L'équation de conservation de masse exprimée à la jonction 0_h fournit le débit masse de vapeur accumulée dans le volume :

$$\dot{m}_{vap_acc} = \dot{m}_{evap} - \dot{m}_{cond} \quad (III. 29)$$

La masse de la vapeur dans l'élément multiport C_{vapeur} associé au volume Vol_{vap} est:

$$m_{vap_acc}(t) = \int_t \dot{m}_{vap_acc}(t)dt + m_{vap,0} \quad (III. 30)$$

$m_{vap,0}$ est la masse de vapeur contenue dans le pressuriseur à l'instant initial :

$$m_{vap,0} = \rho_{vap,0} \cdot V_{vap,0} \quad (III. 31)$$

$V_{vap,0}$: Il s'agit du volume initial de vapeur occupant le pressuriseur, on a :

$$V_{vap,0} = V_{VE} - V_{liq,0} \quad (III. 32)$$

Calcul de la masse volumique de la vapeur

L'équation (III.30) permet de calculer la masse volumique $\rho_{vap}(t)$ de la vapeur:

$$\rho_{vap}(t) = \frac{m_{vap_acc}(t)}{V_{vap}(t)} \quad (III. 33)$$

avec le volume vapeur $V_{vap}(t)$ calculé par l'équation (III. 115).

Calcul de la pression de la vapeur

Le volume vapeur est supposé à l'état de saturation. Cette hypothèse nous permet d'exprimer la pression de vapeur P_{vap} en fonction de la masse volumique ρ_{vap} de la vapeur. La relation reliant les deux variables est obtenue à l'aide des tables thermodynamiques fournies par le site NIST (site 2), sous forme de valeurs numériques. Une interpolation est alors développée. Finalement, la loi constitutive de l'élément C_{vapeur} donnant la pression de la vapeur s'écrit

alors :

- Pour $\rho_{vap} < 0.01 (kg / m^3)$:

$$P_{vap}(\rho_{vap}) = 31093 \cdot \rho_{vap}^6 - 10831 \cdot \rho_{vap}^5 + 1556.1 \cdot \rho_{vap}^4 - 122.93 \cdot \rho_{vap}^3 + 6.742 \cdot \rho_{vap}^2 + 1.2773 \cdot \rho_{vap} - 0.0002 \quad (III. 34)$$

- Sinon :

$$P_{vap}(\rho_{vap}) = \frac{0.03539 \cdot \rho_{vap}^3 + 1.859 \cdot \rho_{vap}^2 + 0.6709 \cdot \rho_{vap} - 0.001328}{\rho_{vap} + 0.4596} \quad (III. 35)$$

Calcul de la température de la vapeur

La température de la vapeur saturée dans le pressuriseur est liée à la pression (conditions de saturation). La relation liant les deux variables est obtenue à l'aide d'une interpolation Gaussienne en se basant sur les valeurs numériques fournies par les tables thermodynamiques de NIST (site 2). Finalement, la loi constitutive de l'élément C_{vapeur} donnant la température de la vapeur s'écrit comme :

$$\begin{aligned} T_{vap}(P_{vap}) = & 392.7 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 3.252}{1.23}\right)^2\right) + 273.7 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 1.636}{0.7764}\right)^2\right) \\ & + 151.1 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 0.9858}{0.5366}\right)^2\right) + 44.5 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 0.6574}{0.3601}\right)^2\right) \\ & + 297.2 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 0.1384}{0.6353}\right)^2\right) + 52.64 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 2.414}{0.5595}\right)^2\right) \end{aligned} \quad (III. 36)$$

iii Corps inférieur du pressuriseur

La température considérée homogène est calculée à l'aide du bilan d'énergie. Autrement dit, c'est l'équation de la chaleur résolue dans l'espace limité par le volume Vol_{paroi_inf} qui donnera le profil de la température $T_{paroi_inf}(t)$. Par ailleurs, la paroi est soumise à deux flux thermiques, schématisés sur la Figure III.6. Les deux flux sont : $\dot{H}_{liq/paroi_int_inf}$ calculés en bond graph par l'élément $R_{paroi_int_inf}$ et le flux $\dot{H}_{air_ext/paroi_ext_inf}$ calculé par l'élément dissipatif $R_{paroi_ext_inf}$. Ces deux flux sont discutés et explicités au paragraphe III.3.4.2 (ii). Enfin, notons que la paroi est un siège de stockage d'énergie et est modélisée en bond graph par l'élément multiport C_{paroi_inf} comme le montre la Figure III.7.

L'équation de conservation d'énergie est écrite dans la jonction 0, :

$$\dot{H}_{paroi_inf_acc} = \dot{H}_{liq/paroi_int_inf} - \dot{H}_{air_ext/paroi_ext_inf} - \dot{Q}_{long} \quad (III. 37)$$

⇒ Le stockage d'enthalpie dans le volume Vol_{paroi_inf} est modélisé en bond graph à l'aide de l'élément multiport C_{paroi_inf} dont la loi constitutive donnant la température de la paroi inférieure est:

$$T_{paroi_inf}(t) = \frac{H_{paroi_inf_acc}(t)}{m_{paroi_inf}(t) \cdot c_{p,paroi_inf}} \quad (III. 38)$$

Avec :

$$H_{paroi_inf_acc}(t) = \int_t \dot{H}_{paroi_inf_acc}(t) dt + H_{paroi_inf,0} \quad (III. 39)$$

$H_{paroi_inf,0}$, enthalpie initiale dans la paroi :

$$H_{paroi_inf,0} = m_{paroi_inf,0} \cdot c_{p,paroi_inf} \cdot T_{paroi_inf,0} \quad (III. 40)$$

$c_{p,paroi_inf}$: chaleur spécifique de la paroi du pressuriseur fabriquée en inox316, est supposée constante : $c_{p,paroi_inf} = 416(J/kg.K)$. La température initiale de la paroi $T_{paroi_inf,0}$ est une donnée du modèle.

$$m_{paroi_{inf}}(t) = \rho_{paroi_{inf}} \cdot V_{paroi_{inf}}(t) \quad (III. 41)$$

où $\rho_{paroi_{inf}}$ est supposée constante valant $7850 \text{ kg} / \text{m}^3$ et le volume de la paroi est donné par :

$$V_{paroi_{inf}}(t) = (2 \cdot \pi \cdot R_{VE}) \cdot x_{liq}(t) \cdot e_{VE_paroi} \quad (III. 42)$$

La hauteur $x_{liq}(t)$ est calculée par l'équation (III.18).

iv Corps supérieur du pressuriseur

La paroi est soumise à deux flux thermiques présentés sur la Figure III.6. Les deux flux enthalpiques sont : $\dot{H}_{vap/paroi_int_sup}$ calculé en bond graph par l'élément $R_{paroi_int_sup}$ et le flux $\dot{H}_{air_ext/paroi_ext_sup}$ calculé par l'élément dissipatif $R_{paroi_ext_sup}$. Ces deux flux sont discutés et explicités aux paragraphes III.3.4.2 (vii). La paroi est un accumulateur d'énergie et est représentée en bond graph par l'élément C_{paroi_sup} .

L'équation de conservation d'énergie est explicitée par la jonction 0_t :

$$\dot{H}_{paroi_sup_acc} = \dot{H}_{vap/paroi_int_sup} + \dot{Q}_{long} - \dot{H}_{air_ext/paroi_ext_sup} \quad (III. 43)$$

⇒ Le stockage d'enthalpie dans le volume Vol_{paroi_sup} est modélisé en bond graph à l'aide de l'élément multiport C_{paroi_sup} dont la loi constitutive donnant la température de la paroi supérieure est:

$$T_{paroi_sup}(t) = \frac{H_{paroi_sup_acc}(t)}{m_{paroi_sup}(t) \cdot c_{p,paroi_sup}} \quad (III. 44)$$

$$H_{paroi_sup_acc}(t) = \int_t \dot{H}_{paroi_sup_acc}(t) dt + H_{paroi_sup,0} \quad (III. 45)$$

$H_{paroi_sup,0}$ est l'enthalpie initiale dans la paroi en contact avec la vapeur, $T_{paroi_sup,0}$ étant une donnée du modèle, on a :

$$T_{paroi_sup,0} = T_{paroi_{inf},0} = T_{paroi,0} \quad (III. 46)$$

$$H_{paroi_sup,0} = m_{paroi_sup,0} \cdot c_{p,paroi_sup} \cdot T_{paroi_sup,0} \quad (III. 47)$$

$c_{p,paroi_sup}$: la chaleur spécifique de la paroi est supposée constante le long de la simulation:

$$c_{p,paroi_sup} = c_{p,paroi_{inf}} = c_{p,paroi} = 416 \text{ (J / kg.K)} \quad (III. 48)$$

La masse de la paroi est donnée par :

$$m_{paroi_{inf}}(t) = \rho_{paroi_{inf}} \cdot V_{paroi_{sup}}(t) \quad (III. 49)$$

où $\rho_{paroi_{sup}}$ est supposée constante et vaut :

$$\rho_{paroi_{sup}} = \rho_{paroi_{inf}} = 7850 \text{ kg} / \text{m}^3 \quad (III. 50)$$

$$V_{paroi_sup}(t) = (2 \cdot \pi \cdot R_{VE}) \cdot x_{vap}(t) \cdot e_{VE_paroi} \quad (\text{III. 51})$$

La hauteur $x_{vap}(t)$ est calculée par l'équation (III. 116).

v Corps du pressuriseur

Comme mentionné au paragraphe III.3.3, la cartouche chauffe l'eau qui elle-même chauffe la paroi. Ensuite, une partie de ce flux est propagée longitudinalement dans le corps de la paroi. Ce flux de chaleur noté \dot{Q}_{long} est modélisé à l'aide de la conductance donnée par l'équation (III. 87) et représentée en bond graph par l'élément dissipatif R_{paroi_VE} comme le montre la Figure III.7. L'intérêt est justifié par l'intervention de ce flux dans le phénomène de condensation, en particulier à travers la température T_{paroi_sup} ce qui influence le calcul de la pression vapeur. Cette dernière contrôle la température d'évaporation dans l'évaporateur, et donc marque le début de refroidissement par voie diphasique.

III.3.4.2 Description des flux conducto-convectifs associés aux éléments R

Les flux conducto-convectifs ayant lieu au sein du composant diphasique et qui sont pris en compte dans le modèle du pressuriseur sont modélisés par des éléments dissipatifs R à 2 ports.

i. Flux thermique provenant de la cartouche chauffante

Nukiyama en 1934, a effectué une expérience permettant de visualiser les différentes configurations d'échanges thermiques dans un pressuriseur clos apparues au cours de la chauffe. Une analyse de la courbe obtenue Figure III.8 montre que le mode d'échange thermique (évalué grâce au coefficient h_{conv}) est fortement associé à la configuration observée (liquide, bulles, poche bouchon, annulaire ...). Il est alors important, d'un point de vue modélisation, d'identifier le régime en cours à l'aide d'indicateurs appropriés pour pouvoir appliquer le coefficient d'échange correspondant. En effet, la courbe de la Figure III.8 montre que la densité de flux thermique q (w/m^2) imposée par le bloc chauffant au liquide varie en fonction de l'écart entre la température de la paroi de la cartouche T_{paroi_cart} et la température du liquide : $\Delta T = T_{paroi_cart} - T_{liq}$. La pente de la courbe $q = f(\Delta T)$ représente le coefficient d'échange thermique par convection h_{conv} qui varie d'un régime à l'autre.

Une étude détaillée des corrélations proposées pour ce coefficient est abordée dans ce paragraphe, elles sont prises en compte dans le modèle développé.

Le flux thermique fourni par la source chaude (cartouche) au liquide s'écrit :

$$\dot{H}_{liq/cart} = h_{conv} \cdot S_{cart} \cdot (T_{paroi_cart} - T_{liq}) \quad (\text{III. 52})$$

avec :

$$S_{cart} = 2 \cdot \pi \cdot R_{cart} \cdot H_{cart} \quad (\text{III. 53})$$

- La densité de flux thermique q (w/cm^2) est définie par

$$P = U \cdot I = q \cdot \pi \cdot d_{cart} \cdot l_{cart} \quad (\text{III. 54})$$

avec :

- q Densité de flux thermique.
- P Puissance électrique dissipée dans la cartouche.
- U Différence de potentiel aux bornes du fil.
- I Intensité du courant passant dans le circuit électrique qui alimente la cartouche.
- d_{cart} Diamètre de la cartouche chauffante.
- l_{cart} Longueur effective de la cartouche chauffante.

La pente obtenue dans chacun des tronçons de la courbe donnée par la Figure III.8 (OA, AB, BC, CD, DE) représente en réalité le coefficient h_{conv} qui décrit le transfert thermique correspondant à la configuration visualisée.

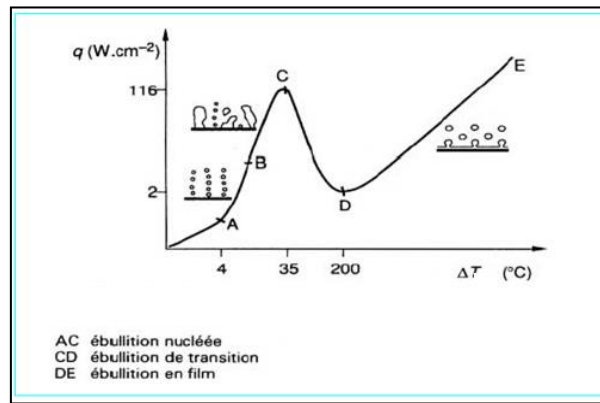


Figure III.8: Courbe de Nukiyama (Delhay 1990).

Coefficient de transfert thermique associé au tronçon OA :

Durant cette phase préliminaire, le transfert thermique $\dot{H}_{liq/cart}$ entre la cartouche chauffante et le liquide s'effectue par simple convection naturelle en obéissant à la loi de Newton :

$$\dot{H}_{liq/cart} = h_{conv} \cdot S_{cart} \cdot \Delta T \quad (III. 55)$$

$$\Delta T = T_{paroi, cart} - T_{liq} \quad (III. 56)$$

On pose, par définition, les nombres suivants:

⇒ Le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{h_{conv} \cdot d_{cart}}{\lambda_{liq}} = \frac{q \cdot d_{cart}}{\Delta T \cdot \lambda_{liq}} \quad (III. 57)$$

⇒ Le nombre de Rayleigh :

$$Ra = \frac{g \cdot \beta_{liq} \cdot \Delta T \cdot d_{cart}^3}{\lambda_{liq} \cdot \alpha_{liq}} \quad (III. 58)$$

⇒ Le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\nu_{liq}}{\alpha_{liq}} \quad (III. 59)$$

Le coefficient de convection naturelle h_{conv} est alors calculé à l'aide de la corrélation de Churchill et Chu (III. 60) valable pour $10^{-5} < Ra < 10^{12}$ (Delhaye 1990) :

$$Nu = \left(0.60 \cdot \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 \quad (\text{III. 60})$$

Avec :

- S_{cart} Surface de contact entre la cartouche et le fluide.
- λ_{liq} Conductivité thermique du liquide.
- q Densité de flux thermique.
- g Accélération de la pesanteur à la surface de la terre.
- β_{liq} Coefficient de dilatation volumique du liquide.
- ν_{liq} Viscosité cinématique du liquide.
- α_{liq} Diffusivité thermique du liquide.

Remarque :

Toutes les propriétés thermo-physiques sont calculées à la température moyenne T_f

$$T_f = \frac{T_{paroi, cart} + T_{liq}}{2} \quad (\text{III. 61})$$

Coefficient associé au tronçon AC. Vers une ébullition nucléée saturée (ENS)

Partie AB : L'ébullition nucléée à bulles isolées

Des bulles de vapeurs (ou sites de nucléation), sont réparties régulièrement le long de la zone de chauffe. Elles y prennent naissance, et se déplacent sous forme de colonnes de vapeur, à une fréquence de l'ordre de 100 bulles par seconde, vers l'interface liquide/vapeur du pressuriseur (car masse volumique faible) comme le montre la Figure III.9. Au niveau de cette interface, les bulles se collapent ou s'évaporent faisant ainsi augmenter la pression de la vapeur dans la partie supérieure du pressuriseur.

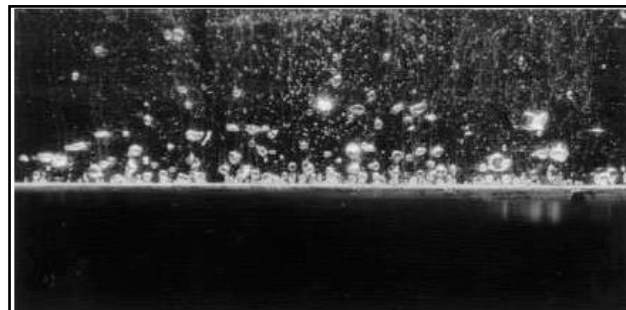


Figure III.9: Ebullition nucléée à bulles isolées (Delhaye 1990).

Partie BC: Zone d'ébullition nucléée saturée à poches (ENS à poches)

Des chapelets de bulles de vapeur prolifèrent avec le flux de chaleur émis par la cartouche. Ces chapelets sont en forme de poches ou de colonnes de vapeur. Ils s'intensifient jusqu'à ce qu'ils isolent l'ensemble de la paroi d'échange par un film de vapeur très instable comme

l'illustre la Figure III.9 et la Figure III.10. A ce stade, l'extraction de la chaleur permettant de chauffer le liquide contenu dans le pressuriseur est principalement due à la chaleur latente de vaporisation.

Il se trouve que les échanges thermiques, au niveau de l'interface séparant la cartouche chauffante, et le volume liquide sont de la même complexité que les échanges se produisant au niveau de l'évaporateur. Dans les deux cas, on est amené à considérer chaque type d'écoulement séparément, afin de lui affecter le coefficient d'échange correspondant.

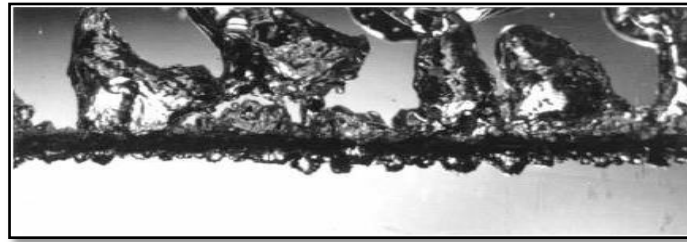


Figure III.10: Ebullition à poches ou colonnes de vapeur (Delhay 1990).

La densité de flux de chaleur q transférée le long du tronçon AC présenté par la Figure III.8 est calculée à l'aide de la corrélation de Rohsenow (Delhay 1990):

$$\frac{c_{paroi,liq} \cdot (T_{paroi,cart} - T_{sat})}{L_v} = C_{sf} \cdot \left[\frac{q}{\mu_{liq} \cdot L_v} \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})}} \right]^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_{liq} \cdot c_{paroi,liq}}{\lambda_{liq}} \right)^s \quad (\text{III. 62})$$

Rohsenow suggère les valeurs suivantes : $s=1$ pour l'eau et $s=1.7$ pour les autres fluides. Quant au coefficient C_{sf} , il est recommandé de prendre la valeur $C_{sf} = 0.013$ (Delhay 1990).

Indicateur de changement de configuration

D'un point de vue modélisation, il faut renseigner un indicateur permettant au code de basculer de la corrélation de Churchill et Chu (modélisant l'échange thermique par convection naturelle et correspondant au tronçon OA) à la corrélation de Rohsenow associée à l'ébullition nucléée saturée (segment AB de la Figure III.8).

On remarque sur la Figure III.8 qu'il ne suffit pas d'avoir $T_{paroi,cart} = T_{sat}$ pour assister à la naissance des bulles de vapeur. En effet, il faut une certaine surchauffe supplémentaire avant de parler de l'ébullition nucléée saturée (ENS). Cette surchauffe est d'une part, liée au rayon de la cavité r_{cav} où apparaît, pour la première fois, le chapelet des bulles de vapeur. D'autre part, la surchauffe est étroitement liée à la tension inter-faciale, qui subsiste au niveau de l'interface entre le liquide et la vapeur. Ainsi, en première approximation, la surchauffe permettant l'amorçage de l'ébullition nucléée saturée peut être évaluée comme suit (Delhay 1990) :

$$\Delta T_{sat} = T_{paroi,cart} - T_{sat} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_{sat}}{r_{cav} \cdot L_v \cdot \rho_{vap}} \quad (\text{III. 63})$$

avec :

- σ Tension inter-faciale donnée par l'équation(III. 6) ou directement depuis le Tableau III.2.
- T_{sat} Température de saturation.
- r_{cav} Rayon de la cavité d'où s'échappent les bulles de vapeur.

L_v Chaleur ou enthalpie massique de vaporisation.

ρ_{vap} Densité de la vapeur.

Remarque :

Les rayons des cavités r_{cav} au niveau d'une surface métallique lisse sont de l'ordre de $5 \mu m$ pour l'eau. Ainsi, nous proposons l'indicateur ind_{ENS} suivant implanté dans le modèle:

Si

$$T_{p, cart} - T_{sat} > \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_{sat}}{r_{cav} \cdot L_v \cdot \rho_{vap}} \tag{III. 64}$$

Alors :

$$ENS = 1$$

Ce qui veut dire que l'(ENS) est amorcée, et la corrélation utilisée est celle de Rohsenow (III. 62). Sinon, $ENS = 0$, il n'y a pas encore d'(ENS). La corrélation utilisée est alors celle de Churchill et Chu (III. 60).

Température de saturation °C	Tension superficielle ($10^3 Nm^{-1}$)
0	75.6
15.6	73.3
37.8	69.8
60	66.0
93.3	58.8
100	46.1

Tableau III.2: Valeur de la tension superficielle pour l'eau en fonction de la température de saturation

Le point C : connu sous le nom de la crise d'ébullition, ou point de burn-out.

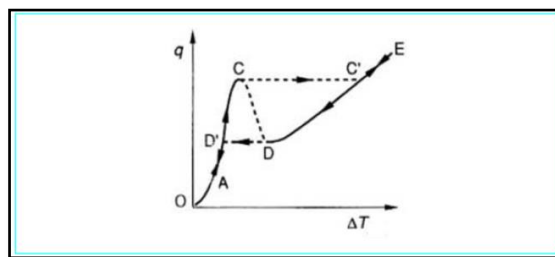


Figure III.11: Allure générale de la courbe de Nukiyama (Delhayé 1990).

C'est le point critique qu'il faut éviter, si l'on souhaite épargner la cartouche chauffante d'un endommagement prématuré. En effet, si la densité de flux critique q_{crit} (communément appelée densité maximale) est atteinte, alors un volume de vapeur vient épouser parfaitement toute la paroi d'échange, provoquant ainsi la séparation entre le liquide contenu dans le pressuriseur et le doigt de gant contenant la cartouche (voir la Figure III.10). Or, étant donnée la faible conductivité thermique de la vapeur (grande résistivité), la chaleur émise par la cartouche aura du mal à franchir l'espace vapeur pour arriver dans le liquide. L'évacuation du flux de chaleur s'effectue alors par conduction-convection et rayonnement.

L'expérience de Nukiyama montre que lors d'un flux critique, la quantité $\Delta T = T_{paroi, cart} - T_{liq}$ monte en flèche; ce qui est visible sur la Figure III.11 où le point de fonctionnement passe

presque brutalement du point C au point C'. Ceci se manifeste en réalité par une augmentation conséquente de la température de la paroi de la cartouche chauffante qui peut facilement dépasser sa température de fusion (1000°C) et donc entraîner sa dégradation.

La crise d'ébullition susceptible de se produire à ce niveau de la boucle peut survenir aussi au niveau de l'évaporateur (pièce maîtresse de la boucle).

La densité de flux critique q_{crit} est calculée dans le modèle proposé du pressuriseur. La corrélation retenue est celle du Sun et Lienhard donnée par l'équation (III. 65):

$$q_{crit} = [0.116 + 0.3 \cdot \exp(-3.44 \cdot R_*^{1/2})] \cdot L_v \cdot \rho_{vap}^{1/2} \cdot [\sigma \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot g]^{1/4} \quad (III. 65)$$

avec R_* rayon adimensionnel dont l'expression est:

$$R_* = R_{cart} \cdot \left[\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})} \right]^{-1/2} \quad (III. 66)$$

Une autre formule proposée dans la littérature par Zuber (Zuber 1958) est donnée par l'équation (III. 67) en vue d'une comparaison des résultats.

$$q_{crit} = \frac{\pi \cdot \rho_{vap}}{24} \cdot L_v \cdot \left[\frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\rho_{vap}^2} \right]^{1/4} \cdot \left[1 + \frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \right]^{1/2} \quad (III. 67)$$

A propos des autres sections de la courbe de Nukiyama :

La section CD de la Figure III.8 appelée l'aval de la crise d'ébullition ou encore ébullition de transition illustrée par la Figure III.13, ainsi que la zone CD sur la même Figure III.8 nommée zone d'ébullition en film ou pelliculaire visible sur la Figure III.14 ne sont pas modélisées pour l'instant. On estime, que si la crise d'ébullition est atteinte, il vaut mieux revoir les conditions limites imposées à l'essai.

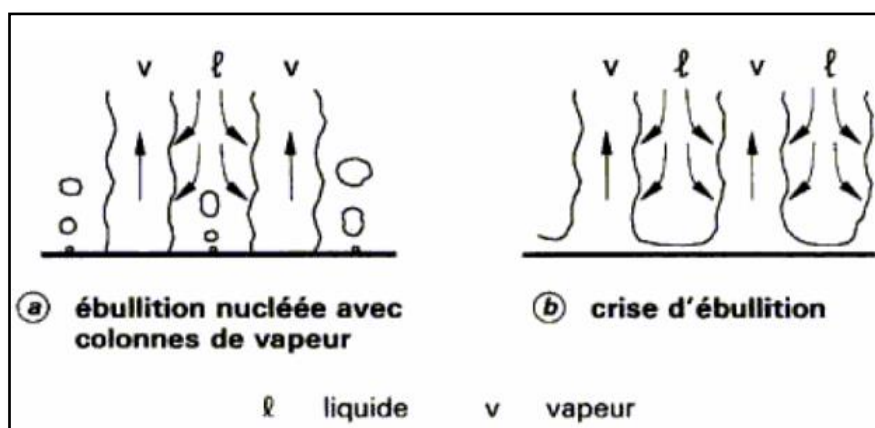


Figure III.12: Configuration d'écoulement: ébullition nucléée (a), crise d'ébullition (b) (Delhaye 1990).

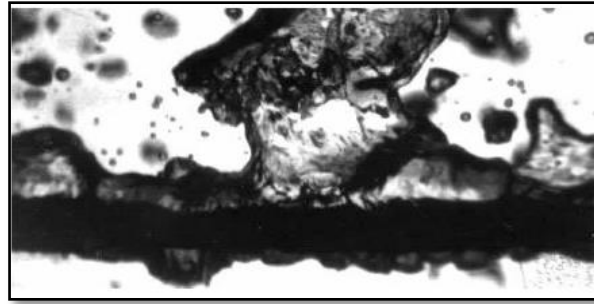


Figure III.13: Ebullition de transition (Delhaye 1990).

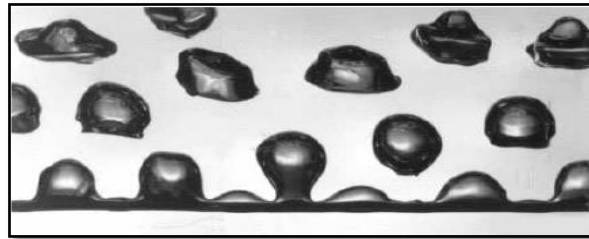


Figure III.14: Ebullition en film ou pelliculaire (Delhaye 1990).

ii. Flux thermique échangé entre le liquide et la paroi

Les pertes thermiques acheminées depuis le liquide jusqu'à l'extérieur sont dues à trois modes d'échanges thermiques:

1. Convection naturelle entre le liquide et la paroi du côté intérieur du pressuriseur.

Le coefficient de transfert thermique s'écrit:

$$h_{int} = \frac{Nu \cdot \lambda_{liq}}{D_{VE}} \tag{III. 68}$$

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^m \tag{III. 69}$$

avec :

- Si $(Gr \cdot Pr) \in [10^4, 10^9]$ donc le régime est laminaire, alors : $C = 0.59$ et $m = 1/4$.
Si $(Gr \cdot Pr) \in [10^9, 10^{13}]$ donc le régime est turbulent, alors : $C = 0.021$ et $m = 2/3$.
- D_{VE} : Diamètre du pressuriseur.
- Le nombre Pr est donné par l'équation (III. 59). Gr est le nombre de Grashof :

$$Gr = \frac{D_{VE}^3 \cdot \rho_{liq}^2 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\mu_{liq}^2} \tag{III. 70}$$

Il s'agit d'un nombre adimensionnel permettant de caractériser le phénomène de convection naturelle, dite aussi libre. Il est le rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Le nombre de Grashof constitue pour la convection naturelle ce que représente le nombre de Reynold pour la convection forcée.

Au final, le flux thermique transféré par convection s'écrit :

$$\dot{H}_{liq/paroi_int_{inf}} = h_{int} \cdot S_{int_{inf}} \cdot (T_{liq} - T_{paroi_int_{inf}}) \tag{III. 71}$$

avec :

$$S_{int_{inf}} = 2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot x_{liq} \tag{III. 72}$$

2. Conduction radiale dans la paroi

L'expression analytique de la résistance thermique à l'intérieur d'un cylindre creux se déduit facilement de la loi d'échange par conduction ($\Phi = -\lambda \cdot S \cdot \text{grad}(T)$: loi de Fourier) et l'on a :

$$R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{R_{VE,ext}}{R_{VE,int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{VE} \cdot x_{liq}} \quad (\text{III. 73})$$

Selon la loi de Newton, le flux thermique transféré par conduction radiale à travers la paroi du pressuriseur s'écrit :

$$\dot{H}_{paroi} = \frac{1}{R_{th}} \cdot (T_{paroi_int_{inf}} - T_{paroi_ext_{inf}}) \quad (\text{III. 74})$$

Par ailleurs, le nombre adimensionnel de Biot (Bi) permet de simplifier les calculs. En effet, il s'agit d'un nombre qui permet d'évaluer la résistance thermique R_{th} due à la conduction au sein de la paroi. Selon Jean-Baptiste Biot (1774-1862), si le nombre Bi est grand devant 1 cela veut dire que le gradient de température dans la paroi n'est pas négligeable et que le flux thermique par conduction est à prendre en compte. Dans le cas contraire ($Bi < 0.1$) la résistance thermique est négligeable et le gradient de température est nul (température uniforme à l'intérieur du corps). Le nombre de Biot s'écrit :

$$Bi = \frac{h \cdot L_c}{\lambda_c} \quad (\text{III. 75})$$

avec :

c : Corps.

L_c : Une longueur caractéristique définie par le rapport entre le volume du corps et sa surface, ou encore le rapport entre une section du corps et son périmètre.

Dans notre cas, le nombre de Biot est toujours inférieur à 0.1 ce qui nous conduit à omettre la résistance R et considérer que :

$$T_{paroi_int_{inf}} = T_{paroi_ext_{inf}} = T_{paroi_{inf}} \quad (\text{III. 76})$$

3. Convection naturelle entre la paroi du côté extérieur et l'air.

Le coefficient de transfert thermique par convection laminaire s'écrit :

$$h_{ext} = 1.42 \cdot \left(\frac{\Delta T}{x_{liq}}\right)^{0.25} \quad (\text{III. 77})$$

avec :

$$\Delta T = T_{paroi_ext_{inf}} - T_{air} \quad (\text{III. 78})$$

Cette expression de h_{ext} présuppose un régime d'écoulement air/paroi laminaire correspondant à un nombre de Grashof inférieur à 10^9 , ce qui est largement le cas dans le type d'application étudié. Ainsi, les flux thermiques transférés par convection s'écrivent comme :

$$\dot{H}_{air_ext/paroi_ext_inf} = \alpha \cdot h_{ext} \cdot S_{ext_inf} \cdot (T_{paroi_ext_inf} - T_{air}) \quad (\text{III. 79})$$

avec :

$$S_{ext_inf} = 2 \cdot \pi \cdot (R_{VE} + e_{VE}) \cdot x_{liq} \quad (\text{III. 80})$$

e_{VE} : est l'épaisseur de la paroi du pressuriseur.

Le niveau de perte de chaleur vers l'extérieur est commandé apriori par le coefficient d'échange h_{ext} . La prise en compte d'une isolation du pressuriseur de son environnement est incluse par l'intermédiaire d'un facteur α qui vient corriger le coefficient h_{ext} . Notons qu'il s'agit d'une phase importante dans le processus de modélisation : le pressuriseur est régulé en température par l'intermédiaire d'un régulateur PID, ce qui veut dire que tout apport de chaleur en vue d'augmenter la température (et donc la pression) au sein de la boucle est assuré par la cartouche chauffante. Dans le cas où il s'avère nécessaire de faire chuter cette température (pression), le seul moyen pour y parvenir est d'autoriser une déperdition de chaleur vers l'extérieur depuis la partie basse du pressuriseur, en jouant sur l'isolation. Dans le modèle c'est le coefficient $\alpha \cdot h_{ext}$ qui le prend en compte.

iii. Flux thermique échangé entre le liquide et le film de condensat

Le flux enthalpique reçu par le liquide de la part du film de condensat est :

$$\dot{H}_{cond/liq} = \dot{m}_{cond} \cdot c_{p,liq} \cdot T_{vap} \quad (\text{III. 81})$$

La section III.3 (iv.c) présente une étude détaillée permettant d'établir l'expression analytique du débit masse de condensation \dot{m}_{cond} dont la formule est donnée par l'équation (III. 104), ainsi que les expressions d'autres grandeurs intervenant dans le phénomène de condensation telles que la largeur du film δ_{film} (III. 105), et la vitesse d'écoulement du film de condensat v_{cond} (III. 103). Le terme de la chaleur spécifique $c_{p,liq}$ est calculé en fonction de la température T_{vap} du film de condensat selon la corrélation (III. 3) développée avec un grand souci de précision.

iv. Flux thermique échangé entre le liquide et la vapeur

Au niveau de l'interface d'évaporation, définie et discutée dans la section (III.1.2), les bulles de vapeur quittent le liquide pour aller dans l'espace vapeur. Ces bulles transportent avec elles un certain débit enthalpique dont l'expression est donnée par:

$$\dot{H}_{liq/vap} = \dot{m}_{evap} \cdot c_{p,liq} \cdot T_{liq} \quad (\text{III. 82})$$

L'expression de $c_{p,liq}$ est calculée dans (III. 3). Le terme \dot{m}_{evap} sera établi au paragraphe III.3.4.2 (viii)

v. Flux thermique échangé entre le liquide dans le pressuriseur et celui de la boucle

Le pressuriseur peut échanger du liquide avec la boucle en fonctionnement, comme schématisé sur la Figure III.5. Ceci dépend particulièrement de la pression dans l'évaporateur. Cet échange thermo-hydraulique crée un flux thermique généré par convection :

$$\dot{H}_{liq/boucle} = \dot{m}^* \cdot c_{p,liq} \cdot T^* \quad (\text{III. 83})$$

L'expression du débit \dot{m}^* est établie au paragraphe III.3.4.1 (i).

Dans le cas où la pression au niveau de l'évaporateur croît, une quantité de volume liquide se trouve injectée dans le pressuriseur. C'est un mode de fonctionnement diphasique (l'état du pressuriseur est dit plein). Dans ce cas de figure, le flux enthalpique entrant est de la forme :

$$\dot{H}_{liq/boucle} = \dot{m}^* \cdot c_{p,liq(boucle)} \cdot T_{boucle} \quad (\text{III. 84})$$

La chaleur spécifique $c_{p,liq(boucle)}$ est calculée en fonction de la température du liquide qui provient de la boucle T_{boucle} . Notons que ce fluide est sous refroidi, puisqu'il vient de sortir du condenseur et donc possède une température inférieure à celle du liquide contenu dans le pressuriseur.

De même, la chute de pression à l'évaporateur s'accompagne d'un rejet d'une certaine quantité de liquide du pressuriseur. Dans ce cas de figure, le flux enthalpique sortant est :

$$\dot{H}_{liq/boucle} = \dot{m}^* \cdot c_{p,liq(VE)} \cdot T_{liq} \quad (\text{III. 85})$$

La chaleur spécifique $c_{p,liq(VE)}$ étant calculée en fonction de la température du liquide contenu dans le pressuriseur T_{liq} .

vi. Flux thermique longitudinal propagé par conduction au sein de la paroi.

Le pressuriseur est un cylindre de diamètre extérieur D_{VE_ext} , et diamètre intérieur d_{VE_int} , sa section est alors :

$$S_{VE} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{VE_ext}^2 - d_{VE_int}^2) \quad (\text{III. 86})$$

La résistance de transfert de chaleur est alors :

$$R_{long_VE} = \frac{H_{VE}}{\lambda_{VE} \cdot S_{VE}} \quad (\text{III. 87})$$

Selon la loi de conduction de Fourier:

$$\dot{Q}_{long_VE} = \frac{1}{R_{long_VE}} \cdot (T_{paroi_int} - T_{paroi_sup}) \quad (\text{III. 88})$$

avec :

T_{paroi_int} : Température de la paroi en contact avec le volume liquide.

T_{paroi_sup} : Température de la paroi en contact avec le volume vapeur.

vii. Flux thermique échangé entre la vapeur et la paroi du pressuriseur

La chaleur spécifique totale L_v^* transférée par la phase vapeur à la paroi du pressuriseur est l'aboutissement de deux contributions : la chaleur spécifique de condensation ΔH_{cond} ajoutée à la chaleur spécifique due au sous-refroidissement du condensat $(0.68 \cdot c_{p,liq} \cdot (T_{vap} - T_{paroi_int_sup}))$. L_v^* s'écrit alors :

$$\dot{L}_v^* = \Delta H_{cond} + 0.68 \cdot c_{p,liq} \cdot (T_{vap} - T_{paroi_int_sup}) \quad (\text{III. 89})$$

La chaleur spécifique $c_{p,liq}$ est donnée par l'équation (III. 1). La chaleur spécifique de condensation ΔH_{cond} est une fonction de la pression de vapeur. Elle est calculée grâce aux équations : (III. 90), (III. 91) et (III. 92).

$$\Delta H_{cond}(P_{vap}) = h''(P_{vap}) - h'(P_{vap}) \quad (\text{III. 90})$$

avec :

$h'(P_{vap})$: la chaleur spécifique de la portion liquide donnée par :

$$\begin{aligned} h'(P_{vap}) = & 263,5 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 0,2626}{0,1546}\right)^2\right) + 92,88 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 0,104}{0,08743}\right)^2\right) \\ & + 34,29 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 0,04696}{0,05121}\right)^2\right) \end{aligned} \quad (\text{III. 91})$$

$h''(P_{vap})$: la chaleur spécifique de la portion vapeur donnée par :

$$\begin{aligned} h''(P_{vap}) = & 2686 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 5,743}{5,795}\right)^2\right) + 191,4 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 0,06863}{0,6253}\right)^2\right) \\ & + 79,63 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 0,03843}{0,2367}\right)^2\right) + 464,5 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 0,1873}{1,363}\right)^2\right) \\ & + 0,115 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 1,844}{0,001972}\right)^2\right) + 955,8 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{vap} - 1,141}{2,594}\right)^2\right) \end{aligned} \quad (\text{III. 92})$$

Ainsi, la quantité de chaleur $\dot{H}_{vap/paroi_int_sup}$ transmise par la vapeur à la paroi s'écrit comme

$$\dot{H}_{vap/paroi_int_sup} = \dot{m}_{cond} \cdot \dot{L}_v^* \quad (\text{III. 93})$$

L'expression du débit masse de condensation est traitée au paragraphe suivant III.3.4.2 (viii).

viii. Débit masse de condensation calculé dans l'élément $R_{par_int_sup}$

La présente section a pour objectif d'établir l'expression analytique du débit masse de condensation \dot{m}_{cond} . D'autres paramètres intervenant dans le calcul de condensation telle que l'épaisseur et la vitesse de film de condensat (δ_{film}, v_{cond}) sont aussi calculés.

Une hypothèse permettant les développements qui suivent suppose que l'écoulement de condensat est constamment en régime laminaire. La Figure III.15 représente un film de condensat formé sur une paroi verticale. L'ensemble des notations utilisées y sont rappelées. Pour commencer, considérons le volume constituant le condensat:

$$dV = (2 \cdot \pi \cdot R_{VE}) \cdot (\delta_{film} - y) \cdot dx \quad (\text{III. 94})$$

Inventaire des forces appliquées sur le volume infinitésimal:

- Force de gravité appliquée sur le film de condensat :

$$F_g = m_{liq} \cdot g = \rho_{liq} \cdot dV \cdot g = \rho_{liq} \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE}) \cdot (\delta_{film} - y) \cdot dx \cdot g \quad (III. 95)$$

D'où :

$$F_g = \rho_{liq} \cdot g \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE}) \cdot (\delta_{film} - y) \cdot dx \quad (III. 96)$$

- Force correspondant à la vapeur entraînée :

$$F_{vap} = m_{vap} \cdot g = \rho_{vap} \cdot dV \cdot g = \rho_{vap} \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE}) \cdot (\delta_{film} - y) \cdot dx \cdot g \quad (III. 97)$$

D'où

$$F_{vap} = \rho_{vap} \cdot g \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE}) \cdot (\delta_{film} - y) \cdot dx \quad (III. 98)$$

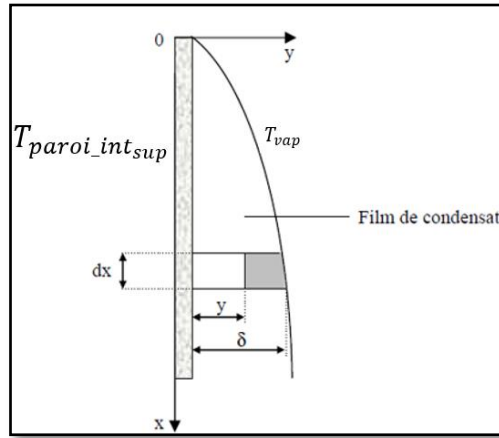


Figure III.15: Schéma du processus de condensation sur une paroi verticale.

- Force de frottements pariétaux :

Cette force est due aux frottements de condensat contre la paroi de surface ($2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dx$)

$$F_f = \mu_{liq} \cdot \frac{dv_{cond}}{dy} \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dx) \quad (III. 99)$$

En faisant l'hypothèse d'une quantité de mouvement du condensat quasi constante, et en appliquant le principe fondamental de la mécanique newtonienne on obtient :

$$-F_g + F_{vap} + F_f = 0 \quad (III. 100)$$

Donc :

$$\begin{aligned} \rho_{liq} \cdot g \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dx) \cdot (\delta_{film} - y) \cdot dx = & \quad (III. 101) \\ \rho_{vap} \cdot g \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dx) \cdot (\delta_{film} - y) \cdot dx + \mu_{liq} \cdot \frac{dv_{cond}}{dy} \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dx) \end{aligned}$$

L'équation (III. 101) se simplifie pour donner :

$$\rho_{liq} \cdot g \cdot (\delta_{film} - y) \cdot dx = \rho_{vap} \cdot g \cdot (\delta_{film} - y) \cdot dx + \mu_{liq} \cdot \frac{dv_{cond}}{dy} \quad (III. 102)$$

Après intégration de l'équation (III. 102 entre $y=0$ et $y=\delta$, avec quelques arrangements et la condition limite $u(y=0)=0$ on obtient :

$$v_{cond} = \frac{(\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot g}{\mu_{liq}} \cdot \left(\delta_{film} \cdot y - \frac{y^2}{2} \right) \quad (III. 103)$$

On en déduit le débit masse de condensation

$$\dot{m}_{cond} = \int_0^{\delta} (\rho_{liq} \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dy) \cdot v_{cond}) \quad (III. 104)$$

Ainsi :

$$\dot{m}_{cond} = \rho_{liq} \cdot \frac{(\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot g \cdot \delta_{film}^3}{3 \cdot \mu_{liq}} \quad (III. 105)$$

Où l'épaisseur du film de condensat δ_{film} est à déterminer. Pour y parvenir on part du fait que le flux d'enthalpie fourni par le condensat à la paroi Φ est justement égal à la chaleur latente de condensation ΔH_{cond} (équation. (III. 90)) évacuée par la portion de vapeur condensée \dot{m}_{cond} , donc: $\Phi = \dot{m}_{cond} \cdot \Delta H_{cond}$.

- D'une part, le flux d'enthalpie fourni par le condensat à la paroi de surface ($2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dx$) est :

$$\Phi = -\lambda \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dx) \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = \lambda \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dx) \cdot \left(\frac{T_{paroi_int_sup} - T_{vap}}{\delta_{film}} \right) \quad (III. 106)$$

Rappelons ici, que l'on considère que la température de condensat est égale à T_{vap} .

- D'autre part, la portion de vapeur condensée \dot{m}_{cond} s'écrit sous la forme différentielle:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx} \left[\rho_{liq} \cdot \frac{(\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot g \cdot \delta_{film}^3}{3 \cdot \mu_{liq}} \right] \cdot dx = & \quad (III. 107) \\ \frac{d}{d\delta} \left[\rho_{liq} \cdot \frac{(\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot g \cdot \delta_{film}^3}{3 \cdot \mu_{liq}} \right] \cdot \frac{d\delta}{dx} \cdot dx = & \\ \left[\rho_{liq} \cdot \frac{(\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot g \cdot \delta_{film}^2}{\mu_{liq}} \right] \cdot d\delta & \end{aligned}$$

Ainsi, grâce aux équations (III. 106) et (III. 107) nous pouvons écrire l'égalité:

$$\Phi = \dot{m}_{cond} \cdot \Delta H_{cond} \quad (III. 108)$$

Sous la forme :

$$\lambda \cdot (2 \cdot \pi \cdot R_{VE} \cdot dx) \cdot \left(\frac{T_{paroi_int_sup} - T_{vap}}{\delta_{film}} \right) = \left[\rho_{liq} \cdot \frac{(\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot g \cdot \delta_{film}^2}{\mu_{liq}} \right] \cdot d\delta \cdot \Delta H_{cond} \quad (III. 109)$$

Ensuite, une intégration de cette équation (III. 109) avec la condition limite h_{ext} conduit à l'expression de l'épaisseur de condensat :

$$\delta_{film} = \left[\frac{4 \cdot \mu_{liq} \cdot \lambda_{liq} \cdot x_{vap} \cdot (T_{paroi_int_sup} - T_{vap})}{g \cdot \Delta H_{cond} \cdot \rho_{liq} \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})} \right]^{1/4} \quad (III. 110)$$

La quantité x_{vap} est variable et représente la hauteur du volume qu'occupe la vapeur dans la partie supérieure du pressuriseur. En effet, le volume géométrique total du pressuriseur est la somme des deux volumes : liquide et vapeur. On a :

$$\dot{H}_{condensat/liq} = \dot{m}_{cond} \cdot c_{p,liq} \cdot T_{vap} \quad (III. 111)$$

D'une part, le volume géométrique total du pressuriseur est :

$$V_{VE} = \pi \cdot R_{VE}^2 \cdot H_{VE} \quad (III. 112)$$

Le volume de la partie vapeur est :

$$V_{vap}(t) = \pi \cdot R_{VE}^2 \cdot x_{vap}(t) \quad (III. 113)$$

Le volume de la partie liquide est :

$$V_{liq}(t) = \pi \cdot R_{VE}^2 \cdot x_{liq}(t) = \left(\frac{m_{liq_acc}(t)}{\rho_{liq}} \right) \quad (III. 114)$$

Donc :

$$V_{vap}(t) = \pi \cdot R_{VE}^2 \cdot x_{vap}(t) = V_{VE} - V_{liq}(t) = \left(\pi \cdot R_{VE}^2 \cdot H_{VE} \right) - \left(\frac{m_{liq_acc}(t)}{\rho_{liq}} \right) \quad (III. 115)$$

Ainsi :

$$x_{vap}(t) = \frac{\left(\pi \cdot R_{VE}^2 \cdot H_{VE} \right) - \left(\frac{m_{liq_acc}(t)}{\rho_{liq}} \right)}{\pi \cdot R_{VE}^2} \quad (III. 116)$$

La masse du liquide accumulé dans le pressuriseur $m_{liq_acc}(t)$ est calculée dans le modèle. Son calcul est détaillé au paragraphe III.3.4.1 (i). La masse volumique ρ_{liq} est calculée grâce à l'équation (III. 1). La viscosité μ_{liq} est donnée par l'équation (III. 5). La chaleur spécifique de condensation ΔH_{cond} est calculée grâce aux équations : (III. 90), (III. 91) et (III. 92).

iv. Débit massique d'évaporation au niveau de l'interface liquide vapeur

Un bilan thermique montre que le flux de chaleur $\dot{H}_{cart/liq}$ cédé par la cartouche chauffante au volume liquide est la somme des deux contributions suivantes:

- Le flux d'évaporation ayant pour expression $(\dot{m}_{evap} \cdot \Delta H_{evap})$.
- Le flux de fuite $(\dot{m}_{evap} \cdot c_{p,liq} \cdot (T_{liq} - T_{liq0}))$, servant à ramener la température de la masse liquide à la température de saturation.

De ce fait, on peut écrire :

$$\dot{H}_{cart/liq} = \dot{m}_{evap} \cdot \Delta H_{evap} + \dot{m}_{evap} \cdot c_{p,liq} \cdot (T_{liq} - T_{liq0}) \quad (\text{III. 117})$$

D'où:

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{H}_{cart/liq}}{(\Delta H_{evap} + c_{p,liq} \cdot (T_{liq} - T_{liq0}))} \quad (\text{III. 118})$$

L'expression de flux de chaleur $\dot{H}_{cart/liq}$ fait l'objet du paragraphe III.3.4.2 (i). La chaleur spécifique d'évaporation ΔH_{evap} est décrite par les équations (III. 90), (III. 91) et (III. 92). La chaleur spécifique $c_{p,liq}$ est obtenue grâce à l'équation (III. 3).

III.4 Validation expérimentale du modèle thermo hydraulique

Une validation expérimentale s'impose naturellement en vue de mesurer l'aptitude du modèle à retranscrire le comportement thermo-hydraulique du pressuriseur. Deux validations, issues du banc expérimental décrit au chapitre II, sont proposées. Cette validation est effectuée en confrontant l'évolution temporelle des pressions et des températures mesurées et simulées.

i Répartition des capteurs

La Figure III.16 montre la position du thermocouple et du capteur de pression. Aussi, sur la même figure sont précisés les endroits où température et pression sont calculées en vue d'être comparées avec les relevés expérimentaux.

ii Conditions limites des essais

Avant le lancement de chaque essai, le régime stabilisé est supposé établi. Hormis la puissance appliquée à la cartouche chauffante du pressuriseur, toutes les conditions limites de la boucle sont identiques et maintenues constantes dans le temps.

- La température ambiante est de 20°C.
- Aucune puissance n'est appliquée à l'évaporateur.
- La pompe est en arrêt, le fluide est alors au repos dans la boucle.
- La source froide est maintenue à 20°C, aucun débit ne circule dans le circuit secondaire.

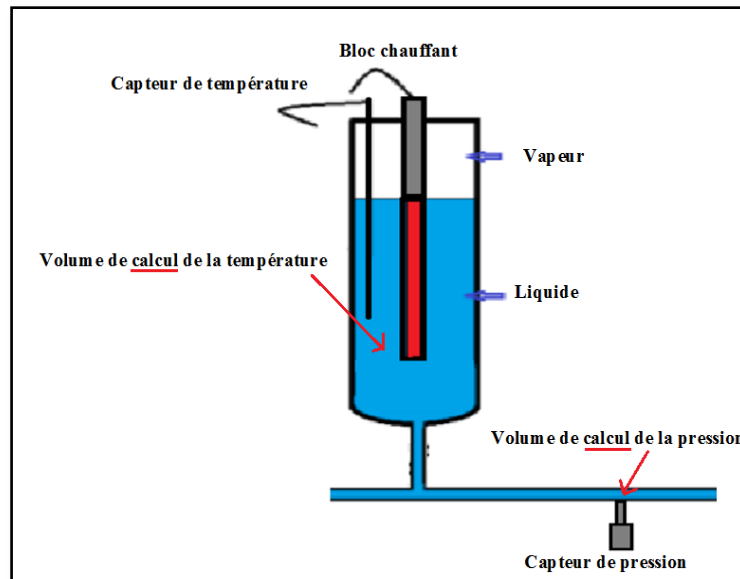


Figure III.16: Instrumentation du pressuriseur en capteurs de pression et de température.

iii Sollicitations appliquées

Un créneau de puissance montant puis descendant est appliqué au bloc chauffant logé dans le pressuriseur.

⇒ Premier essai de validation : créneau de puissance d'amplitude 90W

- A partir de $t=115\text{ s}$, on applique au pressuriseur un créneau de puissance de 0 W à 90 W . Le front montant a pour pente 6 W/s , ce qui correspond à une durée de montée en chauffe d'environ 15 s .
- Le flux de chaleur 90 W est maintenu pendant une durée de 428 s .
- Le front descendant commence à l'instant $t=543\text{ s}$ et à une pente -13 W/s . Le créneau ainsi appliqué est représenté par la Figure III.17.
- La température initiale du liquide est de 20°C . L'essai dure 2160 s .

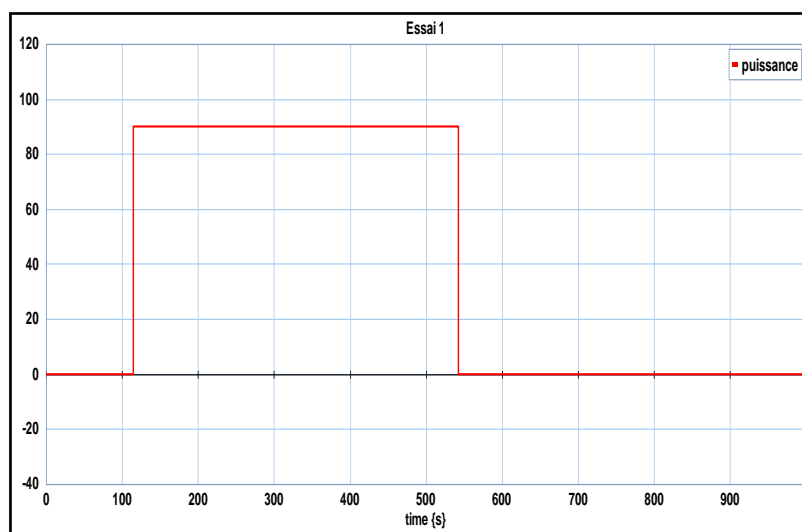


Figure III.17: Créneau de puissance appliqué au réservoir : essai-1.

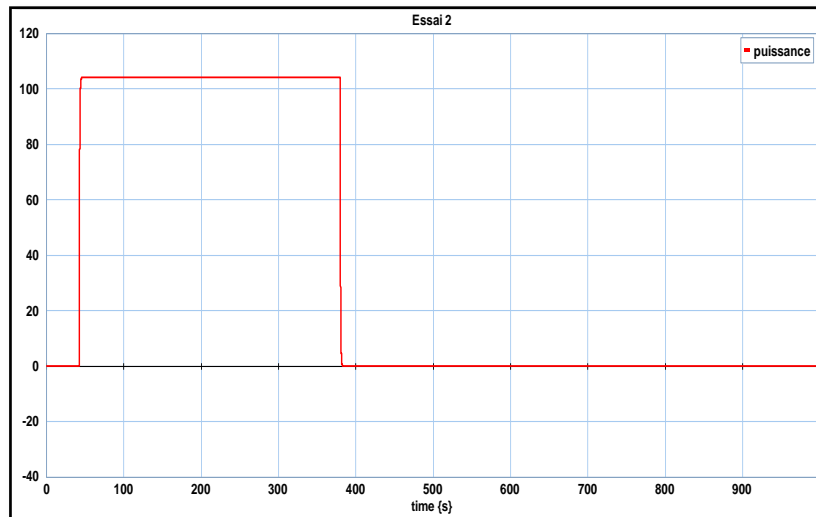


Figure III.18: Créneau de puissance appliqué au réservoir : essai2.

- ⇒ **Deuxième essai de validation: créneau de puissance d'amplitude 105W**
- A l'instant $t=43\text{ s}$, on applique au réservoir un créneau de puissance de 0 W à 105 W . La pente du front montant est de 7.5 W/s , ce qui correspond à un transitoire légèrement moins sévère que le précédent.
 - Le flux de chaleur 105 W est maintenu pendant une durée de 337 s .
 - Le front descendant débute à l'instant $t=380\text{ s}$, de pente -5 W/s .
 - Le créneau appliqué est présenté par la Figure III.18.
 - La température initiale du liquide est de 57 °C . L'essai dure 5436 s .

iv Evolution temporelle de la température du liquide et de la vapeur

Les évolutions temporelles de la température du liquide mesurées et simulées, sont représentées sur la Figure III.19 pour le premier essai et sur la Figure III.20 pour le second. L'évolution temporelle de la température de vapeur calculée par le modèle (mais non mesurée) est reportée sur les mêmes figures dans un souci d'une analyse étendue.

Il apparaît que le modèle donne une évolution montante, puis descendante répartie sur deux temps exactement comme celle obtenue expérimentalement. Dès que la chauffe est appliquée, la température du liquide commence à croître presque linéairement, jusqu'au moment exact où on coupe le flux de chaleur. A cet instant, la température chute progressivement jusqu'à ce qu'elle se stabilise à une valeur correspondante au second régime permanent.

Il apparaît, sur les figures Figure III.19 et Figure III.20, que la température mesurée se met à croître dès l'application de la sollicitation, sans aucun retard qui serait lié au temps de propagation de la chaleur dans l'enveloppe métallique séparant la cartouche chauffante du liquide. Ce constat parfaitement retranscrit par le modèle, trouve son explication dans le phénomène de conduction radiale négligée comme peut le montrer un simple calcul du nombre de Biot.

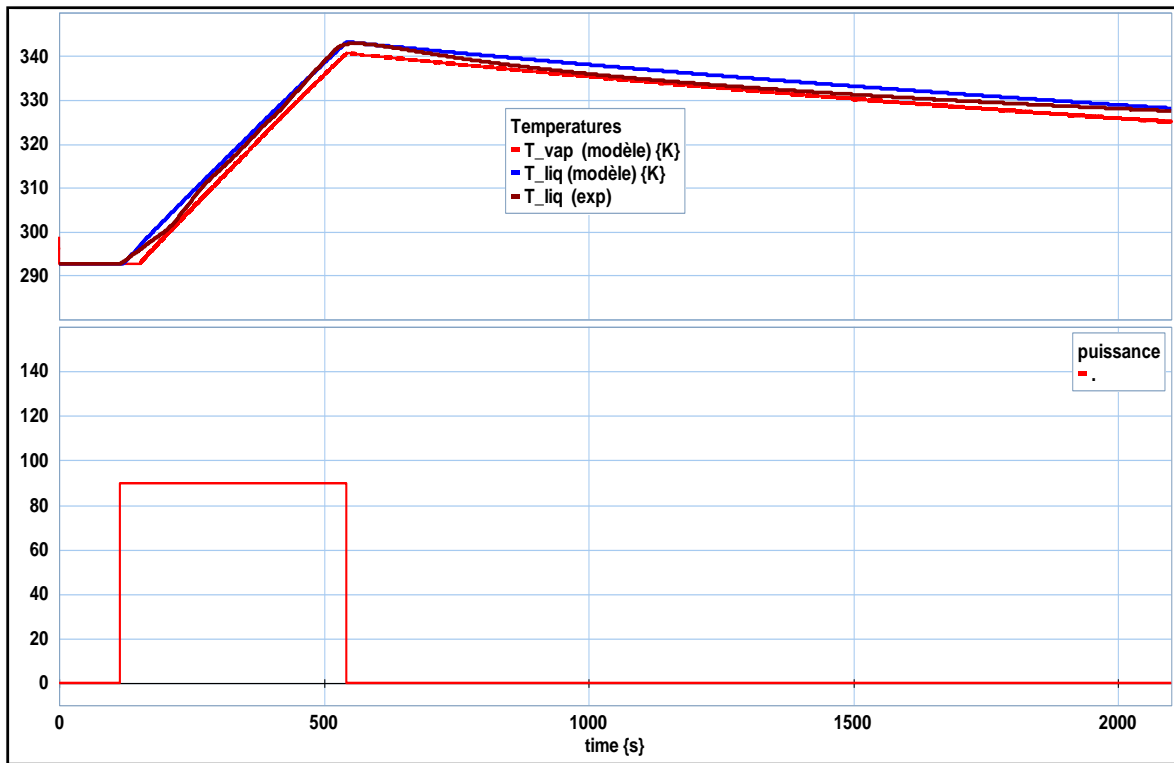


Figure III.19: Evolution temporelle de la température du liquide et de la vapeur (Essai 1)

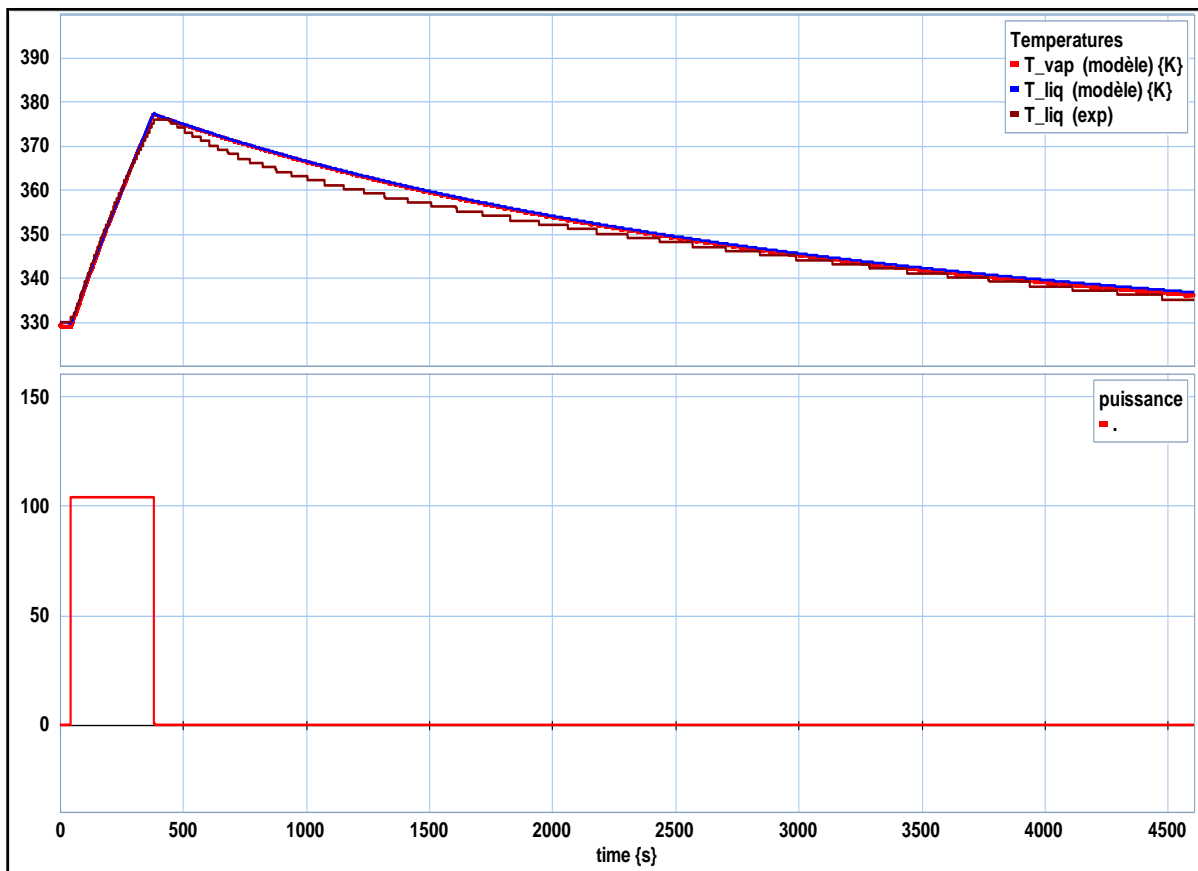


Figure III.20: Evolution temporelle de la température du liquide et de la vapeur (Essai 2)

Les deux figures Figure III.19 et Figure III.20 mettent en évidence l'aptitude du modèle à retranscrire le comportement thermique du réservoir durant deux transitoires simultanés. Le premier correspondant à la montée en puissance semble être bien estimé pour les deux essais. Ceci traduit le fait que les nombreux coefficients d'échange thermique implémentés sont bien représentatifs des échanges de chaleur ayant lieu dans le pressuriseur. Le début du second transitoire (causé par une rampe de puissance descendante) semble moins bien refléter, et ce d'autant plus que la rampe de puissance est sévère (13 W/s pour le premier essai et 5 W/s pour le second). Notons par ailleurs, qu'en plus des incertitudes de mesure des thermocouples (1.5 °C), cet écart observé peut aussi être lié à la discrétisation spatiale pratiquée. En effet, la cellule contenant le liquide est représenté par un seul volume de contrôle dont la température est supposée homogène. Or la dynamique des échanges thermiques au sein du liquide se traduit par des cellules convectives, qui pour être fidèlement représentées, nécessitent la prise en compte d'une stratification du milieu. Une discrétisation plus fine permettrait de mieux prendre en compte ces effets. Ceci dit, l'écart entre les résultats mesurés et simulés s'atténue rapidement pour devenir pratiquement nul en se rapprochant du régime stabilisé. Ce dernier s'instaure très lentement par simples échanges conducto-convectifs avec le milieu extérieur qui reste moyennement isolé. La concordance entre mesures et simulation prouve à nouveau la validité des coefficients de transfert thermique sélectionnés.

Un comportement atypique est observé quant à l'évolution temporelle de la température de la vapeur calculée à l'aide du modèle lors du premier essai (Figure III.19 courbe rouge). Contrairement au deuxième essai (Figure III.20), les résultats du premier montrent que la température de la vapeur ne commence à croître qu'après un certain retard par rapport à l'évolution de la température du liquide. Ce phénomène, loin d'être intuitif, est induit de la dynamique hydraulique du liquide, bien prise en compte dans le modèle. En effet, le flux de chaleur injecté dans le liquide va d'abord chauffer ce dernier qui possède une certaine inertie thermique. Il faut donc un certain temps pour chauffer cette inertie avant de déclencher l'ébullition nucléée saturée. Une fois celle-ci mise en route, la masse de la vapeur commence à augmenter comme conséquence directe du débit évaporé. Cette augmentation tardive de la masse de vapeur va entraîner une élévation de la densité de la vapeur (le volume vapeur étant comprimé sous l'effet de la dilatation du liquide), et donc, une montée en pression et en température de la vapeur, puisque celles-ci sont liées à la densité (hypothèse de vapeur saturée). On comprend alors que le retard est principalement dû à l'inertie thermique du liquide et aux phénomènes hydrauliques (débit d'évaporation et pression). La Figure III.21, vient appuyer ce raisonnement en montrant clairement une température de vapeur qui se met à croître au moment où la température du liquide est proche de la température de saturation représentée par la courbe verte.

Une analyse fine révèle que lorsque la température du liquide est égale à la température de saturation (à l'instant 152.3 s sur la Figure III.22) l'ébullition nucléée saturée n'est toujours pas déclenchée. Celle-ci survenant à l'instant 153.8 s (Figure III.22) montre bien qu'il a fallu encore une surchauffe supplémentaire du liquide par rapport à sa température de saturation afin d'amorcer l'ébullition saturée à bulles isolées. Cette surchauffe est étroitement liée à la tension superficielle comme l'explique la formule (III. 6) intégrée d'emblée dans le modèle.

Le retard constaté ne se manifeste pas lors du second essai. La raison en est la condition initiale de l'essai lui-même. En effet, comme on peut le voir sur la Figure III.20 la température initiale du liquide est déjà 57 °C, ce qui signifie que l'inertie thermique du liquide et la capacité thermique de la structure sont préalablement chargées et ne nécessiteront pas un temps de chauffe comme dans le premier cas.

Enfin, les Figure III.19 et Figure III.20 affichent une température de vapeur toujours inférieure à la température de saturation. Il s'agit d'une conséquence des phénomènes complexes mis en jeu au sein du pressuriseur. Tout d'abord, la cellule du bas est directement exposée au flux de chaleur provenant du barreau chauffant, ce qui se répercute, à travers l'équation de la conservation de l'énergie, sur le calcul des températures. Ensuite plus la structure métallique du réservoir ainsi que le liquide ont une capacité thermique importante moins la masse de vapeur verra sa température monter.

Au regard de l'évolution temporelle de la température du liquide, le modèle thermo hydraulique du pressuriseur semble bien estimer la dynamique thermique avec des pentes parfaitement identiques entre modèle et mesures. Reste à vérifier la dynamique hydraulique, caractérisée par un couplage très fort avec la thermique.

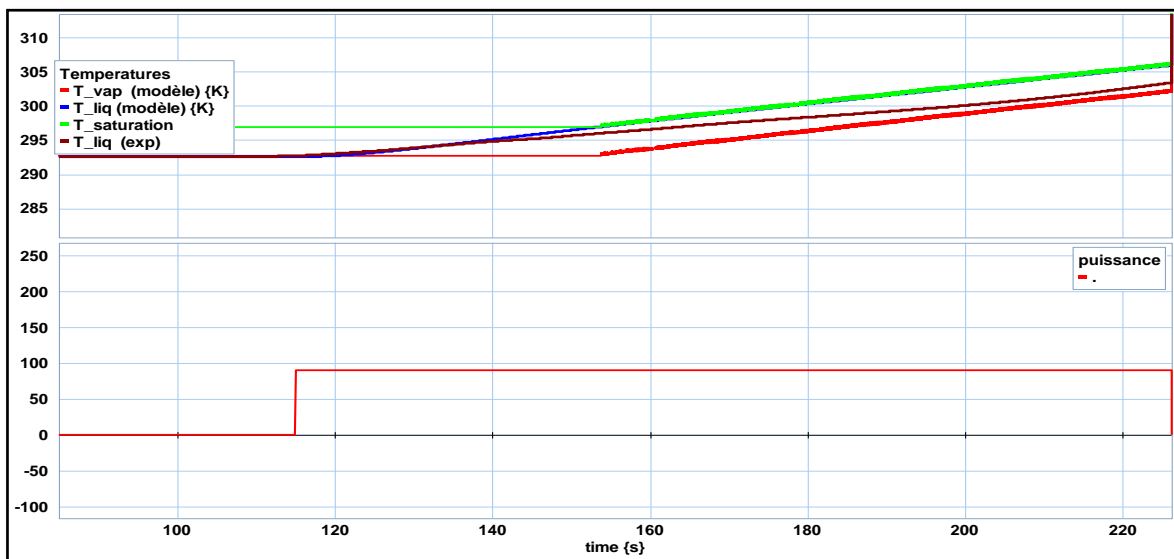


Figure III.21: Température du liquide, sa température de saturation et la température de vapeur.

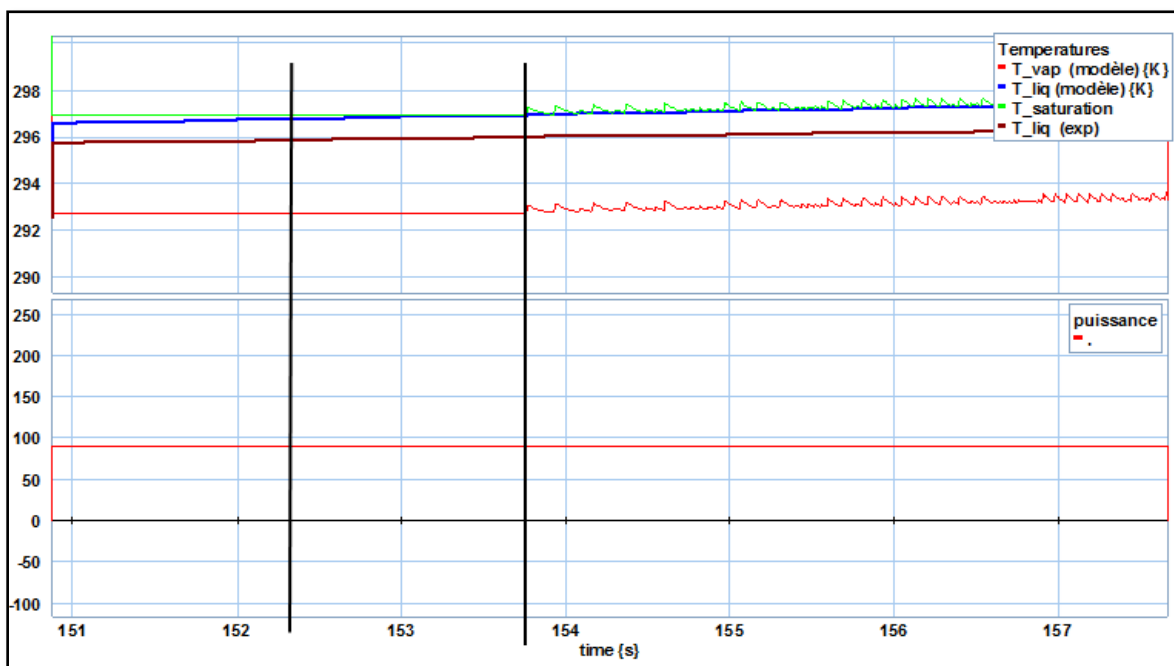


Figure III.22: Mise en évidence de l'effet de la tension inter-faciale.

v Evolution temporelle de la pression du liquide et de la vapeur

La validation du modèle transitoire se poursuit par l'analyse de l'évolution temporelle de la pression du liquide visible sur la Figure III.23 et la Figure III.24. A nouveau, l'instrumentation du banc ne donne pas accès à la pression vapeur. Toutefois, celle-ci est calculée et représentée sur les mêmes figures.

Les valeurs calculées et mesurées concordent très bien durant les régimes permanents. Quant à la phase transitoire, le modèle prédit globalement une progression montante puis descendante en deux temps, rejoignant ainsi les relevés expérimentaux. Les pentes durant la phase de montée en puissance semblent bien estimées par le modèle. Cependant, une légère surestimation de la pression lors des phases de descente est observée. La raison est contenue dans l'hypothèse de l'équilibre thermodynamique de la vapeur. En effet, cette hypothèse se traduit par une pression vapeur toujours fonction de la densité, alors que cette pression est, en toute rigueur, fonction de la densité mais aussi de la température. Une campagne d'essais complémentaires avec d'autres sollicitations appliquées permettrait de mesurer la validité pressentie de cette hypothèse.

Le modèle transitoire semble bien prédire l'évolution temporelle de la pression du liquide. Ceci témoigne de deux choses :

Etant donné que la pression liquide est calculée par simple application de la loi hydrostatique, c'est en effet, la pression vapeur qui s'en trouve indirectement validée par les essais. Et à travers cette pression de vapeur bien calculée, tous les phénomènes impliqués et modélisés (évaporation et condensation, compression-détente de la vapeur) semblent enfin bien estimés.

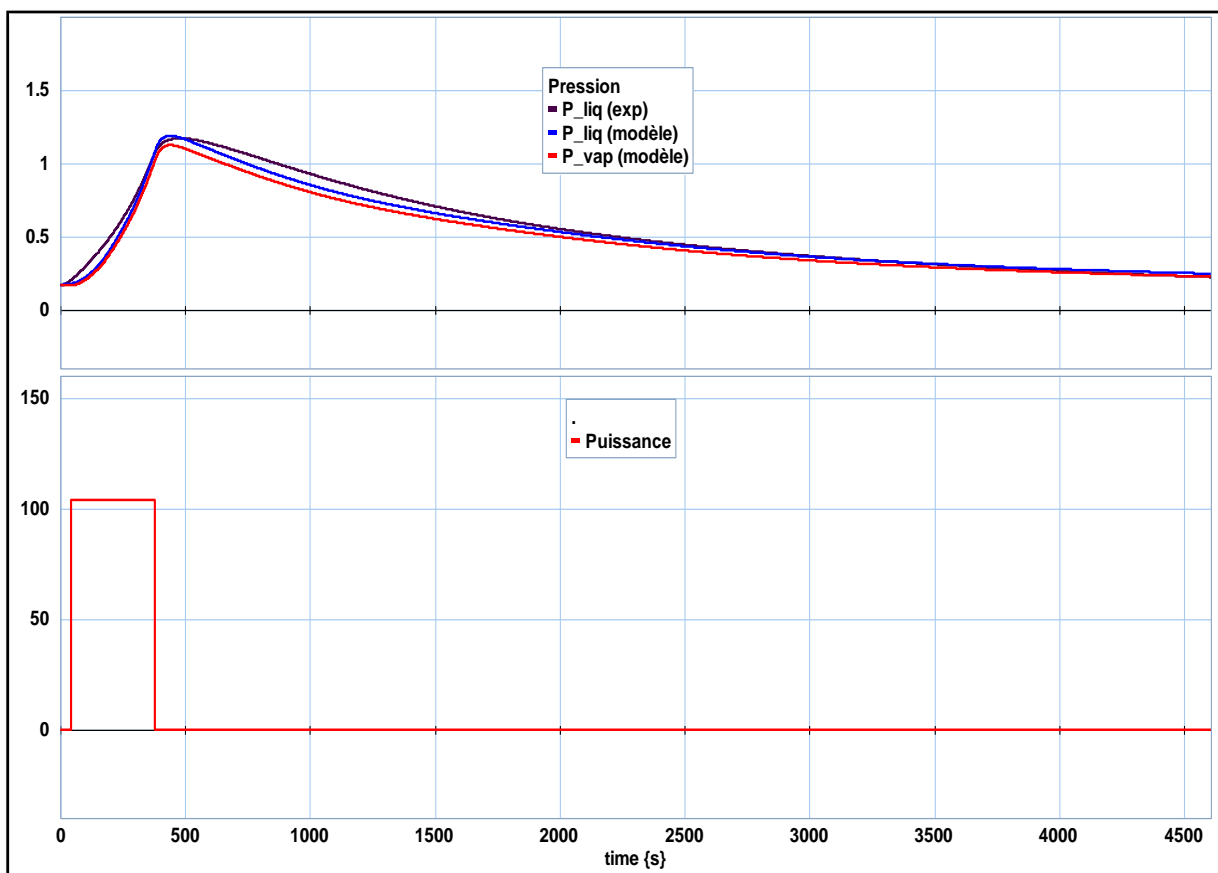


Figure III.23: Evolution temporelle de la pression du liquide et de la vapeur (Essai 1)

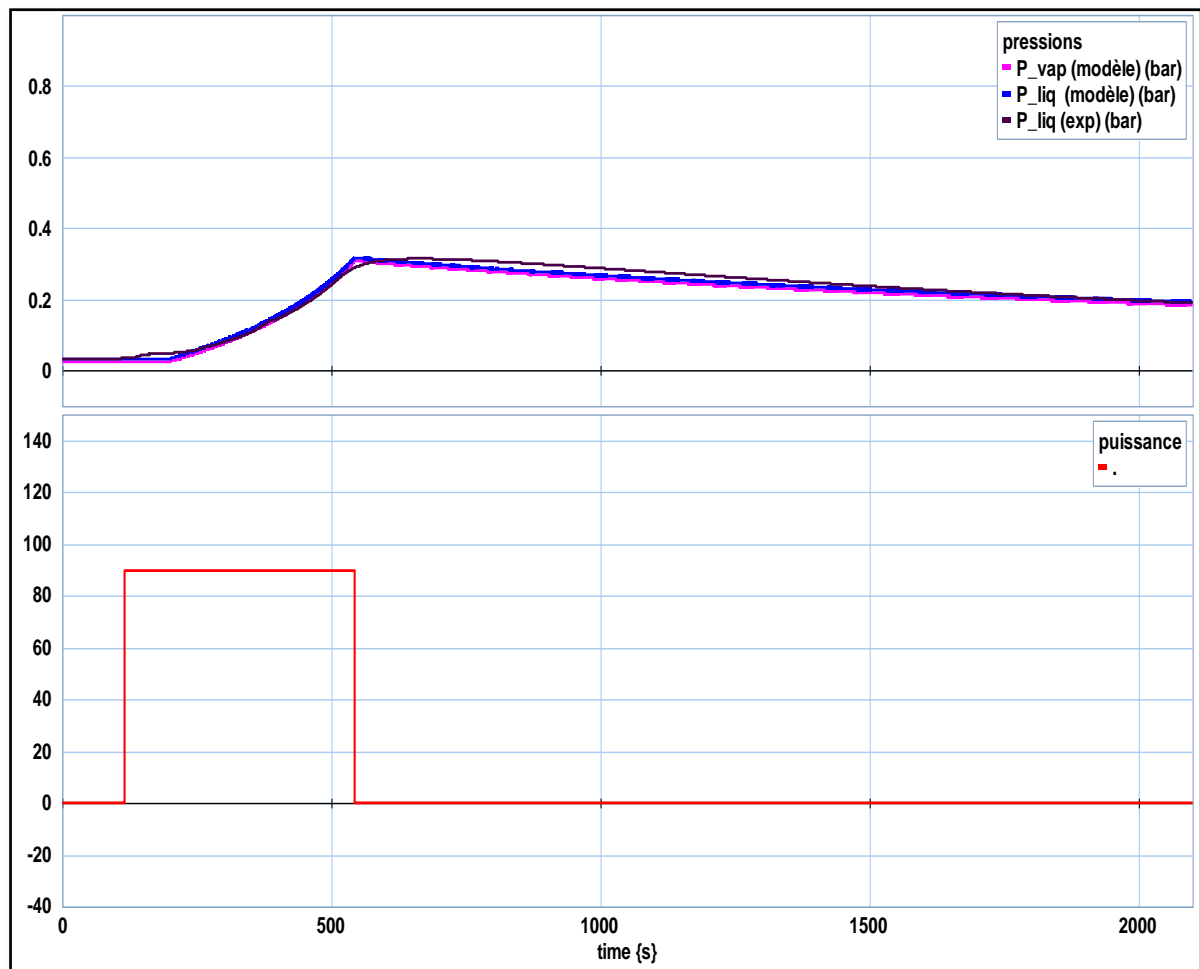


Figure III.24: Evolution temporelle de la pression du liquide et de la vapeur (Essai 2)

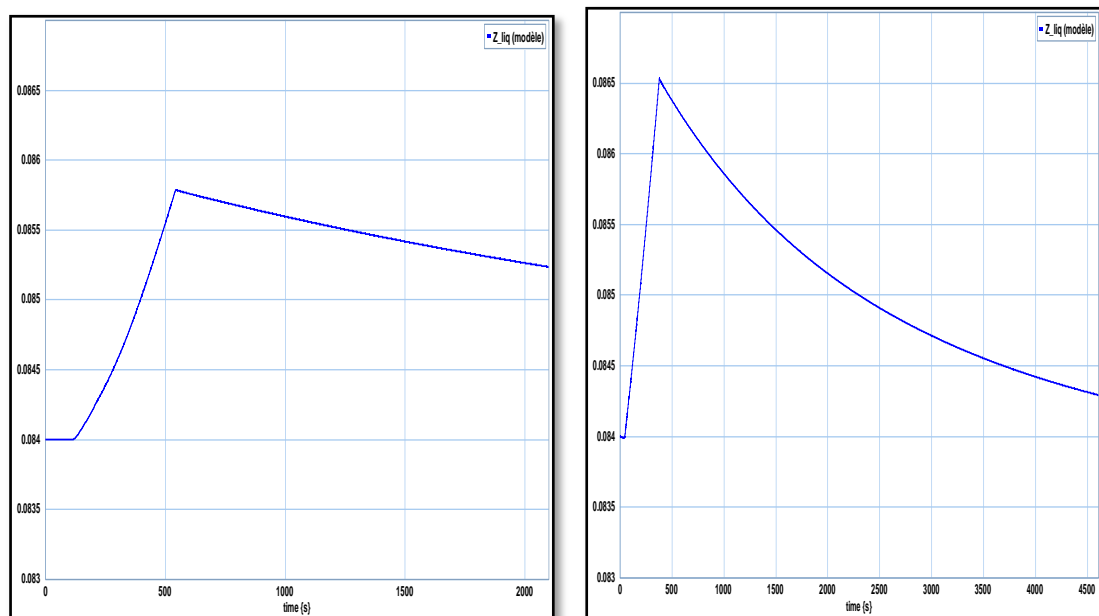


Figure III.25: Evolution temporelle de la hauteur liquide (gauche: essai 1, droite: essai 2).

Conclusion

Le banc expérimental mis à profit pour la confrontation modèle/expérience a été amplement décrit au chapitre II. Le présent chapitre démarre par une introduction succincte du pressuriseur, et un état de l'art sur les travaux de modélisation. Une seconde partie a pour finalité une description détaillée des phénomènes complexes et des équations constituant les éléments bond graph du modèle. Ainsi, un modèle pseudo-bond graph permettant l'analyse de la dynamique thermo hydraulique est développé. Une troisième partie est consacrée à la validation du modèle bond graph où les résultats de la simulation sont confrontés aux mesures expérimentales issues de deux essais. Il s'avère que le modèle est en mesure de prédire avec une bonne précision la dynamique de la thermo hydraulique du réservoir soumis à un créneau de puissance plus au moins sévère, hormis une légère surestimation de la pression. Cependant, les analyses soulèvent deux points, qui méritent ici d'être rappelés: le niveau de discrétisation spatiale et l'hypothèse de saturation peuvent avoir tous deux une répercussion tangible sur les écarts en pression constatés.

Le modèle doit son originalité d'abord à l'approche bond graph adoptée, et aux divers phénomènes thermo hydrauliques traités et modélisés sans le moindre recalage avec l'expérience. L'étude bibliographique présentée atteste clairement qu'aucun travail de modélisation similaire n'a été effectué. Au contraire, des auteurs affirment que la modélisation des pressuriseurs d'expansion intégrés dans les boucles de refroidissement manque d'une grande finesse dans la façon dont ils ont été modélisés. Par ailleurs, rappelons que le modèle développé peut être utilisé comme une base pour le développement d'autres solutions plus précises alors que sa structure générale restera la même.

Chapitre IV. Modèle dynamique du condenseur à plaques brasées (CPB)

Après avoir développé et validé au chapitre III un modèle dynamique original du pressuriseur, une des pièces maîtresses de la BFDPM, le présent chapitre se consacre au condenseur à plaques brasées (CPB). Une présentation de la technologie est d'abord proposée. Ensuite, un résumé de l'état de l'art sur la modélisation, les corrélations de coefficients de convection et des pertes de charge est présenté. Enfin, vient une description détaillée du modèle dynamique développée. Le chapitre se clôt sur une étude expérimentale de validation.

IV.1 Cadre de l'étude et état de l'art

IV.1.1 Introduction générale aux CPB

i. Technologie des condenseurs à plaques brasées

Le condenseur à plaques brasées est un échangeur thermique construit d'un empilement de plaques, de forme corruguées, fabriquées en inox316. Ces plaques sont successivement tournées d'un angle de 180° comme le montre la Figure IV.1. L'ensemble des plaques thermiques est brasé à l'aide de cuivre. Le nickel peut également être employé dans des applications où le fluide sélectionné présente des incompatibilités avec le cuivre. Aussi, le CPB est constitué d'un nombre de connexions appelées « ports », positionnées au niveau des coins/bords des plaques de couvertures voir Figure IV.1. D'autres pièces auxiliaires telles que des anneaux de distribution, des bagues aveugles etc. sont fréquemment utilisées. Les plaques ainsi que l'ensemble des composants sont placés dans un four à haute température où ils subissent une opération de brasage pendant une durée d'environ huit heures, voir Figure IV.2 (a). Durant cette opération, le cuivre est fondu. Puis, à l'aide d'un contrôle spécifique de température, le matériau de brasage est parfaitement conduit jusqu'aux points d'emboutissement reliant les plaques, comme est visible sur la Figure IV.2 (b), ce qui forme des jonctions de brasage. L'intérêt derrière ce procédé est double. D'une part, il assure un très haut niveau d'étanchéité, donc un meilleur contrôle de la pression interne. D'autre part, le brasage garantit une intégrité structurelle qui permet aux CPB de résister à des pressions de service pouvant atteindre 45 bars (Kebdani (b) et al. 2016), (Kebdani (c) et al. 2016) et (Turki et al. 2015). Au final, à l'issue de cette opération d'assemblage, on obtient un corps monobloc dont la performance a déjà fait l'objet de dépôt de plusieurs brevets.

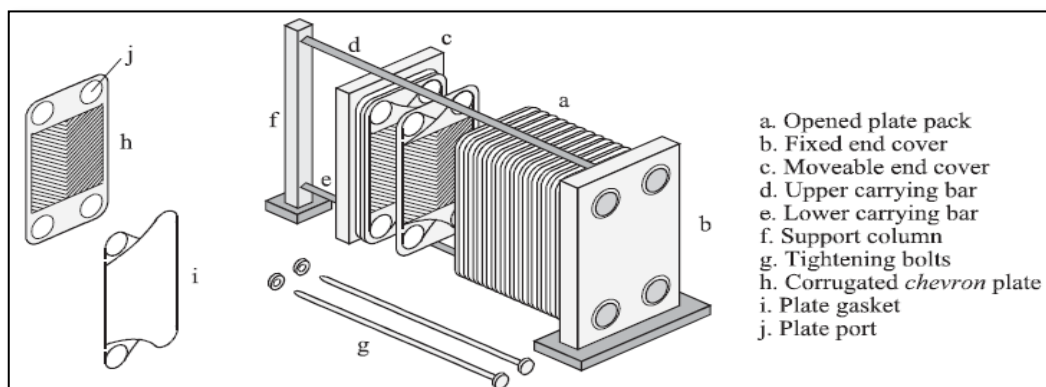


Figure IV.1: Vue éclatée d'un condenseur à plaque brasées (Gut et al. 2004).

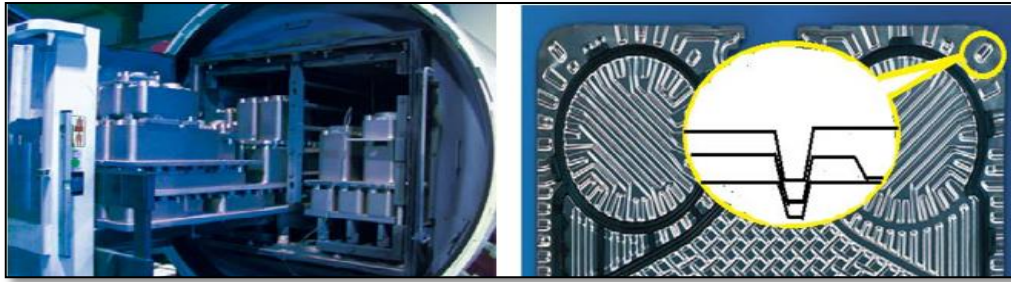


Figure IV.2: (a) Opération de brasage des CPB dans un four. (b) Points d'emboutissement (site 3)

ii. Conception des plaques thermiques du CPB

Le CPB est formé d'un ensemble de plaques brasées de géométrie corruguée, caractérisées par un angle β dit de chevron comme le présente la Figure IV.3. Cet angle d'inclinaison possède un impact déterminant sur le type d'écoulement induit dans les canaux. Il s'agit d'un facteur clé pour toute étude thermo-hydraulique qui vise l'optimisation de coefficient d'échange thermique et la réduction des pertes de charge: (Focke et al. 1985).

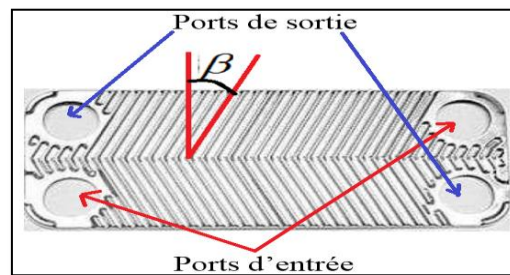


Figure IV.3: Exemple de motif d'une plaque thermique corruguée, fabriquée par SWEP.

D'autres paramètres géométriques associés à la plaque, voir Figure IV.15, possèdent également une grande influence sur les performances thermo-hydrauliques du condenseur. Parmi ces paramètres, on évoque :

- Le pas P_{co} et profondeur P de la corrugation.
- L'épaisseur de la plaque t
- Le rapport d'aspect de la plaque défini par le rapport longueur sur largeur L/l
- La dimension d'ouverture du port D_p et son emplacement.

Pour de plus amples détails concernant la manière dont ces paramètres influencent les caractéristiques de l'écoulement le lecteur peut consulter (Gullapalli 2013).

Les quatre ports d'entrée/sortie des deux fluides chaud et froid sont indiqués par la Figure IV.3. La Figure IV.4 montre la structure complexe de ces distributeurs conçus de telle sorte qu'ils causent le minimum de pertes de charge (prises en compte dans notre modèle), une distribution optimale port/canaux (faisant toujours l'objet de maintes recherches), et une meilleure tenue mécanique face aux contraintes de service.

Par ailleurs, le lecteur intéressé peut trouver dans les travaux de (Wang et al. 2007) plus d'informations techniques sur les plaques thermiques : classification des différents types et méthodes de construction et de fabrication. Notre objectif étant limité à la description interne du CPB dans le but d'en proposer un modèle dynamique, l'exposition de ces travaux de classification n'est pas rapportée dans ce manuscrit.

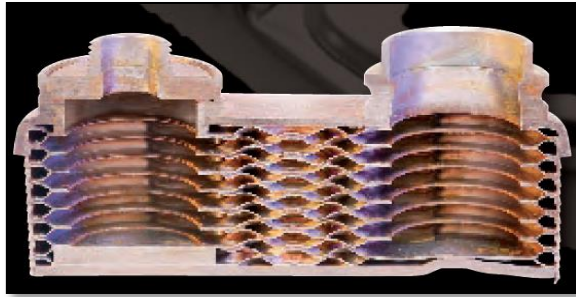


Figure IV.4.: Coupe transversale des ports d'un CPB.

iii. Configurations d'écoulement

Il existe différents types de montage, dont les trois les plus fréquents sont :

- Co-courant (nommé aussi anti-méthodique) : les deux fluides frigorigènes qui circulent entre les plaques thermiques adjacentes sont disposés parallèlement et entraînés dans le même sens. La température de sortie du fluide chaud est obligatoirement supérieure à celle de sortie du fluide froid, voir. Figure IV.5(b).
- Contre-courant (appelé méthodique) : les deux fluides caloporteurs vont dans deux sens opposés, comme le schématise la Figure IV.5 (a). En effet, cette configuration favorise un meilleur échange de chaleur, par rapport aux performances fournies par un échangeur à co-courant. Dans cette configuration, il est prouvé (sous certaines conditions) que la température de sortie du fluide de travail T_{out_PC} peut être inférieure à la température de sortie du fluide secondaire T_{out_SC} , tel que représenté sur la Figure IV.5 (b), chose impossible avec l'échangeur anti-méthodique. Cette configuration est généralement la plus utilisée car, selon la méthode de différence de température logarithmique moyenne (DTLM), l'écart de température entre les deux fluides est plus important et donc une évacuation de flux de chaleur plus performante.
- A courant croisés, où les deux fluides sont piégés dans des canaux croisés (perpendiculaires).

Le type de configuration d'écoulement adopté dans le cadre du présent projet « Thermo-fluide » est celui d'un contre-courant, schématisé sur la Figure IV.5(b).

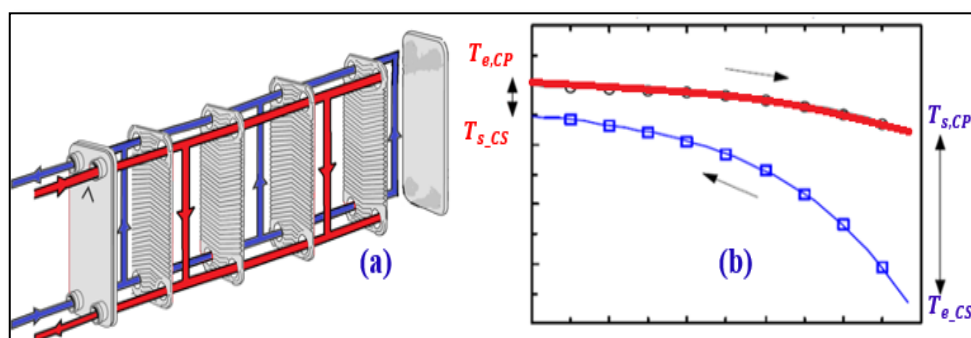


Figure IV.5: (a) Ecoulement des fluides froid (en bleu) et chaud (en rouge) dans le CPB. (b) Evolution spatiale de la température des fluides froid et chaud dans (a) un échangeur anti-méthodique (b) un échangeur méthodique.

iv. Avantages et applications

Les avantages des CPB

Les CPB disposent d'un certain nombre d'avantages inégalés, ce qui octroie à cette famille d'échangeurs une place très importante dans de nombreuses applications industrielles.

La compacité (rapport de la surface d'échange au volume) est l'un des atouts. Il faut noter que les CPB ont généralement un volume inférieur à celui des condenseurs tubulaires classiques de 20 à 30% (Eldeeb et al. 2014) et (Longo 2009), ce qui répond aux applications spatiales qui visent constamment la miniaturisation.

Aussi, la conception des canaux garantit des transferts de chaleur efficaces. En effet, les multiples courants de fluide s'entrecroisent au niveau du canal central, induisant ainsi un écoulement turbulent complexe (Maqbool 2012) et (Muthuraman 2011a). La Figure IV.8 propose une visualisation des écoulements dans différents régimes. La géométrie ondulée des trajets favorise un Reynolds critique bas (Gullapalli 2013) qui permet un déclenchement rapide du régime turbulent. Ce dernier, assure de très bons transferts thermiques (Focke et al. 1985) et (Wang et al. 2007).

Un autre intérêt des CPB réside dans leur capacité à réaliser un auto-nettoyage permanent. En effet, au moment de la condensation, les ions (calcium, magnésium et bicarbonates) renfermés dans l'eau vont précipiter sous l'effet d'une variation de la solubilité locale (Cho et al. 2003). Le dépôt de matériaux sur la surface d'échange pénalise le coefficient global de transfert en augmentant la résistance thermique. Cependant, la turbulence ainsi que les écoulements secondaires, générés au sein de l'échangeur, inhibent la formation de cette couche d'encrassement. Pour plus de détail consulter (Zubair & Qureshi 2006)

a) Les domaines d'applications des CPB:

Le CPB est utilisé dans un large éventail d'applications : domaines de la climatisation, réfrigération, industrie alimentaire et chimique... Ce composant a fait ses preuves dans des applications monophasiques ainsi que diphasiques. C'est la raison pour laquelle il a été choisi pour équiper notre boucle diphasique à pompage mécanique. Les références (Eldeeb et al. 2014), (Muthuraman 2011a) et (Lorenzo et al. 2012) contiennent plus de détails quant aux différentes utilisations des CPB.

IV.1.2 Etats de l'art

IV.1.2.1 Etat de l'art sur la modélisation des CPB

Contrairement aux condenseurs tubulaires, à ce jour la littérature scientifique recense peu de travaux de modélisation dédiés aux CPB (Taborek 1992). La grande majorité des travaux de recherches publiés se contentent d'une exposition sommaire des grands axes de calcul, alors qu'ils ne renseignent pas certains détails, qui constituent pour un modélisateur le cœur même des modèles mathématiques. *En outre, des modèles de CPB qui reposent sur la méthodologie des bond graphs n'existent pas.* Par ailleurs, les efforts de modélisation dynamique déployés restent principalement la propriété exclusive et donc confidentielle des constructeurs (Kakac & Liu 1998). *Notons que pour la majorité des travaux consultés, le coefficient d'échange global est supposé constant, ce qui induit une simplification non négligeable dans la formulation des algorithmes.*

i. Classification des modèles mathématiques.

La littérature publiée montre que ces modèles peuvent être regroupés selon les trois catégories résumées dans le tableau IV.1.

Modèles thermo hydrauliques de CPB.			
Catégorie	Modèles à paramètres localisés (MPL)	Modèles à paramètres distribués (MPD)	Modèles d'écoulement (ME)
Sous-catégorie	DTLM	Zones	ASPEN
	E-NUT	Eléments	GENIUS

Tableau IV. 1: Classification des modèles de CPB.

Modèles à Paramètres Localisés (MPL).

Les MPL constituent le noyau de la théorie de conception des CPB. Les principes de fondement liés aux MPL sont relatés dans de nombreuses références (Kuppan 2000) et (Shah & Sekulic 2003).Cependant, deux méthodes peuvent être rappelées :

- **Méthode de Différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM)**

Comme toute modélisation, la méthode DTLM est à son tour basée sur des hypothèses :

1. Régime permanent.
2. Capacité thermique constante.
3. Aucun transfert de chaleur vers l'extérieur.
4. Pas de propagation de chaleur par conduction.
5. Coefficient d'échange thermique global constant le long de l'échangeur.
6. Modèle valable pour des écoulements monophasiques (liquide ou vapeur).
7. Modèle à paramètres localisés (La pression et la température sont supposées homogènes en tout point du volume de contrôle).

L'expression de la quantité de chaleur évacuée Φ_{reel} est calculée pour les deux cas d'écoulement: co-courant et contre-courant.

Cas d'un CPB à co-courant :

$$\Phi_{reel} = K \cdot S \cdot \frac{(T_{c,e} - T_{f,e}) - (T_{c,s} - T_{f,s})}{\ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,e}}{T_{c,s} - T_{f,s}}\right)} \tag{IV.1}$$

Cas d'un CPB à contre-courant :

$$\Phi_{reel} = K \cdot S \cdot \frac{(T_{c,e} - T_{f,s}) - (T_{c,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{T_{c,e} - T_{f,s}}{T_{c,s} - T_{f,e}}\right)} \tag{IV.2}$$

Toutefois, l'usage de la méthode DTLM nécessite la connaissance des quatre températures d'entrée et de sortie des deux fluides comme le montrent les deux équations (IV.1) et (IV.2). Malheureusement, dans la pratique, les températures de sorties sont inconnues, ce qui nécessite un calcul itératif consommateur de mémoire, voire un calcul qui diverge.

- **Méthode de Nombre d'Unité de Transfert (NUT)**

Il s'agit d'une méthode capable d'estimer le pouvoir d'échange d'un CPB. Ce pouvoir est représenté par le flux de chaleur réel évacué: Φ_{reel} défini par l'équation (IV.3). Une analyse dimensionnelle permet d'exprimer l'efficacité E en fonction de deux paramètres sans dimensions: NUT et R définis successivement par les équations : (IV.4) et (IV.5).

$$E = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}} \quad (IV.3)$$

$$NUT = \frac{K.S}{C_{min}} \quad (IV.4)$$

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (IV.5)$$

Cas d'un échangeur anti méthodique

$$E = \frac{1 - e^{-(R+1)NUT}}{R + 1} \quad (IV.6)$$

Cas d'un échangeur méthodique

$$E = \frac{1 - e^{(1-R)NUT}}{R - e^{(1-R)NUT}} \quad (IV.7)$$

Modèles à Paramètres Distribués (MPD)

Cette catégorie des modèles consiste à discrétiser le CPB en un nombre d'éléments finis pouvant avoir des dimensions variées, puis, d'appliquer à chacun de ces éléments une des méthodes à paramètres localisés. Cela signifie que la MPL est appliquée dans un espace confiné où les hypothèses de validité, ci-dessus listées, sont encore mieux respectées. Cette pratique assure une meilleure précision dans les résultats. La subdivision du CPB peut être effectuée selon des zones ou des éléments (Seng 2007).

- **Discrétisation en zones**

La modélisation des condenseurs, voire même des évaporateurs, passe par la division du composant en trois volumes de contrôle : liquide monophasique, mélange diphasique et vapeur monophasique. On est amené alors à appliquer une MPL dans un milieu diphasique où justement cette méthode n'est pas fiable (voir hypothèse numéro.2). De plus, les expériences montrent que dans un mélange diphasique, le coefficient de convection thermique ne reste pas constant, ce qui n'est pas en bon accord avec l'hypothèse numéro.3.

- **Discrétisation en éléments**

La discrétisation par éléments est plus fine que celle effectuée par zones. Cette approche plus précise, permet d'estimer la longueur diphasique (longueur nécessaire pour que l'écoulement devienne complètement liquide). La précision sur cette longueur est directement liée aux dimensions des éléments incorporés (Vardhan & Dhar 1998).

Modèles d'écoulement (ME).

Tous ces modèles sont basés sur la résolution des équations 1-D de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement en régime permanent ou transitoire. Les ME sont majoritairement implémentés dans des logiciels commerciaux tels que : Aspen Plate Fin Exchanger (Corbenm J et al. 2000) et GENIUS, développé par Linde AG (Steinbauer & Hecht 1996) et restent d'un caractère très confidentiel. Les algorithmes utilisés ne sont pas toujours bien détaillés dans la littérature publiée. Notons, toutefois, que ces modèles utilisent diverses corrélations pour calculer les propriétés des fluides, les coefficients de convection thermique et les pertes de charges. *Le modèle dynamique du CPB développé dans cette thèse s'inscrit dans cette catégorie des modèles.*

ii Exemples de modèles de condenseurs

Les différents modèles sont présentés ici succinctement. Pour plus de détails, voir l'Annexe F (Méthodes calcul CPB)

Heat Transfer Research, Inc (HTRI)

Le modèle stationnaire proposé par HTRI est un modèle unidimensionnel basé sur le fractionnement de l'écoulement en sections. Ces dernières sont supposées échanger la même quantité de chaleur. La méthode détaillée dans le manuel d'utilisation de HTRI a pour but d'identifier la surface d'échange (pour chaque section) nécessaire à l'évacuation de la charge thermique. La méthode DTLM constitue le cœur de cette méthode itérative.

Méthode de Corberán

Ce modèle (Corberan 2000), est dédié au calcul des performances des échangeurs à plaques brasées. Le modèle est basé sur une discrétisation en volumes finis. Il permet de traiter à la fois les condenseurs et les évaporateurs. L'écoulement du fluide est supposé unidimensionnel. Le modèle est stationnaire et repose sur la résolution des trois équations de conservation. Par ailleurs, l'évolution des grandeurs thermodynamiques est déduite à partir d'un flux massique, une température et une pression d'entrées bien connues pour les deux fluides impliqués.

Méthode d'Arman et Rabas

Arman et Rabas (Arman & Rabas 1995) ont développé un modèle thermo-hydraulique, stationnaire et découplé. Leur modèle prévoit l'état thermo hydraulique de la vapeur, du film de condensat et du liquide de refroidissement. Ces différents emplacements sont indiqués sur la Figure IV. 6. Le modèle itératif est basé sur une procédure incrémentale.

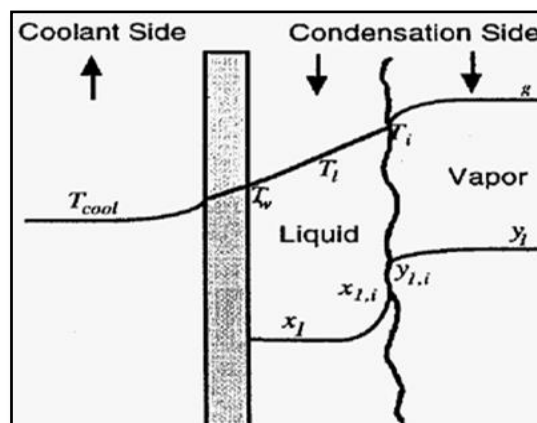


Figure IV.6: Schéma typique de la condensation sur une paroi froide.

Modèle de Jorge-

Jorge (Gut et al. 2004) présente un algorithme qui permet la simulation de l'écoulement en régime permanent dans un CPB. L'algorithme fait appel à la résolution de l'équation de conservation de l'énergie dans les canaux et est fondé sur les hypothèses suivantes :

- ⇒ Le régime étudié est permanent.
- ⇒ Aucune déperdition de chaleur vers l'extérieur.
- ⇒ L'auteur n'aborde pas le problème de changement de phases.
- ⇒ Le coefficient d'échange thermique global est considéré constant.
- ⇒ Enfin, l'écoulement est supposé de forme poche-bouchon le long de l'échangeur.

iii Synthèse de l'étude bibliographique et apport scientifique

Le tableau IV.2, à la fois récapitulatif et comparatif permet de positionner le travail de modélisation proposé pour le CPB parmi les autres travaux publiés.

hypothèses/Modèle	HTRI	(Corberan 2000)	(Arman & Rabas 1995)	(Gut et al. 2004)	Kebdani (présente thèse)
MPL : Modèle à paramètres localisés					✓
MPD : Modèle à paramètres Distribués	✓	✓	✓		
ME : Modèle d'écoulement					✓
Écoulement monophasique	✓	✓		✓	✓
Écoulement diphasique		✓	✓		✓
Régime permanent	✓	✓	✓	✓	✓
Régime dynamique					✓
Approche bond graph					✓
Coefficient d'échange thermique global constant	✓			✓	
Coefficient d'échange thermique global variable		✓	✓		✓
Variation des propriétés thermo physiques		✓	✓		✓
Perte de chaleur vers l'ambient					✓
Conduction longitudinale					✓
résolution des équations 1-D de conservation de masse, d'énergie et de quantité de mouvement en régime		✓	✓	✓	✓
Configuration d'écoulement		annulaire		Poche bouchon	Poche bouchon; annulaire,

Tableau IV. 2: Synthèse bibliographique et comparaison entre modèles du CPB.

Positionnement et contribution

La contribution de cette thèse concernant la modélisation numérique du CPB se situe à plusieurs niveaux :

- *Le modèle proposé est conçu pour traiter le comportement dynamique du condenseur, contrairement à la grande majorité des modèles limités aux régimes permanents.*
- *Pour cela, l'outil `bon graph` a été choisi pour le développement d'un modèle dynamique. Aucun modèle de condenseur à plaques brasées basé sur cette approche n'est aujourd'hui publié dans la littérature scientifique. La modularité de l'outil `bon graph` permet de répondre à un degré de précision raisonnable en regard du compromis entre exactitude (le modèle transcrit-il correctement le système?) et efficacité, synonyme d'une utilisation optimale du modèle. Il est alors possible d'enrichir le modèle en intégrant d'autres phénomènes sans remettre en cause la structure initiale du modèle.*
- *Le modèle transitoire développé dans le cadre de cette thèse accorde un soin particulier à la modélisation des multiples coefficients de convection thermique régissant les transferts des flux de chaleur. Le choix final des corrélations de ces coefficients est le résultat d'une étude bibliographique présentée au paragraphe IV.1.2.2.*

L'originalité par rapport aux travaux antécédents est double. Premièrement, ce sont des coefficients variables qui évoluent avec l'évolution des conditions thermodynamiques locales. Deuxièmement, le comportement thermique du condenseur est expérimentalement validé sans aucun recours au recalage ou ajustement de l'ensemble de ces coefficients. Ce qui signifie que le modèle est assez robuste et autonome.

- *Contrairement à la majorité des modèles existants, le modèle proposé tient compte de l'échange thermique avec l'extérieur. De plus la conduction longitudinale le long des parois est modélisée.*
- *Des corrélations polynomiales et Gaussiennes, précises, des propriétés thermo physiques sont spécialement développées sur la base des données fournies par le site NIST (site 2).*

IV.1.2.2 Etat de l'art sur les coefficients de convection thermique.

Les problèmes majeurs rencontrés lors de la modélisation du CPB, sont l'expression du coefficient de convection h_{conv} des deux côtés primaire et secondaire, et le calcul des pertes de charges dans l'écoulement. Actuellement il n'existe aucune corrélation universelle fiable. La raison réside dans la dépendance de ce coefficient à un grand nombre de paramètres: géométrie des plaques, débit masse, propriété thermo-physique du fluide, titre massique, taux de vide, pression et température, nombre de Reynolds (laminaire ou turbulent); ce à quoi il faut ajouter la forte dépendance du coefficient h_{conv} avec la structure de l'écoulement.

Afin de mieux cerner le problème du coefficient h_{conv} régissant les transferts thermiques au sein des CPB, il est nécessaire de recenser les différentes configurations d'écoulement qui peuvent surgir.

i. Cartographie d'écoulement diphasique

Des travaux d'identification de type d'écoulement dans un CPB basés sur la visualisation (Grabenstein & Kabelac 2012), ressortent trois configurations classiques: écoulement à bulles, écoulement annulaire, écoulement en poche bouchon (slug). (Vlasogiannis et al. 2002) propose une cartographie d'écoulement diphasique, permettant de prévoir la configuration en fonction des vitesses superficielles du liquide et de la vapeur. Vlasogiannis constate que la carte obtenue, visible sur la Figure IV.7, est très différente à celle d'un écoulement diphasique dans une conduite circulaire standard.

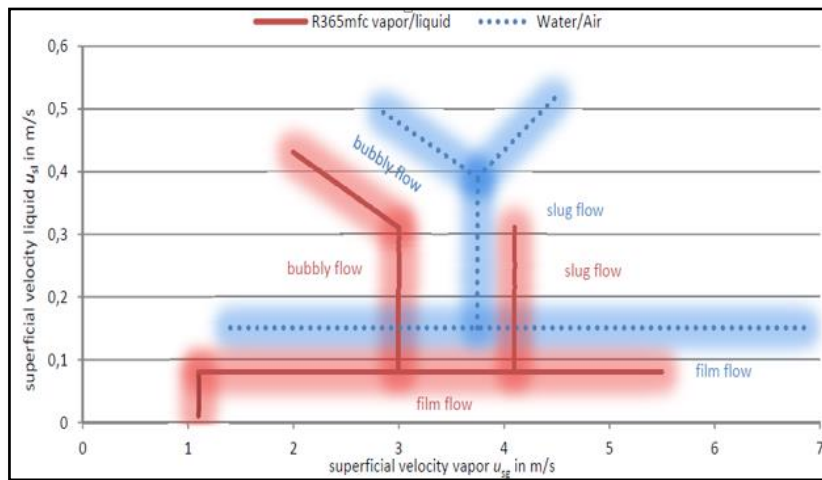


Figure IV.7: Cartographie d'un écoulement diphasique air/eau et liquide/gaz R365mfc dans un CPB (Grabenstein & Kabelac 2012).

Les vitesses superficielles du gaz et du liquide sont définies comme suit (Vlasogiannis et al. 2002).

$$u_{SG} = \frac{V_G}{A_f} \quad \text{et} \quad u_{SL} = \frac{V_L}{A_f} \quad \text{Avec:} \quad A_f = w \cdot b_c \cdot N$$

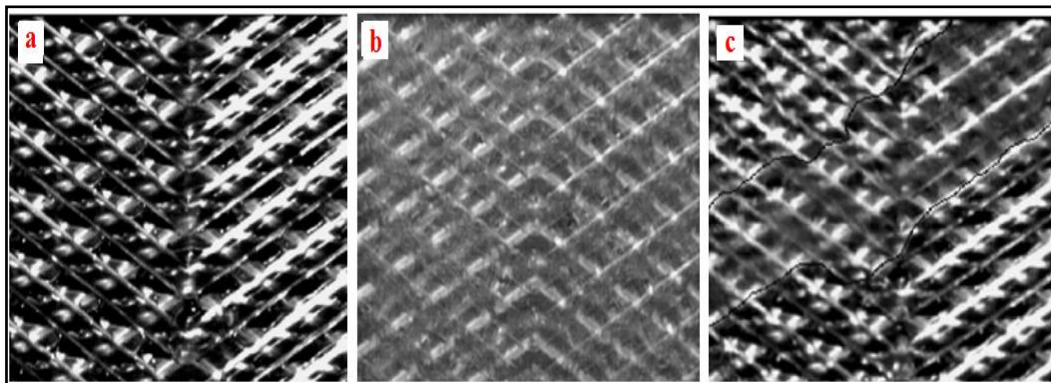


Figure IV.8: (a) écoulement à bulles (b) écoulement annulaire (c) Ecoulement slug (Vlasogiannis et al. 2002).

Résultat:

Dans le cadre du présent projet, l'hypothèse d'un écoulement annulaire est la plus probable, compte tenu des vitesses d'écoulement expérimentées.

ii. Quel type d'écoulement, laminaire ou turbulent?

Le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent) a sa contribution dans le choix du coefficient h_{conv} par l'intermédiaire du nombre de Reynolds critique Re_c qui impose la limite entre les deux régimes. Or, à propos des CPB, le débat sur cette valeur fait toujours rage au sein de la communauté des chercheurs. Une étude bibliographique, résumée dans le Tableau IV. 3 attire l'attention sur un important désaccord sur les intervalles de transition entre régime laminaire et turbulent.

Auteur	Référence	Intervalle
Shah	(Longo 2009)	[300,400]
Ciofalo	(Kedzierski 1997)	[1500,3000]
Wanniarachchi	(Xiaoyang et al. 1995)	[100,1500]
Vlasogiannis	(Yan et al. 1999)	$Re_c \geq 650$
Lioumbas	(Hsieh & Lin 2002)	[500,1200]

Tableau IV. 3: Récapitulatif sur les intervalles de transition laminaire/turbulent dans un CPB

La forte dispersion dans les valeurs de transition, ci-haut mentionnées, est due à la nature de l'écoulement très complexe. Toutefois, les travaux de modélisation des phénomènes rencontrés sont articulés ici autour d'une approche « système ». Cette démarche suppose que le modèle final de la boucle entière soit capable de retranscrire le comportement thermodynamique global avec un niveau de véracité raisonnable. *Néanmoins, la diversité des valeurs du coefficient d'échange thermique aura son importance dans l'étude de validation du modèle.*

iii. Condensation, contrôle par gravité ou par cisaillement

Généralement, deux régimes de condensation sont possibles :

- Une condensation contrôlée par effet gravitationnel, valable pour des Reynolds usuellement inférieurs à 800. Dans ce régime, la vitesse du film de condensat et celle de la vapeur sont très proches.

- Un second régime de condensation pour des vitesses de vapeur grandes devant celles du liquide. On parle alors d'une condensation contrôlée par des forces de cisaillement, valable pour des Reynolds dépassant 1000. Dans ce cas, l'écoulement vapeur cisaille la couche du liquide ce qui diminue son épaisseur, atténue la résistance et donc améliore l'échange thermique. Par ailleurs, les forces de cisaillement favorisent un écoulement très turbulent ou ondulé ceci stimulant davantage les transferts de chaleur.

iv. Coefficient de convection thermique pour les CPB

La littérature donne accès à un large éventail de corrélations dont le nombre dépasse la centaine. (Wang et al. 2007) proposent un travail récapitulatif des corrélations existantes. Par ailleurs, (Grabenstein & Kabelac 2012) réalisent une étude comparative entre un certain nombre de ces corrélations. En se basant sur leurs propres relevés expérimentaux, ils trouvent que trois corrélations parmi les six étudiées donnent un nombre de Nusselts avec un écart pouvant atteindre 70% comme le montre la Figure IV.9.

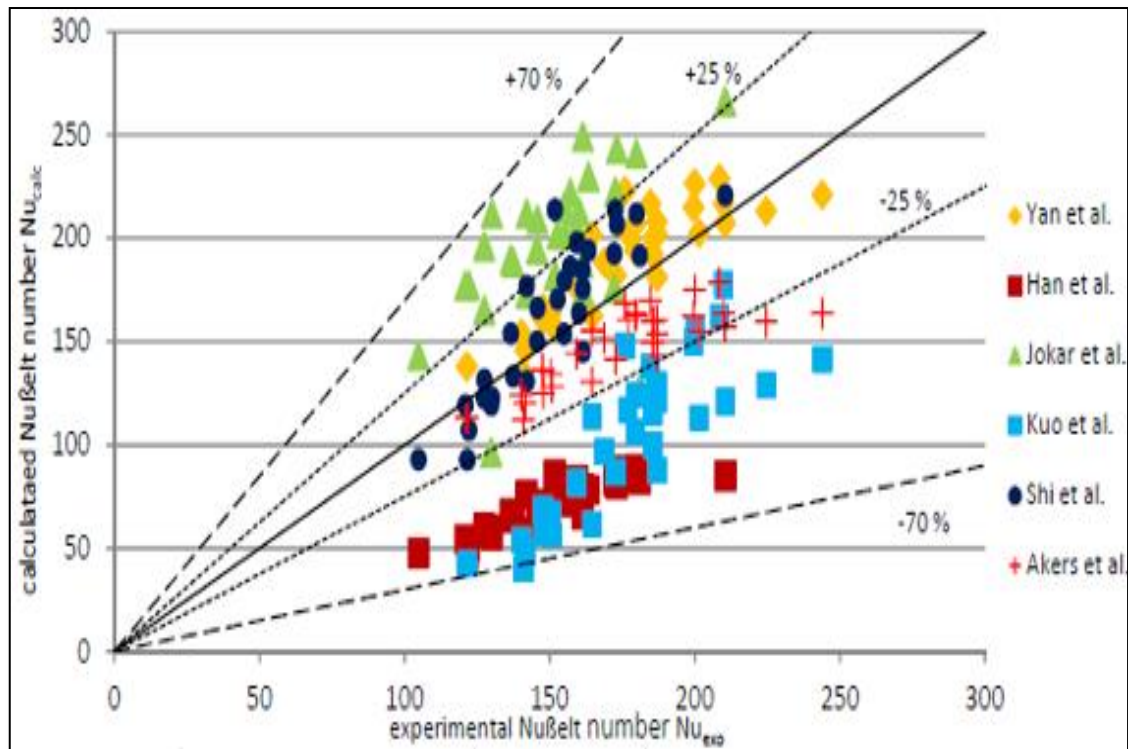


Figure IV.9: Comparaison des résultats expérimentaux du nombre de Nusselt avec les prédictions de six corrélations : Yan, Han, Jokar, Kuo, Shi et Akers.

Ces résultats donnent une idée sur la difficulté d’obtenir une corrélation précise du coefficient de transfert. On conclut aussi, que la validité des corrélations développées reste étroitement liée aux conditions opératoires dans lesquelles elles étaient développées. Ce constat aura son importance dans des travaux de validation présentés au paragraphe IV.3.

Les Tableaux IV-4 et IV-5 présentent différentes corrélations valables pour le diphasique, et pour le monophasique respectivement.

Coefficient de convection thermique pour des écoulements diphasiques.

Auteur	Reference	Commentaires	Formule
Nusselt (1916)	(Eldeeb et al. 2014)	Film laminaire. Condensation contrôlée par gravité. Surface verticale. Le gradient de température dans le film est linéaire. Température de la vapeur constante à la saturation.	$h_{conv} = \left[\frac{\rho_{liq}^2 \cdot g \cdot \Delta H \cdot \lambda_{liq}^3}{4 \cdot \mu_{liq} \cdot l^* \cdot (T_{sat} - T_{paroi})} \right]^{1/4}$
Boyko et Kruzhilin (1967)	(Sánta 2012)	Valable en particulier pour la vapeur d’eau. Valable pour un Reynold $Re \in [1500; 15000]$ Pour un régime d’écoulement annulaire.	$\alpha_{liq} = 0.021 \cdot Re_{liq}^{0.8} \cdot Pr_{liq}^{0.43} \cdot \frac{\lambda_f}{D_h}$ $h_{conv} = \alpha_{liq} \cdot \left(1 + x \cdot \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} - 1 \right) \right)^{0.5}$

<p>Isashenk (1977)</p>	<p>(Grabenstein & Kabelac 2012)</p>	<p>Film turbulent. $Re \in [400; 7 \cdot 10^7]$ $Pr \in [1; 25]$ Pr_0 : Prandl initial ν_{liq} : viscosité</p>	$Nu = 0.0325 \cdot Re_{liq}^{1/4} \cdot Pr_{liq}^{1/2}$ $Re = \left[89 + 0.024 \cdot Pr_{liq}^{1/2} \cdot \left(\frac{Pr_{liq}}{Pr_0} \right)^{1/4} \cdot (Z - 2300) \right]^{4/3}$ $Z = \frac{c_{p,liq} \cdot (T_{sat} - T_{wall})}{\Delta H} \cdot \frac{1}{Pr_{liq}} \cdot \frac{x}{\left(\frac{\nu_{liq}^2}{g} \right)^{1/3}}$ $h_{conv} = \frac{Nu \cdot \lambda_{liq}}{D_h}$
<p>Shaw (1979)</p>	<p>(Gullapalli 2013)</p>	<p>Condensation contrôlée par cisaillement. Valable pour la vapeur d'eau.</p>	$Nu = 0.023 \cdot Re_{liq}^{0.8} \cdot Pr_{liq}^{0.4} \cdot \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} \cdot (1-x)^{0.04}}{P_{red}^{0.38}} \right]$ $P_{red} = \frac{P}{P_{crit}}$ $h_{conv} = \frac{Nu \cdot \lambda_{liq}}{D_h}$
<p>Yan (1999)</p>	<p>(Muthuraman 2011a)</p>	<p>Formule empirique Condensation contrôlée par cisaillement. Ge_1 et Ge_2 tiennent en compte la géométrie du CPB. Formule valable pour : $Re_{eq} \in [300; 4000]$ Voir Figure IV.17 pour les paramètres géométriques. l^* : longueur parcourue par le fluide frigorigène</p>	$Nu = Ge_1 \cdot Re_{eq}^{Ge_2} \cdot Pr^{1/3}$ $Ge_1 = 11.22 \cdot \left(\frac{P_{co}}{D_h} \right)^{-2.83} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-4.5}$ $Ge_2 = 0.35 \cdot \left(\frac{P_{co}}{D_h} \right)^{0.23} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{1.48}$ $Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot D_h}{\mu_f}$ $G_{eq} = G_c \cdot \left[1 - x + x \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/2} \right]$ $G_c = \frac{\dot{m}}{N_{can} \cdot b \cdot l^*}$ $h_{conv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h}$

Tableau IV. 4: Corrélations du coefficient de convection thermique utilisées en diphasique.

Coefficient de convection thermique pour des écoulements monophasiques

Parmi les nombreuses corrélations disponibles, nous avons retenu les quatre suivantes :

Auteur	Reference	Commentaires	formule
<p>Heavner (1993)</p>	<p>(Gullapalli 2013)</p>	<p>Valable pour l'eau.</p>	$J = \frac{Nu}{Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0.17}} = b \cdot Re^m$

			<i>Chevron Angle Combination</i>	<i>Mean Chevron Angle</i>	<i>a</i>	<i>n</i>	<i>b</i>	<i>m</i>
			45°/0°	22.5°	1.715	0.0838	0.278	0.683
			67°/0°	33.5°	1.645	0.1353	0.308	0.667
			45°/45°	45°	0.810	0.1405	0.195	0.692
			67°/45°	56°	0.649	0.1555	0.118	0.720
			67°/67°	67°	0.571	0.1814	0.089	0.718

Muley et Manglik (1997)	(Gullapalli 2013)	Valable pour l'eau. Pour un Prandtl : Pr ∈ [2.4; 4.5]	<p>Pour :</p> $Re \in [20; 400]$ $Nu = 0.471 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0.4}$ <p>Pour :</p> $Re > 1000$ $Nu = 0.1 \cdot Re^{0.76} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0.14}$ $h_{conv} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h}$
Boyko Et Kruzhilin		Valable pour l'eau.	$h_{conv} = 0.0021 \cdot Re_{liq}^{0.8} \cdot Pr_{liq}^{0.43} \cdot \left(\frac{\lambda_{liq}}{D_h} \right)$
Muley et Manglik (1999)	(Longo 2009)	Valable pour l'eau. Pr _{eau} ∈ [5; 10] Re _{eau} ∈ [200; 1200]	$h_{conv} = 0.277 \cdot \left(\frac{\lambda_{liq}}{D_h} \right) \cdot Re_{liq}^{0.766} \cdot Pr_{liq}^{0.333}$
Kim (1999)	(Eldeeb et al. 2014)	Valable pour l'eau.	$h_{conv} = 0.295 \cdot \left(\frac{\lambda_{liq}}{D_h} \right) \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.32} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.09}$
Alpha laval		Valable pour l'eau.	$Nu = 234 \cdot \lambda_{liq} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[\frac{\rho_{liq} \cdot \Delta P}{\mu_{liq}} \right]^{-0.3274}$

Tableau IV. 5: Corrélations du coefficient de convection thermique utilisées en monophasique (refroidissement)

IV.1.2.3 Etat de l'art sur les coefficients de frottement associés au CPB

La variation de pression entre l'entrée et la sortie d'un CPB sont la somme de quatre contributions :

- Perte de charge au niveau des ports.
- Variation de pression due à la gravitation.
- Terme d'inertie due à l'accélération du fluide.
- Perte de charge due aux frottements du fluide diphasique.

La présente section a pour but de présenter les équations ou corrélations donnant accès à ces différents termes. L'ensemble de ces corrélations est implémenté dans le modèle du CPB.

i. Variation de pression due à la gravitation.

La variation de la pression due à la gravité est déterminée grâce à l'équation de l'hydrostatique :

$$\Delta P_{grav} = \pm \rho_m \cdot g \cdot L \quad (IV.8)$$

Le terme est positif pour des écoulements ascendants, et négatif dans le cas contraire. ρ_m la densité moyenne de l'écoulement diphasique donnée par :

$$\rho_m = \left[\frac{x}{\rho_{vap}} + \frac{1-x}{\rho_{liq}} \right]^{-1} \quad (IV.9)$$

ii. Perte de charge due à l'accélération du fluide

La perte de pression associée à l'accélération du fluide est estimée par Lockart et Martinelli (Eldeeb et al. 2014).

$$\Delta P_{acc} = G^2 \cdot \left\{ \left[\frac{(1-x_s)^2}{\rho_{liq} \cdot (1-\alpha_s)} + \frac{x_s^2}{\rho_{vap} \cdot \alpha_s^2} \right] - \left[\frac{(1-x_e)^2}{\rho_{liq} \cdot (1-\alpha_e)} + \frac{x_e^2}{\rho_{vap} \cdot \alpha_e^2} \right] \right\} \quad (IV.10)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{N \cdot b \cdot l^*} \quad (IV.11)$$

α_e et α_s sont les fractions du taux de vide en section d'entrée et de sortie du CPB, le taux de vide étant alors défini par le rapport :

$$\alpha = \frac{S_{vap}}{S_{liq}} \quad (IV.12)$$

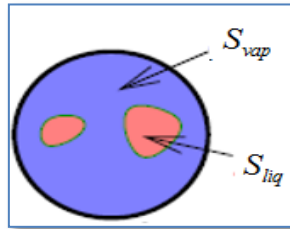


Figure IV.10: Section d'un canal traversé par un fluide diphasique.

Le taux de vide est estimée par Zivi (Eldeeb et al. 2014):

$$\alpha = \left[1 + \frac{1-x}{x} \cdot \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (IV.13)$$

iii. Perte de charge dans les distributeurs et les collecteurs

Les pertes de charge générées au niveau des distributeurs (entrée d'écoulement), et des collecteurs (sortie d'écoulement) sont empiriquement estimées (Shah & Sekulic 2003). Notons que ces pertes de pression sont principalement dues à l'expansion ou la contraction du fluide frigorigène traversant ces ports.

$$\Delta P_{col} = \frac{1.5 \cdot G^2}{2 \cdot \rho_m} \quad (IV.14)$$

iv. Perte de charge due aux frottements du fluide diphasique

Comme pour le coefficient de convection thermique, le coefficient de frottement en écoulement diphasique reste très compliqué à déterminer. Ce coefficient qui sert à estimer les pertes de charge par frottement dans un CPB a fait l'objet de nombreuses investigations. Le Tableau IV. 6 reprend un certain nombre des corrélations disponibles dans la littérature.

Corrélations en monophasique :

Auteur	Reference	Commentaires	formule																								
Muley et Manglik (1997)	(Gullapalli 2013)	Valable pour l'eau. Pour un Prandtl : Pr ∈ [2.4; 4.5]	<p><i>pour</i> Re ∈ [2; 200]</p> $f = \left[\left(\frac{40.32}{Re} \right)^5 + \left(\frac{8.12}{Re^{0.5}} \right)^5 \right]^{-0.2}$ <p><i>pour</i> Re ≥ 1000</p> $f = 1.274 \cdot Re^{-0.15}$																								
Heavner (1993)	(Gullapalli 2013)	Valable pour l'eau.	$f = a \cdot Re^{-n}$ <table border="1"> <thead> <tr> <th>Chevron Angle Combination</th> <th>Mean Chevron Angle</th> <th>a</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>45°/0°</td> <td>22.5°</td> <td>1.715</td> <td>0.0838</td> </tr> <tr> <td>67°/0°</td> <td>33.5°</td> <td>1.645</td> <td>0.1353</td> </tr> <tr> <td>45°/45°</td> <td>45°</td> <td>0.810</td> <td>0.1405</td> </tr> <tr> <td>67°/45°</td> <td>56°</td> <td>0.649</td> <td>0.1555</td> </tr> <tr> <td>67°/67°</td> <td>67°</td> <td>0.571</td> <td>0.1814</td> </tr> </tbody> </table>	Chevron Angle Combination	Mean Chevron Angle	a	n	45°/0°	22.5°	1.715	0.0838	67°/0°	33.5°	1.645	0.1353	45°/45°	45°	0.810	0.1405	67°/45°	56°	0.649	0.1555	67°/67°	67°	0.571	0.1814
Chevron Angle Combination	Mean Chevron Angle	a	n																								
45°/0°	22.5°	1.715	0.0838																								
67°/0°	33.5°	1.645	0.1353																								
45°/45°	45°	0.810	0.1405																								
67°/45°	56°	0.649	0.1555																								
67°/67°	67°	0.571	0.1814																								
Darcy Weisbach			<p>Hagen-poiseuille pour un écoulement laminaire $f = \frac{64}{Re}$</p> <p>Blasius pour un écoulement turbulent $f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$</p>																								

Tableau IV. 6: Corrélations du coefficient de frottement pour un écoulement monophasique.

Corrélations en diphasique :

Auteur	Reference	Commentaires	formule
Yan (1999)	(Gullapalli 2013)	CPB positionné verticalement. CPB composé de deux canaux.	$f \cdot Re^{0.4} \cdot Bo^{-0.5} \cdot P_{red}^{-0.8} = 94.75 \cdot Re_{eq}^{-0.0467}$ $Bo = \frac{q}{G \cdot \Delta H}$ $Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot D_h}{\mu_{liq}}$ $G_{eq} = G \cdot \left[1 - x + x \cdot \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{1/2} \right]$ $G = \frac{\dot{m}}{N_{can} \cdot b \cdot l^*}$

<p>Yan (1999)</p>	<p>(Muthuraman 2011b)</p>	<p>Ge_3 et Ge_4 tiennent en compte la géométrie du CPB. Formule valable pour : $Re_{eq} \in [300; 4000]$</p>	$f = Ge_3 \cdot Re_{eq}^{Ge_4}$ $Ge_3 = 352.1 \cdot \left(\frac{p_{co}}{D_h}\right)^{4.17} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-7.75}$ $Ge_4 = -1.024 \cdot \left(\frac{p_{co}}{D_h}\right)^{0.0925} \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-1.3}$ $Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot D_h}{\mu_f}$ $G_{eq} = G \cdot \left[1 - x + x \cdot \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}}\right)^{1/2} \right]$ $G = \frac{\dot{m}}{N_{can} \cdot b \cdot l^*}$
<p>Kuo (2005)</p>	<p>(Gullapalli 2013)</p>	<p>CPB composé de trois plaques brasées.</p>	$f = 21500 \cdot Re_{eq}^{-1.14} \cdot Bo^{-0.085}$
<p>Martin</p>	<p>(Valencia 2007)</p>	<p>Formule semi-empirique Φ facteur d'agrandissement, généralement égale à 1.17 Valable pour : $Re_h \in [400; 10000]$</p>	$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos(\beta)}{\left(0.18 \cdot \tan(\beta) + 0.36 \cdot \sin(\beta) + \frac{f_0}{\cos(\beta)}\right)^{1/2}}$ $+ \frac{1 - \cos(\beta)}{\sqrt{3.8 \cdot f_1}}$ $Re_h = \Phi \cdot Re_{eq}$ $Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot D_h}{\mu_f}$ $G_{eq} = G_c \cdot \left[1 - x + x \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{1/2} \right]$ $G_c = \frac{\dot{m}}{N_{can} \cdot b \cdot l^*}$ <p><i>pour : $Re_h < 2000$</i></p> $f_0 = \frac{64}{Re_h}$ $f_1 = \frac{597}{Re_h} + 3.85$ <p><i>pour : $Re_h \geq 2000$</i></p> $f_0 = (1.81 \cdot \log_{10}(Re_h) - 1.5)^{-2}$ $f_1 = \frac{39}{Re_h^{0.289}}$

Tableau IV. 7: Corrélations du coefficient de frottement pour un écoulement diphasique.

Dans le cas de notre application, les résultats de la corrélation de Darcy-Weisbach sont comparés avec ceux des autres corrélations présentées dans le Tableau IV. 6. Elle présente de très bonne concordances avec les résultats expérimentaux, raison pour laquelle elle a été finalement retenue en monophasique. Quant au régime diphasique, une confrontation des

résultats de calcul issus de l'ensemble des corrélations introduites au Tableau IV. 7 avec ceux obtenus expérimentalement a permis de sélectionner la corrélation de yan (Muthuraman 2011b).

IV.2 Description du modèle dynamique du condenseur à plaques brasées CPB

IV.2.1 Hypothèses

Un nombre d'hypothèses a été formulé pour la construction du modèle du CPB:

- Aucune présence des gaz non condensables n'est considérée.
- Les échanges thermiques avec l'ambient sont pris en compte.
- Le fluide contenu dans le circuit secondaire est à débit masse constant.
- Le modèle est basé sur l'hypothèse de fluide unidirectionnel, dont le sens est celui de l'écoulement.
- Le volume diphasique noté V_6 sur la Figure IV.12 occupe la moitié du volume totale du circuit primaire (CP) du CPB.
- Comme pour le pressuriseur, le matériau du condenseur (inox 316) est considéré homogène, isotrope, de conductivité thermique constante.
- Le réfrigérant utilisé pour la simulation est de l'eau pure, alors que les essais de validation sont menés avec de l'eau contenant 4% de PAG. Les propriétés thermo physiques du PAG sont rapportées dans Annexe H (PAG).
- La température et la pression du fluide (liquide ou mélange) sont considérées homogènes en tout point du volume considéré (hypothèse de paramètres localisés).
- hypothèses de Nusselt :
 - 1) L'écoulement se fait sur une paroi verticale. (c'est effectivement le cas du banc d'essai)
 - 2) Le gradient de température dans le film de condensat est supposé linéaire. Cette supposition est vraie vue les diamètres hydrauliques faibles des canaux d'écoulement.

IV.2.2 Principe de discrétisation volumique

Le CPB fonctionne en configuration dite méthodique, appelée aussi à contre-courant. Il est composé de six plaques thermiques, et donc d'une multitude de canaux (Figure IV.11.) présents dans les deux circuits : chaud appelé primaire, et froid nommé aussi secondaire

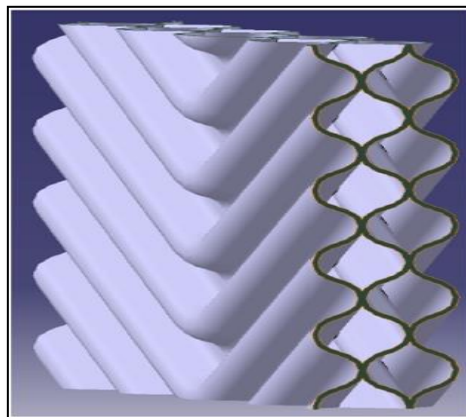


Figure IV.11: Structure des canaux d'écoulement

L'approche « système » adoptée dans ces travaux de thèse a amené (dans un souci de simplification) à concevoir le CPB comme l'union de six volumes, détaillés sur la Figure IV.12:

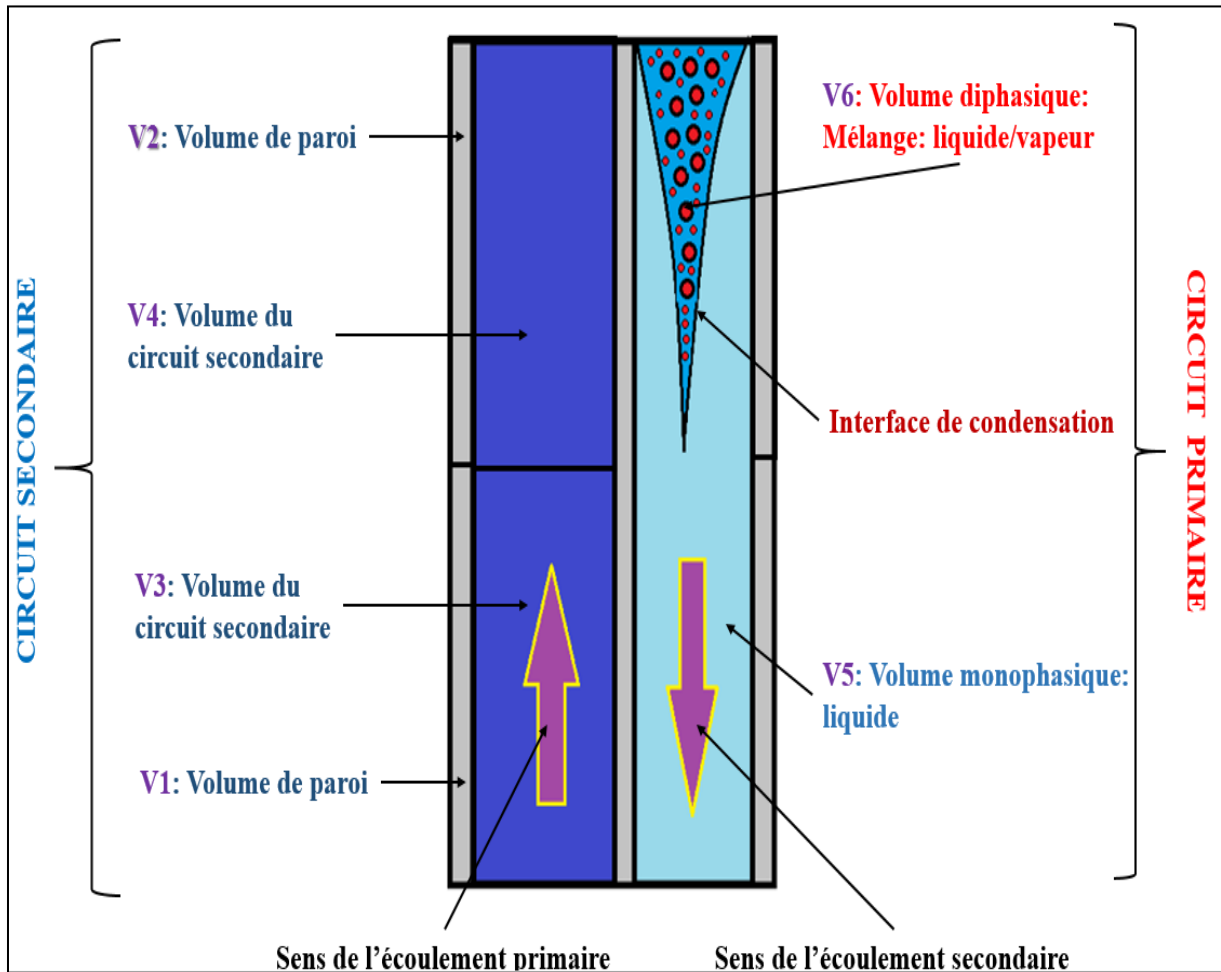


Figure IV.12: Répartition des différents volumes lors de la condensation dans un CPB

- **Le circuit chaud** (primaire), est similaire à un tube de longueur équivalente à la longueur parcourue réellement par le fluide chaud. Quant à son diamètre hydraulique, il est égal à celui du CPB. En écoulement diphasique, ce circuit est divisé en deux volumes séparés par une interface dite de condensation, comme indiqué sur la Figure IV.12. Chaque volume correspond à un état de fluide :
 - 1) **V6** : un volume diphasique: mélange homogène de liquide et de la vapeur.
 - 2) **V5**: un volume monophasique formé du film de condensat et du liquide circulant vers le bas du condenseur.
- **Le circuit froid** (secondaire), également modélisé sous forme de cylindre, contient de l'eau toujours à l'état monophasique. Sa longueur est prise égale à celle parcourue réellement par le fluide de refroidissement. Son diamètre est le diamètre hydraulique du CPB. Ce circuit est représenté par les deux volumes : **V3** et **V4**.
- **Le corps matériel** du condenseur est représenté par deux volumes égaux: **V1** et **V2**.

IV.2.3 Description succincte de la structure générale du modèle bond graph

Le modèle bond graph du CPB est représenté par la Figure IV.13.

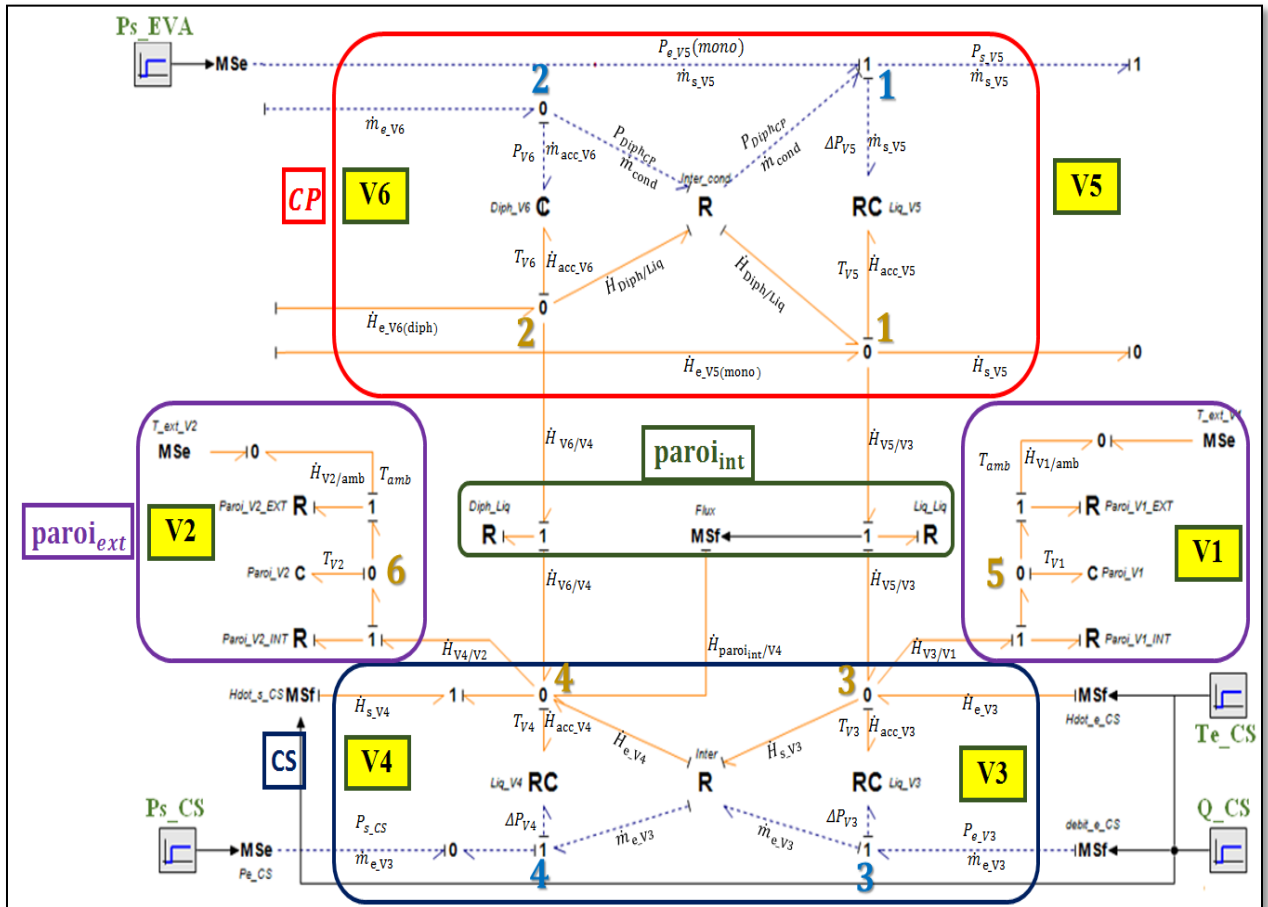


Figure IV.13: Modèle bond graph transitoire du CPB.

Etape technologique de la modélisation (bond graph à mot):

Le modèle du CPB est globalement composé de quatre sous modèles.

- En rouge, (CP) : modèle du circuit primaire du CPB.
- En bleu, (CS) : modèle du circuit secondaire du CPB.
- En vert, (Paroi_int) : modèle de la paroi intérieure séparant le CP du CS.
- En violet, (Paroi_ext) : modèle de la paroi séparant le CS de l'extérieur.

Etape physique :

Les six volumes spécifiés sur la Figure IV.13 sont modélisés par des éléments bond graph comme suit :

Volume	désignation	Élément bond graph
V1 et V2	paroi externe du CPB	Éléments C à 1 port thermique.
V3 et V4	Circuit secondaire CS	Éléments RC à 2 ports (thermique et hydraulique).
V5	partie liquide du CP	Élément RC à 2 ports (thermique et hydraulique).
V6	partie diphasique du CP	Élément C à 2 ports (thermique et hydraulique).

Le réseau indiqué par des traits bleus correspond à la partie hydraulique du condenseur, tandis que celui représenté par des traits orange traduit la partie thermique de l'échangeur.

L'hypothèse de température homogène est assurée par les jonctions : 1, 2, 3, 4, 5, 6 en orange. L'hypothèse de pression homogène est assurée par la jonction : 2 en bleu de la Figure IV.14.

Tous les phénomènes de transfert thermique (par convection ou conduction) pris en compte dans cette étude, sont modélisés par des éléments bond graph dissipatifs R selon la distribution des différents flux thermiques décrit en Figure IV.14.

Il est intéressant d'observer la forte correspondance entre la structure du bond graph, Figure IV.13, et celle du système étudié et représenté par la Figure IV.12. En effet, le bond graph permet de reproduire graphiquement, avec grande souplesse, tous les échanges thermiques représentés sur la Figure IV.14.

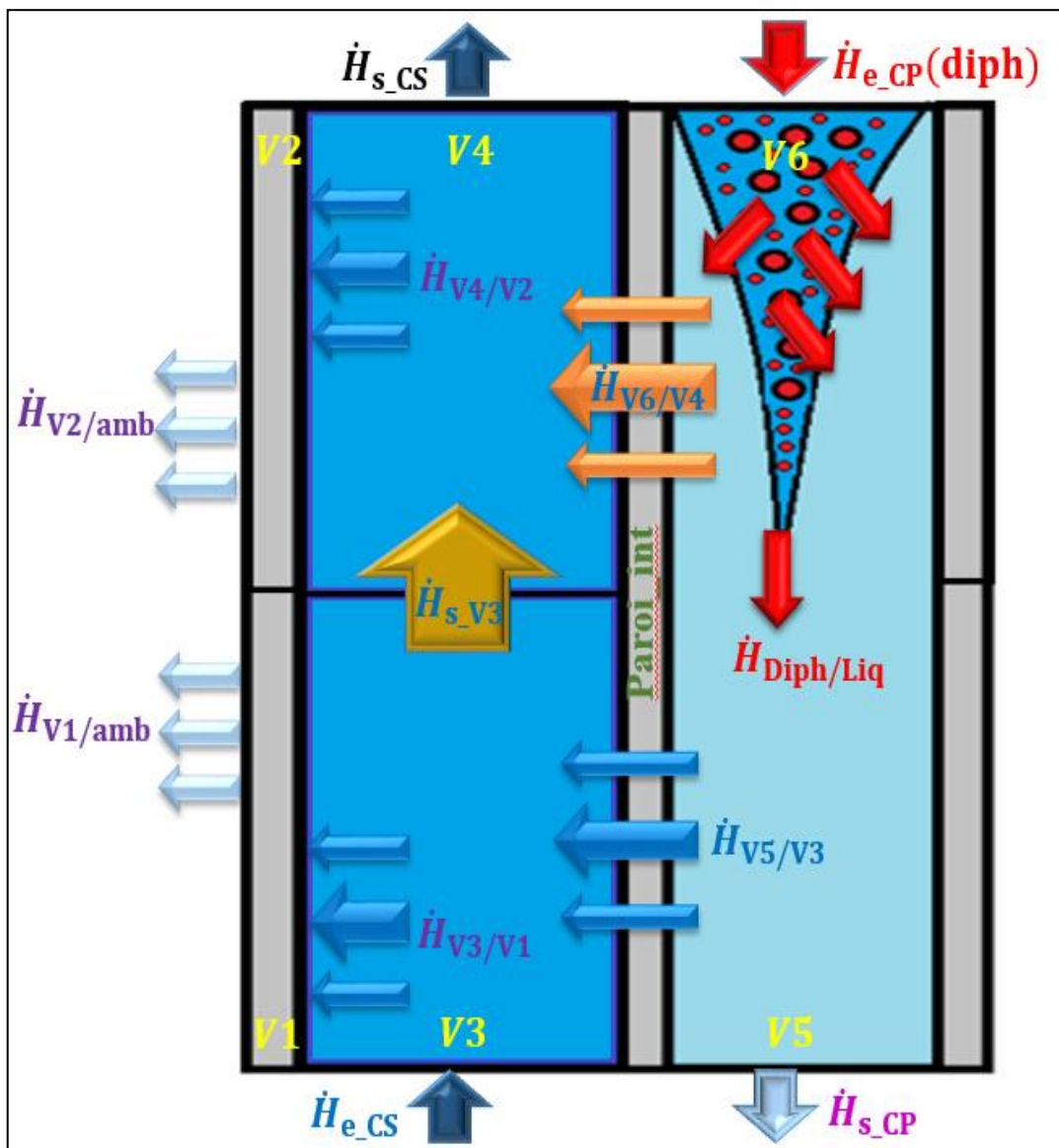


Figure IV.14: Répartition des flux thermiques dans le CPB.

IV.2.4 Description mathématique du modèle bond graph dynamique du CPB

Objectif

Nous procédons à présent à une description détaillée des équations de conservation (de masse et d'énergie) qui sont implémentées dans le modèle du CPB dans les éléments de jonction 0_h et 0_t , ainsi que les phénomènes de stockage d'énergie et de matière dans les capacitifs C ou RC. La résolution de l'ensemble de ces équations est assurée par la méthode Runge-Kutta intégrée dans 20sim (site 1). Le modèle pseudo bond graph possède les mêmes variables « effort/flux » que celles choisies pour le pressuriseur au paragraphe III.3.2. Pour rappel, ces variables sont : la pression et le débit masse pour le lien hydraulique; la température et le flux d'enthalpie (en convection) ou le flux de chaleur (en conduction) pour le lien thermique (Kebdani (b) et al. 2016) et (Kebdani (c) et al. 2016).

Volume V1 de la paroi extérieure.

Le volume $V1$ est constitué de la moitié du volume des deux plaques du CPB. Sa température $T_{V1}(t)$ est calculée à l'aide du bilan d'énergie. Par ailleurs, ce volume est soumis à deux flux thermiques, schématisés sur la Figure IV.14. Le flux $\dot{H}_{V3/V1}$ est modélisé en bond graph par l'élément $R_{Paroi_V1_INT}$, $\dot{H}_{V1/amb}$ est modélisé par l'élément $R_{Paroi_V1_EXT}$.

⇒ L'équation de conservation de l'énergie est écrite dans la jonction 0_s sur la Figure IV.13 :

$$\dot{H}_{paroi_V1_acc} = \dot{H}_{V3/V1} - \dot{H}_{V1/amb} \quad (IV.15)$$

⇒ Le stockage d'enthalpie dans le volume $V1$ est calculé dans l'élément multiport C_{Paroi_V1} et s'écrit comme :

$$H_{paroi_V1_acc}(t) = \int_t \dot{H}_{paroi_V1_acc}(t) dt + H_{paroi_V1,0} \quad (IV.16)$$

$H_{paroi_V1,0}$ est l'enthalpie initiale dans la paroi qui se calcule comme :

$$H_{paroi_V1,0} = m_{V1} \cdot c_{p,V1} \cdot T_{V1,0} \quad (IV.17)$$

$$m_{V1} = \rho_{V1} \cdot V1 \quad (IV.18)$$

La température initiale de la paroi $T_{V1,0}$ est une entrée du modèle. ρ_{V1} est supposée constante valant $7850 \text{ kg} / \text{m}^3$ et le volume $V1$ est donné par :

$$V1 = \pi \cdot \left[\left(\frac{D_h}{2} + e_{V1} \right)^2 - \left(\frac{D_h}{2} \right)^2 \right] \cdot L_{V1} \quad (IV.19)$$

⇒ La loi constitutive de l'élément C_{Paroi_V1} donnant la température de la paroi s'écrit alors :

$$T_{V1}(t) = \frac{H_{paroi_V1_acc}}{m_{V1} \cdot c_{p,V1}} \quad (IV.20)$$

$c_{p,V1}$ est la chaleur spécifique de la paroi du CPB fabriquée en inox316, est supposée constante le long de la simulation : $c_{p,V1} = 416(J / kg.K)$.

Volume V2 de la paroi extérieure.

L'évolution de la température $T_{V2}(t)$ du volume V2 est obtenue en adoptant le même raisonnement que celui exposé pour le volume V1. La loi constitutive de l'élément C_{Paroi_V2} donnant cette température de la paroi s'écrit comme :

$$T_{V2}(t) = \frac{H_{paroi_V2_acc}}{m_{V2} \cdot c_{p,V2}} \quad (IV.21)$$

avec : $c_{p,V2} = c_{p,V1} = 416 (J / kg.K)$ et $m_{V2} = m_{V1}$.

Volume V3 du liquide dans le CS

Dans cette partie du volume de l'échangeur on considère que le débit masse du fluide de refroidissement \dot{m}_{e_V3} est constant. Par ailleurs, le fluide circulant dans ce circuit étant purement liquide il n'y a pas de stockage de matière dans le volume V3.

L'équation de bilan de l'énergie est écrite dans la jonction 0₃ :

$$\dot{H}_{acc_V3} = \dot{H}_{e_V3} + \dot{H}_{V5/V3} + \dot{H}_{V3/V1} - \dot{H}_{s_V3} + \Delta P_{V3} \cdot \frac{\dot{m}_{e_V3}}{\rho_{liq_V3}} \quad (IV.22)$$

Le terme : $\left[\Delta P_{V3} \cdot \frac{\dot{m}_{e_V3}}{\rho_{liq_V3}} \right]$ correspond à l'échauffement du fluide dû aux frottements pariétaux.

La densité ρ_{liq_V3} est calculée à la température T_{e_CS} du liquide entrant dans le CS grâce à l'équation (III.1).

⇒ Le stockage d'enthalpie dans le volume V3 est calculé dans l'élément multiport RC_{Liq_V3} :

$$H_{acc_V3}(t) = \int_t \dot{H}_{acc_V3}(t) dt + H_{liq_V3,0} \quad (IV.23)$$

$H_{liq_V3,0}$ est l'enthalpie initiale du liquide de masse $\frac{m_{e_V3}}{2}$ qui se calcule comme :

$$H_{liq_V3,0} = \frac{m_{e_V3}}{2} \cdot c_{p,liq_V3,0} \cdot T_{liq_V3,0} \quad (IV.24)$$

La division de la masse m_{e_V3} par deux dans l'équation (IV.22) est justifiée par la division du volume total du CS en deux volumes notés : V3 et V4, contenant chacun une masse $\frac{m_{e_V3}}{2}$. La chaleur spécifique $c_{p,V3,0}$ est calculée à la température du liquide à l'état initial $T_{V3,0}$ à l'aide de l'équation (III.3).

⇒ La loi constitutive de l'élément RC_{Liq_V3} donnant la température de la paroi s'écrit alors :

$$T_{V3}(t) = \frac{H_{acc_V3}(t)}{\frac{\dot{m}_{e_V3}}{2} \cdot c_{p,liq,V3}} \quad (IV.25)$$

Dans cette équation, la chaleur spécifique c_{p,liq_V3} est calculée par l'équation (III.3).

⇒ La variation de pression ΔP_{V3} dans le volume $V3$, représentée par l'élément multiport R du RC_{Liq_V3} est obtenue grâce aux équations : (IV.26), (IV.27), (IV.28) et (IV.29) abordées en détail au paragraphe IV.1.2.3. Les pertes de pression par frottement en monophasique ΔP_f sont calculées à l'aide de la formule de Darcy-Weisbach. L'estimation de Wanniarachchi, voir Tableau IV. 3, est adoptée pour déterminer le régime d'écoulement (laminaire ou turbulent). On a enfin:

$$\Delta P_{V3} = \Delta P_{grav} + \Delta P_{frot} + \Delta P_{col/dist} \quad (IV.26)$$

Où :

$$\Delta P_{grav} = \rho_{liq_V3} \cdot g \cdot L_{V3} \quad (IV.27)$$

$$\Delta P_{col/dist} = \frac{1.5 \cdot G^2}{2 \cdot \rho_m} \quad (IV.28)$$

$$\Delta P_{frot} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{liq_V3} \cdot v^2 \cdot \frac{L_{V3}}{D_h} \cdot f = 2 \cdot \frac{\dot{m}_{e_V3}^2}{\rho_{liq_V3} \cdot \pi^2 \cdot D_h^3} \cdot f \quad (IV.29)$$

avec :

Si : $Re > 100$, (régime laminaire selon Wanniarachchi) alors la formule de Hagen-Poiseuille permet d'écrire :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (IV.30)$$

Sinon, (régime transitoire ou turbulent), l'expression de Blasius pour un écoulement turbulent est :

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (IV.31)$$

A présent, il reste à déterminer le diamètre hydraulique D_h . Pour ce faire, il est nécessaire d'utiliser certaines grandeurs géométriques propres à l'échangeur. Pour une meilleure compréhension du problème géométrique, ces grandeurs sont rappelées sur la Figure IV.15.

On a :

$$D_h = \frac{4 \cdot S_{V3}}{Per_{V3}} = \frac{4 \cdot b \cdot l}{2 \cdot l \cdot \Phi} = \frac{2 \cdot b}{\Phi} \quad (IV.32)$$

Avec :

- $\Phi = 1.17$, une valeur donnée par le constructeur SWEP.
- $b = p - t$. Où p est la profondeur d'une corrugation, et t son épaisseur, voir Figure IV.15.
- l est la largeur de l'échangeur.

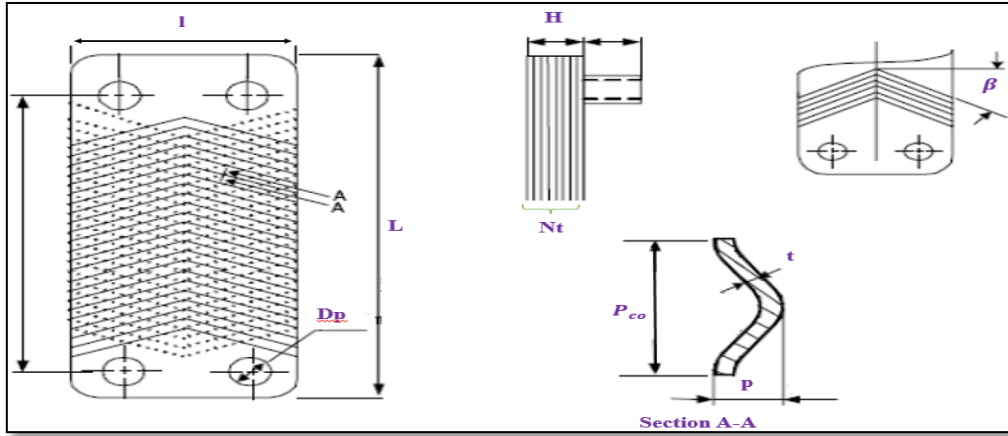


Figure IV.15: Répartition des grandeurs géométriques sur la plaque thermique

Volume V4 du liquide dans le CS

Le formalisme mathématique décrivant le comportement thermique du liquide contenu dans le volume V4 est similaire à celui propre au volume V3. La température du liquide contenu dans le volume V4 est donnée par :

$$T_{V4}(t) = \frac{H_{acc_V4}(t)}{\frac{m_{e_V4}}{2} \cdot c_{p,liq,V4}} \quad (IV.33)$$

Volume V5 du liquide dans le CP

Tant que la température du liquide traversant l'évaporateur n'atteint pas la température de saturation correspondant à la pression dans le même échangeur, le condenseur contient uniquement du fluide en phase liquide. Cette condition permet d'introduire un indicateur de phase, pouvant se définir comme suit :

Si : $T_{liq_V5} < T_{sat}(P_{evap})$, le fluide est dans un état liquide, (aucune trace de vapeur ne subsiste dans le liquide). Nous écrivons alors par convention : $ind_{CP} = 0$. Dans ce cas, l'ensemble du CP est modélisé uniquement par l'élément RC_{Liq_V5} tandis que l'élément C_{Diph_V6} est désactivé.

Si : $T_{liq_V5} > T_{sat}(P_{evap})$, alors : $ind_{CP} = 1$. Dans ce cas, on admet que le volume total du CP est scindé en deux volumes égaux, représentés successivement par les deux éléments bond graph : C_{Diph_V6} et RC_{Liq_V5} .

Cas où : $ind_{CP} = 0$

Le CP ne contenant que du liquide est modélisé par l'élément RC_{Liq_V5} . Durant la phase monophasique, on suppose que le débit masse du liquide frigorigène \dot{m}_{s_V5} traversant le CP est invariant. Il est égal au débit assuré par la pompe et imposé par l'utilisateur en tant que condition limite connue de la boucle. Donc, aucune accumulation de la matière dans le volume V5 du condenseur n'est à considérer.

L'équation de conservation de l'énergie est écrite dans la jonction 0₁ :

$$\dot{H}_{acc_V5} = \dot{H}_{e_CP(mono)} + \dot{H}_{Diph/Liq} - \dot{H}_{V5/V3} - \dot{H}_{s_V5} + \Delta P_{V5} \cdot \frac{\dot{m}_{s_V5}}{\rho_{liq_V5}} \quad (IV.34)$$

Le terme: $\left[\Delta P_{V5} \cdot \frac{\dot{m}_{s_{V5}}}{\rho_{liq_{V5}}} \right]$ correspond à l'échauffement du fluide dû aux frottements pariétaux.

La densité $\rho_{liq_{V5}}$ est calculée à la température du liquide contenu dans le CP grâce à l'équation (III.1).

Le stockage d'enthalpie dans le volume $V5$ est calculé dans l'élément multiport $RC_{Liq_{V5}}$:

$$H_{acc_{V5}}(t) = \int_t \dot{H}_{acc_{V5}}(t) dt + H_{liq_{V5,0}} \quad (IV.35)$$

$H_{liq_{V5,0}}$ est l'enthalpie initiale du liquide de masse m_{CP} qui se calcule comme :

$$H_{liq_{V5,0}} = m_{CP} \cdot c_{p,liq_{V5,0}} \cdot T_{liq_{V5,0}} \quad (IV.36)$$

La masse m_{CP} est donnée par :

$$m_{CP} = \rho_{liq_{V5,0}} \cdot V5 = \rho_{liq_{V5,0}} \cdot \left[\pi \cdot \left(\frac{D_h}{2} \right)^2 \cdot L_{V5} \right] \quad (IV.37)$$

La densité $\rho_{liq_{V5,0}}$ est calculée à l'aide de l'équation (III.1) à la température $T_{liq_{V5,0}}$. Le diamètre hydraulique D_h est donné par l'équation (IV.32). La longueur L_{V5} est une entrée du modèle. Enfin, la chaleur spécifique $c_{p,liq_{V5,0}}$ est calculée à la température du liquide à l'état initial $T_{liq_{V5,0}}$ à l'aide de l'équation (III.3).

La loi constitutive de l'élément $RC_{Liq_{V5}}$ donnant la température de la paroi s'écrit alors :

$$T_{V5}(t) = \frac{H_{acc_{V5}}(t)}{m_{s_{V5}} \cdot c_{p,liq_{V5}}} \quad (IV.38)$$

Dans cette équation, la chaleur spécifique $c_{p,liq_{V5}}$ est calculée par l'équation (III.3). La variation de pression ΔP_{V5} dans le volume $V5$, représentée par l'élément multiport $RC_{Liq_{V5}}$ est calculée exactement de la même façon que ΔP_{V3} .

Cas où $ind_{CP} = 0$

La zone liquide $V5$ du CP composée de la moitié du volume total du condenseur, est modélisée par l'élément $RC_{Liq_{V5}}$. Les équations associées à $RC_{Liq_{V5}}$ sont exactement identiques à celles présentées au cas précédent, mais avec un volume de $(V5/2)$ et d'une longueur de conduite de $(L_{V5}/2)$.

Volume V6 du mélange diphasique dans le CP

Dans le cas où : $ind_{CP} = 1$, la zone diphasique $V6$ composée de la moitié du volume total du CP du condenseur, est modélisée par l'élément $C_{Diph_{V6}}$.

L'équation de conservation de masse est assurée par la jonction 0_2 . On a :

$$\dot{m}_{acc_V6} = \dot{m}_{e_V6} - \dot{m}_{cond} \quad (IV.39)$$

- Le débit \dot{m}_{e_V6} est celui du fluide provenant de l'évaporateur et entrant dans le condenseur. Son évolution temporelle est calculée grâce à la résolution de l'équation de quantité de mouvement régissant le déplacement du fluide dans la conduite qui relie les deux échangeurs. Le paragraphe suivant aborde en détail le calcul de ce débit.
- Le débit de condensation \dot{m}_{cond} dans le condenseur est établi sur la base de la théorie de Nusselt, en se conformant aux hypothèses citées au paragraphe IV.2.1. L'expression de ce débit masse est :

$$\dot{m}_{cond} = \rho_{liq} \cdot \frac{(\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot g \cdot \delta_{film}^3}{3 \cdot \mu_{liq}} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{D_h}{2} \right) \quad (IV.40)$$

$$\delta_{film} = \left[\frac{4 \cdot \mu_{liq} \cdot \lambda_{liq} \cdot L / 2 \cdot (T_{wall} - T_{vap})}{g \cdot \Delta H \cdot \rho_{liq} \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})} \right]^{1/4} \quad (IV.41)$$

Le stockage de masse dans le volume $V6$ est modélisé en bond graph à l'aide de l'élément C_{Diph_V6} à 2 ports, et est donné par l'équation (IV.42) :

$$m_{acc_V6}(t) = \int_t \dot{m}_{acc_V6}(t) dt \quad (IV.42)$$

L'équation de bilan de l'énergie est écrite dans la jonction 0_2 :

$$\dot{H}_{acc_V6} = \dot{H}_{e_V6(diph)} - \dot{H}_{Diph/Liq} - \dot{H}_{V6/V4} \quad (IV.43)$$

Le stockage d'enthalpie dans le volume $V6$ est calculé dans l'élément multiport C_{Diph_V6} et s'écrit comme :

$$H_{acc_V6}(t) = \int_t \dot{H}_{acc_V6}(t) dt \quad (IV.44)$$

Les lois constitutives de l'élément C_{Diph_V6} donnant la pression P_{V6} ainsi que la température T_{V6} du mélange est le résultat d'un calcul complexe qui nécessite, à chaque pas de temps, une connexion entre les logiciels Matlab et 20sim (support du module bond graph). La connexion a pour but de résoudre une équation polynomiale d'ordre 12 dont la racine (réelle, positive, minimale) est la pression du mélange diphasique à l'instant t . D'autre part, cette méthode, détaillée ci-dessous, possède l'avantage de prédire l'évolution temporelle du titre massique $x(t)$ du mélange diphasique.

Schéma général de calcul :

D'un point de vue programmation, le modèle bond graph calcule à chaque pas de temps l'enthalpie spécifique $h_{V6}(t)$, et le volume spécifique $v_{V6}(t)$ grâce aux équations (IV.46) et (IV.47). Puis, il envoie ces deux valeurs au logiciel Matlab. Ce dernier résout l'équation établie en Annexe G (Calcul de la pression) et renvoie en contrepartie la pression $P_{V6}(t)$. A partir de cette pression le modèle calcule le titre massique et la température $T_{V6}(t)$ et un certain nombre d'autres variables comme détaillé en Annexe G (Calcul de la pression). La Figure IV.

16, représente le diagramme de Mollier de l'eau, et schématise graphiquement la relation entre $h_{V6}(t)$, $v_{V6}(t)$, $P_{V6}(t)$ et $T_{V6}(t)$.

Enthalpie spécifique du mélange diphasique :

$$h_{V6}(t) = \frac{H_{acc_V6}(t)}{m_{acc_V6}(t)} \tag{IV.45}$$

$H_{acc_V6}(t)$ est l'enthalpie du mélange à l'instant t , obtenue à l'aide de l'équation (IV.44).
 $m_{acc_V6}(t)$ est la masse du mélange calculée à chaque instant t grâce à l'équation (IV.42).

Volume spécifique du mélange diphasique :

$$v_{V6}(t) = \frac{V6}{m_{acc_V6}(t)} \tag{IV.46}$$

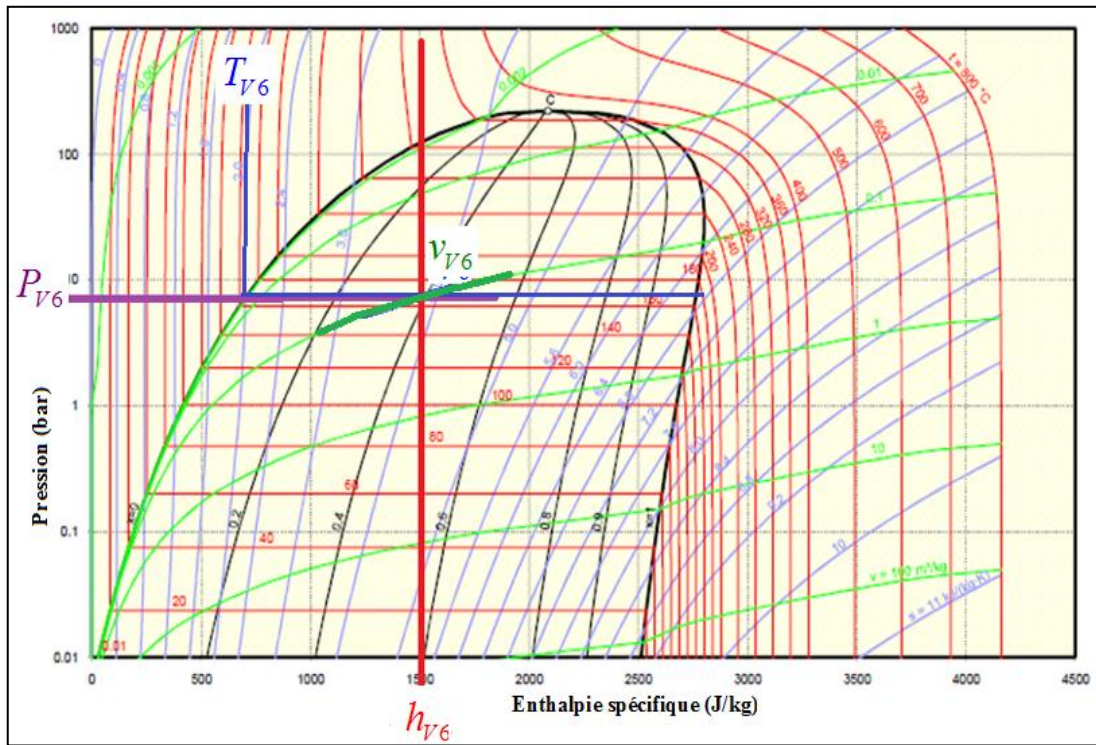


Figure IV.16: Diagramme P-h de Mollier.

Expression des flux conducto-convectifs.

Les flux thermiques attribués aux phénomènes de conduction et de convection sont modélisés à l'aide des éléments bond graphs dissipatifs : R . Ces différents flux sont répertoriés dans les deux tableaux IV.8 et IV.9. Il convient de rappeler qu'un flux thermique de conduction, appelé convection par abus de langage, et qui s'opère au niveau de la couche limite épousant une paroi de surface S_{ech} , se calcule à l'aide de l'équation de Newton comme suit:

$$\Phi = h_{conv} \cdot S_{ech} \cdot \Delta T \tag{IV.47}$$

Elément BG	Flux thermique	Coefficient de convection h_{conv}	Surface d'échange S_{ech}	ΔT
$R_{Paroi_V1_INT}$	$\dot{H}_{V3/V1}$	<ul style="list-style-type: none"> Alfa Laval : $Nu = 234 \cdot \lambda_{liq} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[\frac{\rho_{liq} \cdot \Delta P_{V3}}{\mu_{liq}} \right]^{0.3274}$ $\Delta P_{V3} : \text{Perte de charge en (kPa)}$ $\mu_{liq} : \text{Viscosité en (cP).}$	$2 \cdot (l \cdot L)$ Le liquide dans le CS échange avec l'ambient par l'intermédiaire des deux plaques de recouvrement Voir Figure IV.15.	$T_{V3} - T_{V1}$
$R_{Paroi_V1_EXT}$	$\dot{H}_{V1/amb}$	$h_{ext} = 1.42 \cdot \left(\frac{T_{V1} - T_{amb}}{L_{V1} / 2} \right)^{0.25}$	$2 \cdot (l \cdot L)$	$T_{V1} - T_{amb}$
$R_{Paroi_V2_INT}$	$\dot{H}_{V4/V2}$	<ul style="list-style-type: none"> Alfa Laval : $Nu = 234 \cdot \lambda_{liq} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[\frac{\rho_{liq} \cdot \Delta P_{V4}}{\mu_{liq}} \right]^{0.3274}$ $\Delta P_{V4} : \text{Perte de charge en (kPa)}$ $\mu_{liq} : \text{Viscosité en (cP).}$	$2 \cdot (l \cdot L)$	$T_{V4} - T_{V2}$
$R_{Paroi_V2_EXT}$	$\dot{H}_{V2/amb}$	$h_{ext} = 1.42 \cdot \left(\frac{T_{V2} - T_{amb}}{L / 2} \right)^{0.25}$	$2 \cdot (l \cdot L)$	$T_{V2} - T_{amb}$
R_{Liq_Liq}	$\dot{H}_{V5/V3}$	$h_{conv} = \frac{1}{\frac{e_{paroi}}{\lambda_{paroi}} + \frac{1}{h_{V5}} + \frac{1}{h_{V3}}}$ <ul style="list-style-type: none"> Boyko et Kruzhilin : $h_{V5} = 0.021 \cdot Re_{V5}^{0.8} \cdot Pr_{V5}^{0.43} \cdot \left(\frac{\lambda_{liq}}{D_h} \right)$ <ul style="list-style-type: none"> Alfa Laval : $h_{V3} = 234 \cdot \lambda_{liq} \cdot Pr_{liq}^{1/3} \cdot \left[\frac{\rho_{liq} \cdot \Delta P_{V3}}{\mu_{liq}} \right]^{0.3274}$	$0.0240m^2$ Valeur renseignée par le constructeur du CPB utilisée dans ces travaux	$T_{V5} - T_{V3}$
R_{Diph_Liq}	$\dot{H}_{V6/V4}$	$h_{conv} = \frac{1}{\frac{e_{paroi}}{\lambda_{paroi}} + \frac{1}{h_{V5}} + \frac{1}{h_{V3}}}$ <ul style="list-style-type: none"> Boyko et Kruzhilin : $\alpha_f = 0.021 \cdot Re_{V6}^{0.8} \cdot Pr_{V6}^{0.43} \cdot \left(\frac{\lambda_{liq}}{D_h} \right)$ $h_{V6} = \alpha_f \cdot \left(1 + x \cdot \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} - 1 \right) \right)^{0.5}$ $h_{V4} = 234 \cdot \lambda_{liq} \cdot Pr_{liq}^{1/3} \cdot \left[\frac{\rho_{liq} \cdot \Delta P_{V4}}{\mu_{liq}} \right]^{0.3274}$	$0.0240m^2$ Valeur renseignée par le constructeur du CPB et utilisée dans ces travaux	$T_{V6} - T_{V4}$

Tableau IV. 8: Récapitulatif de l'ensemble des flux de conduction modélisés.

Un flux d'enthalpie (associé à la convection de la matière) induit par un fluide qui s'écoule à un débit masse \dot{m} , s'écrit :

$$\Phi = \dot{m} \cdot c_p \cdot T \quad (IV.48)$$

Élément BG	Flux thermique	Débit massique	Chaleur spécifique	Température
	Φ	\dot{m}	c_p	T
$MSf(\dot{H}_{e_V3})$	\dot{H}_{e_V3}	\dot{m}_{e_V3}	$c_{p,e_V3}(T_{e_V3})$	T_{e_V3}
R_{inter}	\dot{H}_{s_V3}	\dot{m}_{e_V3}	$c_{p,V3}(T_{V3})$	T_{V3}
$MSf(\dot{H}_{s_V4})$	\dot{H}_{s_V4}	\dot{m}_{e_V3}	$c_{p,V4}(T_{V4})$	T_{V4}
$MSf(I)$	$\dot{H}_{e_V5(mono)}$	\dot{m}_{s_V5}	$c_{p,e_V5}(T_{s_E})$	T_{s_E}
$MSf(II)$	$\dot{H}_{e_V6(diph)}$	\dot{m}_{e_V6}	$c_{p,e_V6}(T_{s_E})$	T_{s_E}
R_{inter_cond}	$\dot{H}_{Diph/Liq}$	\dot{m}_{cond}	$c_{p_diph,V6}(T_{V6})^*$	T_{V6}
$MSf(III)$	\dot{H}_{s_V5}	\dot{m}_{s_V5}	$c_{p,V5}(T_{V5})$	T_{V5}

Tableau IV. 9: Récapitulatif de l'ensemble des flux de convection modélisés.

Avec :
$$c_{p_diph,V6}(T_{V6})^* = x \cdot c_{p,vap}(T_{V6}) + (1-x) \cdot c_{p,liq}(T_{V6})$$

IV.3 Validation expérimentale du modèle dynamique du CPB

Dans cette section, sera présentée une confrontation entre les relevés expérimentaux et les résultats de modélisation issus du modèle dynamique en vue d'examiner l'aptitude du modèle proposé à retranscrire le comportement thermo hydraulique du CPB, toute en accordant une attention particulière au régime transitoire. Une première partie est consacrée à la description du protocole expérimental utilisé pour la validation. Un récapitulatif des caractéristiques géométriques est ensuite résumé sous forme d'un tableau. Enfin, l'essai de validation est succinctement décrit. Ces résultats de l'essai sont présentés et analysés.

i. Capteurs et principe de validation expérimentale

Le CPB apparaît sur la Figure IV.17, entre l'évaporateur et le pressuriseur « VE ».

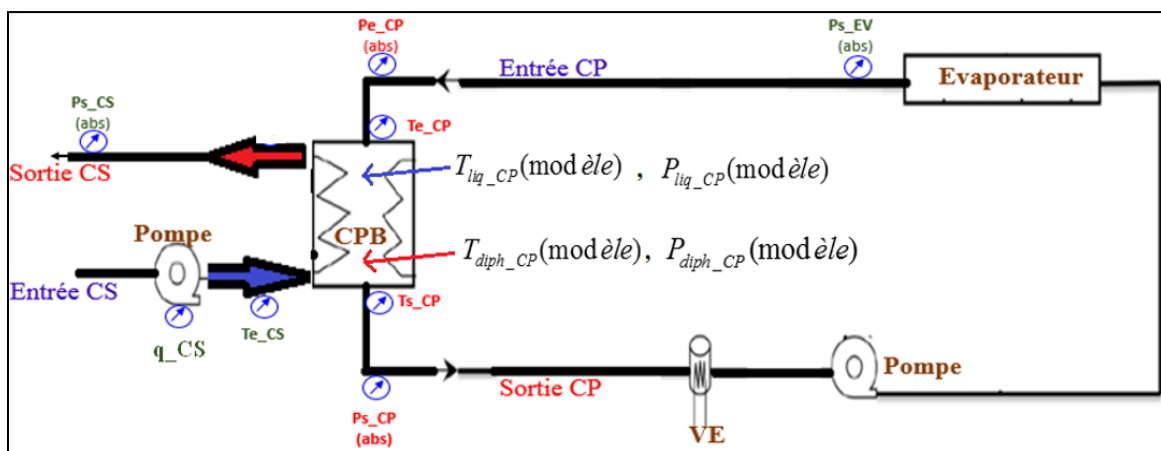


Figure IV.17: Schéma de la boucle avec la répartition des capteurs de pression, de température et de débit.

P	T	Q	e	s
pression	Température	débit volume	Entrée	Sortie
abs	CP	CS	EVA	VE
Absolute	Circuit primaire	Circuit secondaire	Evaporateur	Pressuriseur

L'ensemble des 8 capteurs affichés sur la Figure IV.17 est partagé en deux groupes.

- Un premier groupe, constitué de quatre capteurs en rouge, servent à valider les résultats du modèle.
- Un deuxième groupe, formé de trois capteurs colorés en vert, fournit des données expérimentales (pression et température) considérées comme entrées pour le modèle développé.

Il importe de préciser que la température, la pression du liquide ainsi que celles du mélange sont calculées dans le condenseur par le modèle alors qu'elles sont comparées aux mesures prises aux bornes de l'échangeur.

ii. Description de l'essai de validation

Les trois relevés expérimentaux : T_{e_CS} , P_{s_EVA} , $m_dot_CS = q_CS / \rho_{eau}$ et P_{s_CS} assurés par les capteurs verts, traduisent tous ensemble, la sollicitation appliquée au condenseur. Ces données sont tracées sur la Figure IV.18. La pression P_{s_CS} est prise égale à 1 bar.

Il s'agit d'un essai composé de quatre phases :

- La première phase, spécifiée par le numéro I, représente le régime permanent de départ.
- La deuxième phase, numérotée II sur la Figure IV.18, représente la mise en chauffe du liquide frigorigène traversant le condenseur. Durant cette phase, le liquide s'échauffe tout en restant liquide monophasique.

La phase II, toujours liquide monophasique, montre une légère élévation de la pression : P_{s_EVA} . Cette augmentation est due à la densité du fluide qui décroît avec la température et donc provoque l'expansion du liquide. La boucle étant d'un volume constant, l'excès en volume se trouve alors propulsé dans le pressuriseur. Ceci provoque une augmentation de la pression de la phase vapeur occupant le haut du réservoir, ce qui génère une élévation de la pression dans toute la boucle remplie encore de liquide.

- Le début de la phase III est marqué par un saut brutal de la pression P_{s_EVA} (entouré par un cercle violet sur la Figure IV.18 courbe rouge). En effet, ce pic traduit l'apparition de la première bulle de vapeur dans l'évaporateur. Et donc le début d'un refroidissement par voie diphasique. D'ailleurs, contrairement aux phases I et II, le relevé de la pression P_{s_EVA} le long des zones III et IV présente des oscillations très fortes dues au passage des bulles de vapeur devant la membrane du capteur correspondant.
- La phase IV est caractérisée par la mise en circulation du fluide de refroidissement contenu dans le circuit secondaire. Le débit est donné par la courbe bleu m_dot_CS du graph 3 de la Figure IV.18.

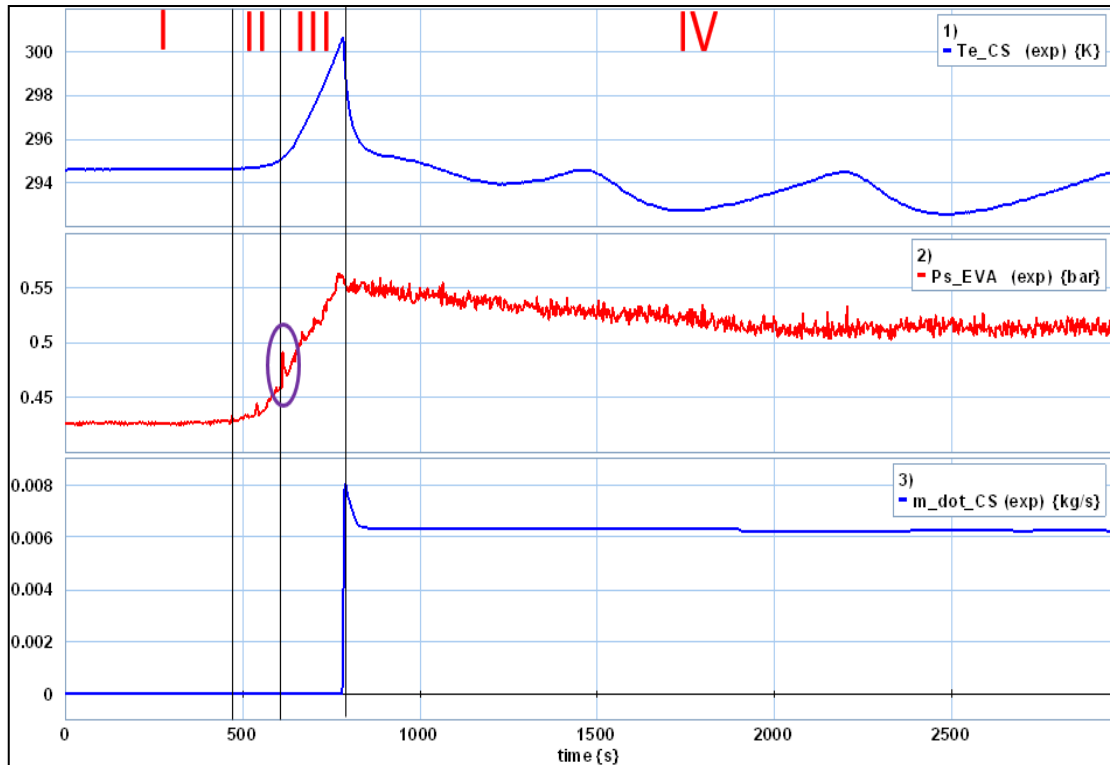


Figure IV.18: Sollicitations appliquées au CPB.

iii. Résultats analysés de l'essai de validation

La validation du modèle repose sur la comparaison de l'évolution temporelle des valeurs simulées et celles mesurées de deux variables stratégiques: les températures et les pressions, dans les deux volumes: liquide $V5$ et mélange diphasique $V6$, schématisés sur la Figure IV.12.

Températures

La Figure IV.19 récapitule l'évolution temporelle de :

- la température du liquide, mesurée en sortie condenseur : $T_{s_CP}(exp)$ (courbe violette).
- la température du liquide, calculée dans le condenseur : $T_{liq_CP}(modèle)$ (courbe bleue).
- la température du mélange, mesurée en entrée condenseur : $T_{e_CP}(exp)$ (courbe verte).
- la température du mélange, calculée dans le condenseur : $T_{diph_CP}(modèle)$ (courbe rouge).

Phase monophasique (I et II):

Précisons d'abord, que la température du mélange $T_{diph_CP}(modèle)$ est considérée égale à $T_{liq_CP}(modèle)$ tant que le diphasique n'apparaît pas, en l'occurrence tant que $ind = 0$.

Globalement, durant cette phase de montée en température, on constate que la dynamique traduite par la température calculée $T_{liq_CP}(modèle)$ est très similaire à celle mesurée en entrée condenseur $T_{e_CP}(exp)$. Cependant, un écart persiste entre les deux grandeurs. Il faut garder à l'esprit que la position du capteur de température $T_{e_CP}(exp)$, voir Figure IV.17, se situe au niveau du port d'entrée du condenseur, alors que la température du liquide $T_{liq_CP}(modèle)$ est calculée dans le circuit primaire représenté par le volume $V5$ de la Figure IV.12. Cet écart est justifié par le gradient de température subsistant entre le point de mesure et celui de calcul.

Plusieurs raisons expliquent le niveau bas de la température en sortie du condenseur $T_{s_CP}(\text{exp})$ par rapport à la température calculée $T_{liq_CP}(\text{modèle})$:

- Il faut d'abord noter, que le capteur est placé sur la paroi extérieure de la conduite reliant le condenseur au pressuriseur. Donc le gradient de température dans la paroi peut expliquer une partie de la différence entre les deux résultats.
- Ensuite, le capteur n'est pas thermiquement isolé de l'extérieur. Donc, la mesure de cette température est perturbée par les échanges convectifs avec l'air ambiant.
- Enfin, rappelons que le capteur utilisé est d'une précision de 1.5 °C.

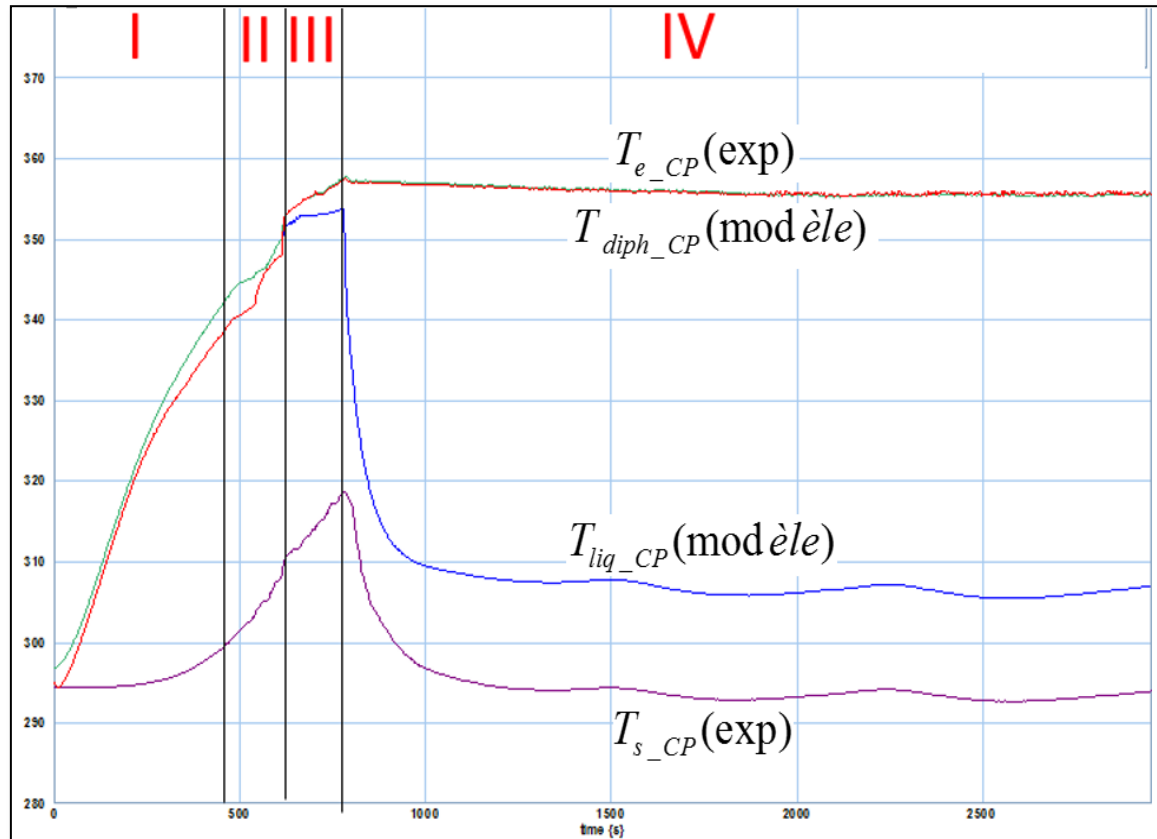


Figure IV.19: Evolution temporelle des températures calculées dans le condenseur et celles mesurées aux bornes.

Phase diphasique (III et IV):

Une fois que le diphasique s'installe, le modèle du condenseur est traité comme deux volumes séparés par une interface dite de condensation, voir Figure IV.12. C'est ce qui justifie la présence des deux températures calculées: $T_{diph_CP}(\text{modèle})$ et $T_{liq_CP}(\text{modèle})$ sur la Figure IV.19.

Commençons par l'analyse de la température : $T_{diph_CP}(\text{modèle})$. En effet, en régime diphasique, l'eau est en saturation, donc sa température est fonction de la pression du mélange. Or, la pression dans le port d'entrée du condenseur, juste au niveau du capteur de température $T_{e_CP}(\text{exp})$ est très proche de celle qui règne en entrée du condenseur (volume V6 du Figure IV.12), ceci étant le résultat d'une faible perte de charge. Par conséquent, la température du mélange diphasique mesurée $T_{e_CP}(\text{exp})$ et celle calculée $T_{diph_CP}(\text{modèle})$ doivent être proches,

ce qui est bien obtenu par le modèle transitoire, compte tenu de la position de la courbe rouge par rapport à la verte sur la Figure IV.19.

Au niveau de l'analyse la température du liquide $T_{liq_CP}(\text{modèle})$, on retrouve la dynamique thermique renseignée par le capteur de température. L'écart entre les la courbe expérimentale et celle issue de la simulation peut être expliqué par la position du capteur.

Aussi, lors de déclenchement du refroidissement, phase IV, le modèle prévoit une décroissance de la température du liquide $T_{liq_CP}(\text{modèle})$ suivant une pente très rapide et correctement estimée. Le temps de retour à l'équilibre (second régime permanent) semble identique à celui constaté expérimentalement.

Pression du liquide dans le circuit primaire

L'étude du modèle se poursuit en analysant, cette fois-ci, sa capacité à prédire le champ de pressions. Pour ce faire, les évolutions temporelles de pression du liquide, calculée $P_{liq_CP}(\text{modèle})$ et mesurée $P_{s_CP}(\text{exp})$ sont représentées sur la Figure IV.20. Tandis que la pression du mélange diphasique, calculée $P_{diph_CP}(\text{modèle})$ et celle mesurée $P_{e_CP}(\text{exp})$ sont affichées par la Figure IV.21.

Les pressions mesurée $P_{e_CP}(\text{exp})$ et calculée $P_{diph_CP}(\text{modèle})$ sont très proches tant en régime permanent que transitoire.

Le pic brutal de la pression (entouré par un cercle violet sur la Figure IV.20 et la Figure IV.21), marquant l'amorçage de l'ébullition nucléée, est numériquement retrouvé. Ceci témoigne de la capacité du modèle à prévoir, avec une bonne précision, le passage du monophasique au diphasique. Cette transition est assurée par l'intermédiaire de l'indicateur de phase introduit au paragraphe IV.2.

Par ailleurs, on observe le modèle dynamique reproduit les oscillations de pression observées expérimentalement. Ces dernières trouvent leur origine dans la dynamique dictée par le pressuriseur.

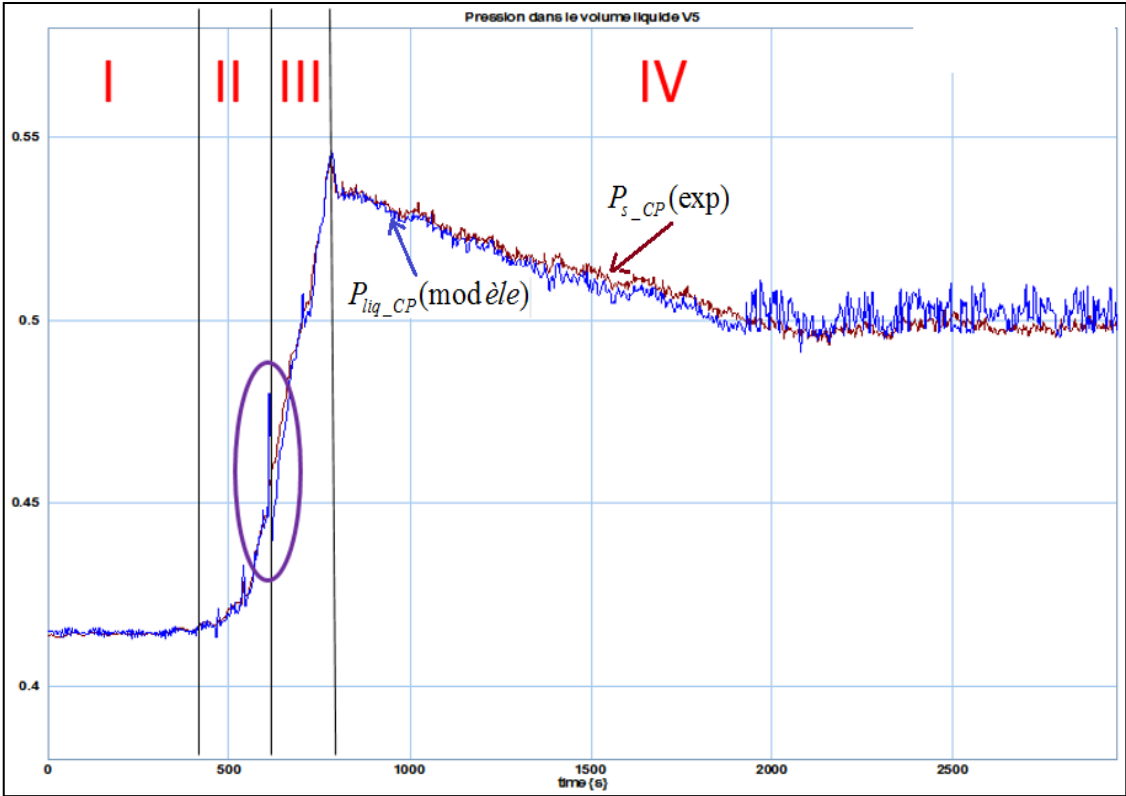


Figure IV.20: Evolution temporelle de la pression du liquide, calculée et mesurée, dans le condenseur.

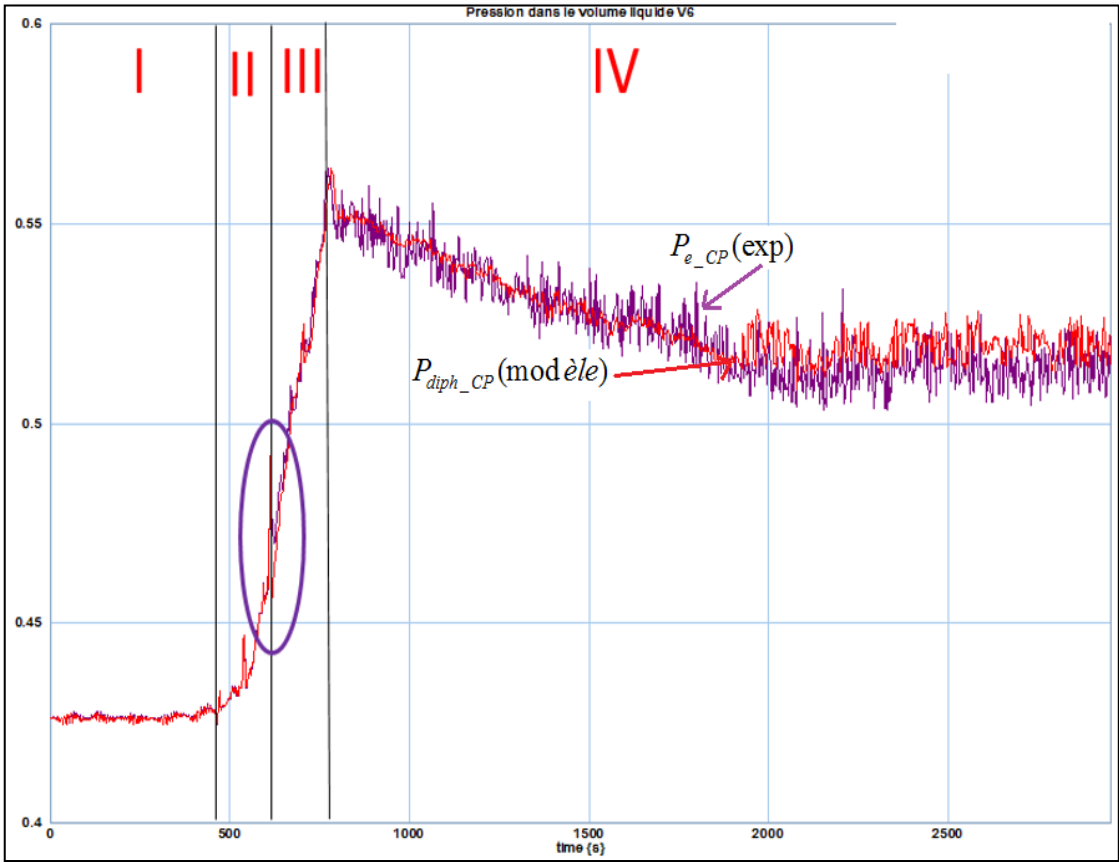


Figure IV.21: Evolution temporelle de la pression diphasique, calculée et mesurée, dans le condenseur.

Bilan

La confrontation des résultats de la simulation avec les relevés expérimentaux de la pression et de la température montre que le modèle instationnaire développé est apte à prédire, très convenablement, la dynamique hydraulique ainsi que la thermodynamique du condenseur à plaques brasées. Malgré les hypothèses simplificatrices de modélisation, le modèle ne réagit pas comme un filtre passe-bas et permet l'identification des phénomènes soudains tels que l'apparition du diphasique.

Conclusion

Ce chapitre a permis de décrire succinctement la technologie du condenseur à plaques brasées équipant la boucle diphasique à pompage mécanique. Il s'avère que cette technologie, basée sur une géométrie de plaques corruguées, confère à l'échangeur un niveau de performance concurrentiel. Ceci est dû, en particulier, à sa compacité réduite, et aux transferts de chaleur efficaces. Ces atouts ont élargi les champs d'utilisation des CPB.

Toujours dans cette première partie du chapitre, sont menées deux études bibliographiques : la première a pour but de conduire une investigation sur les tentatives de modélisation, déjà existantes dans la littérature scientifique. Cinq modèles ont été alors retenus et présentés. Finalement, cette revue a permis de mettre en avant l'originalité du modèle développé. Ainsi, la littérature ne présente aucun modèle de CPB basé sur l'approche bond graph.

La deuxième étude de l'état de l'art commence par une discussion sur la complexité des écoulements dans les passages confinés du CPB. Différentes configurations de l'écoulement existent, la transition du laminaire au turbulent est un point de divergence entre les auteurs. Ces éléments sont mis à profit dans les travaux de modélisation. Par ailleurs, l'état de l'art a permis de faire une synthèse sur les corrélations de coefficient de convection thermique et des pertes de charge, aussi bien en milieu monophasique que diphasique. Cette étude est d'un grand intérêt, puisqu'elle nous oriente dans le choix des coefficients régissant les phénomènes de transferts.

Ensuite, une seconde partie de ce chapitre est destinée à la description du modèle mathématique du CPB. *Le modèle est basé sur la méthodologie bond graph.* La grande modularité de cette approche confère au modèle *un caractère évolutif*, où l'on peut changer les équations (vers une modélisation plus fine) sans pour autant modifier sa structure. *La modélisation des échanges thermiques est engagée avec une attention notable. En effet, aucun recalage expérimental des coefficients d'échange n'a été pratiqué.* Enfin, le modèle discrétisé en cinq volumes repose sur la résolution des équations de conservation de masse et d'énergie.

Une dernière partie du chapitre est consacrée à la confrontation des résultats de simulation obtenus par le modèle instationnaire aux relevés expérimentaux issus du banc expérimental. Une analyse des résultats de modélisation permet enfin de conclure que le modèle a une bonne capacité à retranscrire l'évolution temporelle de la température et de la pression, et ce dans les deux régimes, transitoire et permanent.

A ce stade, nous avons élaboré et validé les modèles dynamiques du pressuriseur et du condenseur, deux composants importants de la boucle. Il reste à faire le même travail pour l'évaporateur (pièce maîtresse de la boucle), la pompe et les conduites. Le chapitre suivant aborde ces trois derniers éléments en vue de présenter et valider des modèles dynamiques pour chacun.

Chapitre V. Evaporateur à mini-canaux (EMC)

Dans ce chapitre, l'objectif est de développer un modèle dynamique de l'évaporateur à mini canaux (EMC), pièce maitresse de la boucle diphasique. **Une première partie** a pour but d'introduire les notions de base concernant la physique des écoulements dans les passages confinés ainsi qu'un état de l'art sur les différentes approches de modélisation numérique, ainsi que sur les échanges thermiques et les pertes de pression. **Une seconde partie** du chapitre constitue une description détaillée des formalismes mathématiques sur lesquels repose le nouveau modèle d'EMC proposé. **Enfin**, une validation expérimentale permettra de vérifier l'aptitude du modèle à prédire le comportement thermo hydraulique de l'évaporateur.

V.1 Etat de l'art des évaporateurs à mini canaux

V.1.1 Généralités et notions physiques

V.1.1.1 Technologie et avantages de l'EMC.

Le premier évaporateur à mini canaux a été conçu en 1993 par Trauger et Hughes (Trauger & Hughes 1993). L'échangeur destiné à la climatisation automobile est constitué de deux rangées, comme le montre la Figure V. 1, et devait fonctionner avec le fluide caloporteur R-134a. L'évaporateur ne fut commercialisé que 13 ans après son apparition. Aujourd'hui de pareils échangeurs ont largement montré leur efficacité dans le domaine du froid. En particulier, cette technologie est privilégiée quand il s'agit de refroidir l'électronique de puissance embarquée.

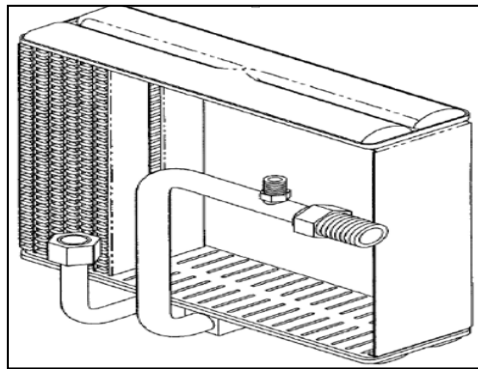


Figure V. 1: Evaporateur à mini canaux de Trauger et Hughes (Trauger & Hughes 1993)

Avantages

a) Performances thermiques

Les évaporateurs à mini-canaux sont connus par leurs multiples atouts. Premièrement, ils présentent des performances thermiques exceptionnelles. Pour le montrer, rappelons que le coefficient convectif qui gouverne les transferts thermiques est exprimé à l'aide de l'équation :

$$h_{conv} = \frac{\lambda}{D_h} \cdot Nu \quad (V. 1)$$

L'écoulement dans les mini-canaux est souvent supposé laminaire (Kandlikar & Grande 2003) à cause du diamètre hydraulique très petit. Si à présent, on suppose que l'écoulement laminaire est thermo hydrauliquement établi, alors le nombre de Nusselt Nu devient constant, par voie de conséquence, plus le diamètre hydraulique est petit, plus le coefficient h_{conv} , est grand. Les échanges thermiques sont donc d'autant plus intenses que le canal est miniaturisé, comme l'illustre la Figure V. 2.

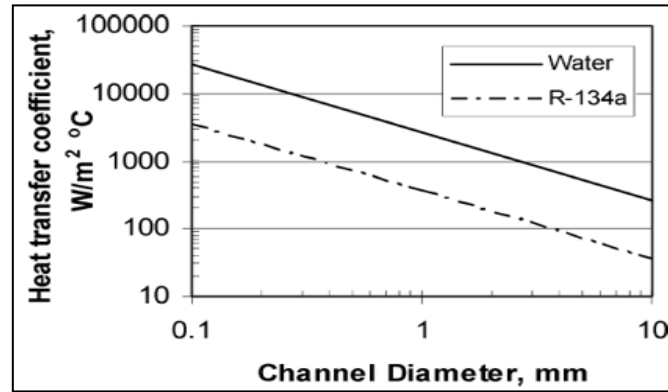


Figure V. 2: Variation du coefficient de transfert thermique en fonction du diamètre hydraulique pour un écoulement laminaire établi (KANDLIKAR 2007).

La Figure V. 2 montre bien que pour le R-134a s'écoulant dans un mini canal de 10 mm de diamètre hydraulique, le coefficient de transfert vaut $35 W/m^2 \cdot ^\circ C$ alors qu'il atteint une valeur de $350 W/m^2 \cdot ^\circ C$ pour un diamètre 10 fois plus petit et $700 W/m^2 \cdot ^\circ C$ pour un diamètre 20 fois plus petit.

Dans la même optique, dans un mini-canal le gradient de température entre la paroi et le fluide est réduit puisque la distance l'est, ce qui se traduit, pour un flux de chaleur \dot{q} uniforme (condition de Neumann), par une amélioration du coefficient global de transfert :

$$h_{conv} = \frac{\dot{q}}{T_{paroi} - T_{fluide}} \quad (V. 2)$$

b) Compacité

La compacité (surface d'échange thermique S_{ech} par le volume total (Kays & London 1964)) d'un échangeur tubulaire de diamètre hydraulique D_h et de longueur L se calcule comme suit :

$$\frac{S_{ech}}{V} = \frac{\pi \cdot D_h \cdot L}{(\pi/4) \cdot D_h \cdot L} = \frac{4}{D_h} \quad (V. 3)$$

Il en résulte que la compacité est inversement proportionnelle au diamètre hydraulique de l'échangeur. La Figure V. 3 montre une compacité d'environ $400 m^2/m^3$ pour un diamètre de 10 mm, cette compacité est respectivement multipliée par 10 puis par 20 pour des diamètres de 1 mm et 0.5 mm. Ceci veut dire que pour un même volume géométrique, un mini-canal de 1 mm de diamètre assure une surface d'échange 10 fois plus grande que celle associée à un diamètre de 10 mm. Il est à remarquer qu'un diamètre hydraulique de 1 mm assure un

coefficient d'échange thermique h_{conv} et une surface d'échange S_{ech} dix fois plus grande, comparé aux mêmes grandeurs obtenues pour un diamètre de 10 mm.

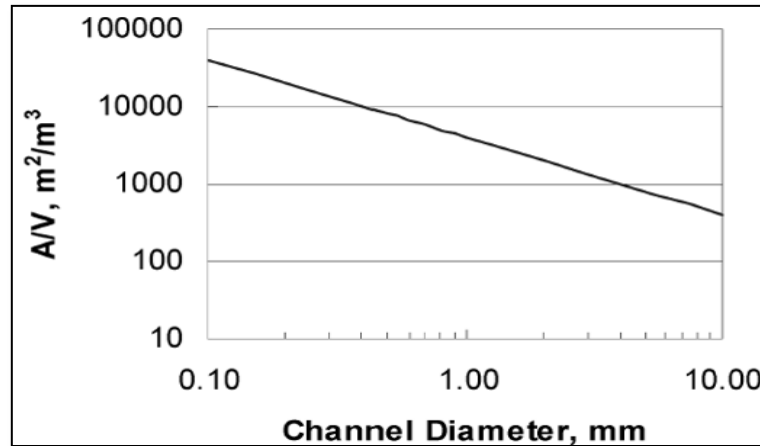


Figure V. 3: Variation de la compacité avec le diamètre hydraulique (KANDLIKAR 2007).

c) D'autres avantages

- Le volume réduit de l'échangeur répond aux besoins industriels qui visent constamment la miniaturisation et le gain en poids.
- Le volume réduit, suppose moins de matière (souvent chère) pour la fabrication de l'échangeur.
- Le volume réduit du composant implique également un volume et donc une masse réduits de fluide. Ceci est particulièrement utile quand il s'agit d'utiliser des fluides qui présentent un danger potentiel pour la nature, ou qui sont parfois coûteux.
- La compacité est en faveur d'une longueur d'établissement du régime thermique relativement réduite. Rappelons que cette longueur a pour expression (Leblay 2013):

$$L^* = 0.1 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_h \quad (\text{V. 4})$$

- Enfin, la procédure de fabrication basée sur l'extrusion est elle-même à l'origine de nombreux avantages, parmi lesquels:
 - Une précision importante dans les dimensions de chaque mini-canal. Il faut noter que les imprécisions géométriques peuvent avoir des répercussions tangibles sur le fonctionnement de l'évaporateur, comme il sera discuté plus loin.
 - Une résistance à des pressions de fonctionnement élevées.
 - La possibilité de reproduire des mini-canaux ayant des sections de formes différentes.

De tels échangeurs nécessitent une distribution optimale du liquide caloporteur. En effet, en absence d'une alimentation homogène des mini-canaux en liquide, le phénomène d'assèchement apparaît et prend de l'ampleur jusqu'à provoquer une chute dans les performances thermiques pouvant atteindre 20% (Kulkarni et al. 2004). Le lecteur intéressé par les causes d'une distribution hétérogène peut se reporter aux travaux de (Mueller & Chiou 1988) et de (Kitto & Robertson 1989).

V.1.1.2 Physique des mini-canaux

i. Phénomène de confinement

Lors d'une ébullition, on parle de phénomène de confinement lorsque le diamètre d'une bulle de vapeur se rapproche du diamètre hydraulique de tube. Dans ce cas, les bulles de vapeur ne gardent plus leur forme sphérique mais deviennent d'une forme allongée (Bonjour 1996). Sous l'effet de l'écrasement, les bulles sont de plus en plus confinées au sein du tube, ce qui augmente la surface de contact entre ces bulles et la paroi chaude. De ce fait, le confinement favorise l'amorçage des sites de nucléation et apporte une amélioration accrue dans les échanges thermiques (Schalbart 2006).

D'un point de vue modélisation, il s'avère nécessaire de définir un paramètre qui permet de savoir si le phénomène de confinement est présent ou pas. En effet, selon le cas, la cartographie d'écoulement et les corrélations d'échanges thermiques ne sont plus les mêmes. Dans cette optique, Kew et Conwell (Kew & Cornwell 1997) introduisent un nombre adimensionnel, baptisé nombre de confinement et défini comme :

$$Co = \frac{D_{bulle}}{D_h} = \frac{\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})}}}{D_h} \quad (V. 5)$$

Pour un nombre de confinement inférieur à 0.5, l'effet de confinement n'est pas présent (bulles séparées), par contre s'il est supérieur à 0.5, une seule bulle peut exister au niveau d'une même section (confinement probable).

Intérêt

Nous avons utilisé l'équation (V. 5) pour tracer l'évolution du nombre de confinement en fonction de la température de saturation. La Figure V. 4 montre cette évolution, il en résulte que le confinement est bien supérieur à 0.5, ce qui signifie que nous sommes en présence de phénomène de confinement. Ce constat va nous orienter dans l'état de l'art mené sur les corrélations des transferts thermiques.

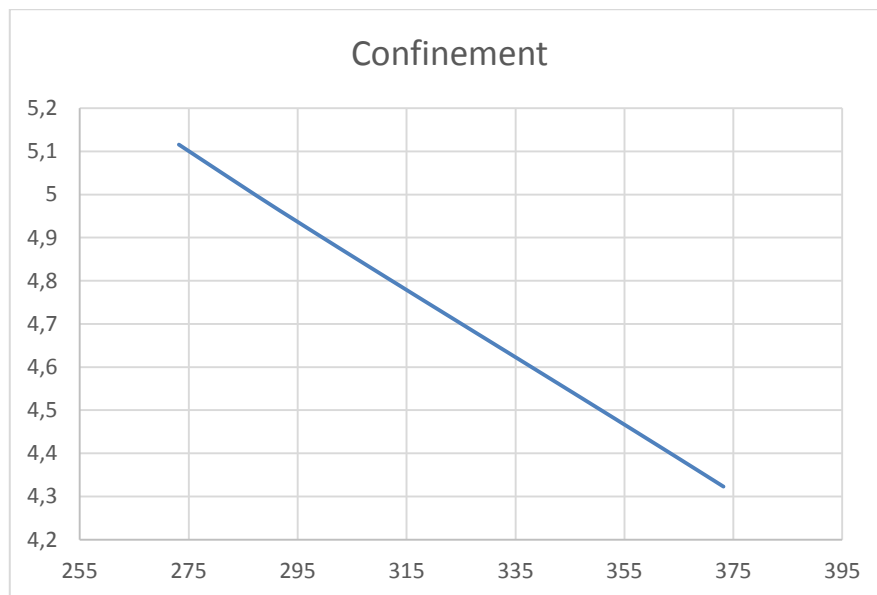


Figure V. 4: Evolution du nombre de confinement en fonction de la température de saturation.

ii. Classification des canaux

A ce jour, il n'existe pas de classification universelle permettant de fixer les limites entre un micro-canal, un mini-canal et un canal dit standard ou conventionnel. Cependant, plusieurs tentatives de classification ont été menées (Mehendale et al. 2000).

Nous en citons deux dans ce mémoire.

- La première est celle de Kew et Cornwell (Kew & Cornwell 1997) qui se basent sur le phénomène de confinement pour proposer une convention de classification. En effet, en se basant sur le nombre de confinement (V. 5), ils parviennent à établir, en première approximation, l'expression d'un diamètre hydraulique dit de seuil D_s au-dessous duquel on peut supposer que le canal étudié est un mini-canal. Le D_s est alors défini comme suit :

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot \sigma}{g \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})}} \quad (V. 6)$$

- Par ailleurs, (Kandlikar & Grande 2003) proposent la classification suivante :

Nature de canal	Diamètre hydraulique du canal
Canal conventionnel	$D_h > 3mm$
Mini-canal	$0.2mm < D_h < 3mm$
Micro-canal	$0.01mm < D_h < 0.2mm$

Tableau V. 10: Classification des canaux selon (Kandlikar & Grande 2003).

Remarque

Le critère de Kandlikar a été retenu pour l'étude présente, ce qui amène à conclure qu'avec le diamètre hydraulique choisi (1.5 mm) l'évaporateur considéré est à mini-canaux.

iii. Force de tension superficielle ou de gravité ?

La force de pesanteur prédomine dans le domaine des macro-canaux (Ayad 2007), contrairement au cas des mini-canaux où c'est la force de tension superficielle qui est la plus importante. Ce changement dans la prédominance des forces présente un impact sur la topologie de l'écoulement et par voie de conséquence sur les performances de l'échangeur. Afin d'avoir une idée sur la force qui prédomine, Bond propose un nombre adimensionnel noté Bo qui représente le rapport de la force de gravité par la force de tension superficielle :

$$Bo = \frac{F_g}{F_\sigma} = \frac{D_{bulle}^2}{\left(\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})} \right)} = \frac{1}{\sqrt{Co}} \quad (V. 7)$$

Selon (Kandlikar 2004) , si le nombre Bo est inférieur à 1 c'est la tension superficielle qui prédomine.

Intérêt

L'équation (V. 7) est alors utilisée pour tracer l'évolution du nombre de Bond en fonction de la température de saturation. L'objectif étant d'évaluer l'impact des deux forces dans le cas d'étude présent. La Figure V. 5 montre un nombre de Bond qui croît avec la température de saturation Ceci est dû au fait que la tension superficielle σ de l'eau diminue avec cette température. Cependant le nombre de Bond reste inférieur à l'unité ce qui permet de conclure que la force de tension superficielle est la prédominante.

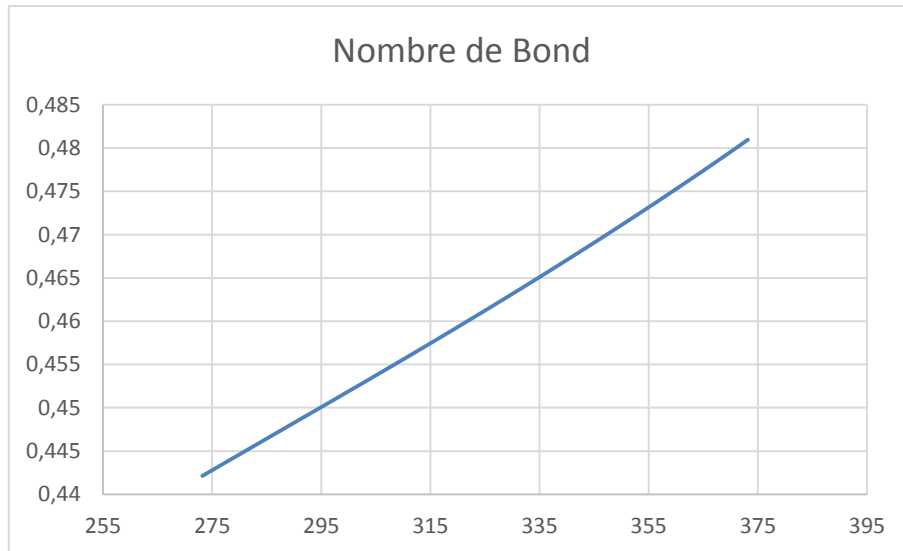


Figure V. 5: Evolution du nombre de Bond en fonction de la température de saturation.

iv. Transition du laminaire au turbulent

Plusieurs travaux de recherche (Bucci et al. 2003), (Kandlikar 2004) et (Owhaib & Palm 2004) consacrés à la caractérisation de la transition du laminaire au turbulent ont été menés dans le domaine des mini-canaux. Ces travaux permettent, entre autres, de conclure que cette transition est attendue pour un nombre de Reynolds critique entre 2150 et 2290, pourvu que la rugosité relative soit de $\varepsilon < 0,3 \%$. Sous cette condition, les auteurs (Hrnjak & Tu 2007) montrent que la transition est similaire à celle constatée pour les tubes conventionnels. Cependant, il est tout à fait possible d'assister à une transition précoce. C'est en particulier dans les cas suivants :

- Des pressions de fonctionnement susceptibles de déformer la structure interne du canal.
- Agostini (Agostini 2002) conclut dans son étude qu'une erreur de mesure de 2% sur les dimensions d'un canal induit 14% d'erreur sur le coefficient de frottement, et un Reynolds critique qui ne reflète pas fidèlement la transition.
- Un diamètre hydraulique qui varie le long du canal à cause de la rugosité.
- Une rugosité de $\varepsilon = 0,35 \%$ permet de passer à un Reynolds critique de 1570 au lieu de 2200 pour une rugosité de $\varepsilon < 0,3 \%$ (Hrnjak & Tu 2007). Cet écart est fondamentalement dû aux aspérités surfaciques qui favorisent le passage au turbulent.

Intérêt

Une rugosité de 0.3% a été recommandée dans le cas présent pour la fabrication des mini-canaux équipant l'évaporateur, ce qui permet d'opter pour la valeur 2200 comme Reynolds critique.

V.1.2 Etat de l'art sur la modélisation des EMC

L'objectif du présent chapitre est de mettre au point un modèle dynamique capable de simuler le comportement thermodynamique de l'EMC. Pour ce faire, il est important d'effectuer, d'abord, une étude de l'art sur les différentes approches numériques existantes et les hypothèses associées. De plus, l'étude bibliographique permettra de mieux classer le travail de modélisation réalisé et de mettre en relief son originalité.

Globalement, les travaux de modélisation publiés sont fondés sur l'une des quatre hypothèses reprises et commentées dans le tableau suivant :

Modèle homogène	Modèle à flux séparés	Modèle à deux fluides	Modèle phénoménologique
<ul style="list-style-type: none"> Le mélange diphasique est traité entant qu'un seul fluide monophasique. La vitesse vapeur est identique à la vitesse liquide (glissement nul). Les propriétés thermo-physiques du fluide sont la moyenne des deux phases. C'est une démarche qui n'est pas trop sophistiquée sur le plan théorique. 	<ul style="list-style-type: none"> L'écoulement est constitué de deux fluides (liquide et vapeur) artificiellement séparés. Fluides à l'équilibre. Les vitesses sont constantes. Glissement non nul. Donc, il est primordial d'estimer le glissement entre les phases ainsi que le taux de vide. Les équations de conservation sont appliquées sur l'intégralité des deux fluides. Les frottements entre les phases sont pris en compte. 	<ul style="list-style-type: none"> Les frottements entre les phases sont pris en compte. Les équations de conservation sont appliquées aux deux phases séparément. 	<ul style="list-style-type: none"> Nécessite une bonne maîtrise des différentes configurations de l'écoulement. Connaissance des limites de changement de régime. Une cartographie de l'écoulement doit être établie. Les équations sont adaptées aux configurations rencontrées.
<ul style="list-style-type: none"> Incompatible avec des débits et pressions faibles (Branescu 2000) et (Schalbart 2006). 	<ul style="list-style-type: none"> La résolution demande moins de temps de calcul et de mémoire. <i>Notre modèle est basé sur cette hypothèse.</i> 	<ul style="list-style-type: none"> Temps de calcul assez conséquent. 	<ul style="list-style-type: none"> Modélisation très sophistiquée, puisqu'elle est basée sur la topographie de l'écoulement. Temps de calcul conséquent.

Tableau V. 11: Principales hypothèses des différentes modélisations.

Approches numériques

La littérature scientifique est riche en modèles (Domanski 1991) et (Mirth & Ramadhyani 1993). Tout d'abord, il est constaté que ces modèles diffèrent dans la façon de discrétiser l'échangeur. En effet, une première catégorie de modèles consiste à discrétiser l'évaporateur en volumes finis avant d'appliquer les équations de conservation à chaque élément. Une seconde catégorie va plutôt traiter l'échangeur comme l'union de trois zones, chacune contenant le fluide sous une phase différente : (liquide, mélange et vapeur). *Notre modèle d'EMC s'inscrit dans cette dernière famille des modèles.*

Le tableau V-14 présente une classification sommaire des travaux de modélisation dédiés à l'étude du comportement diphasique dans l'évaporateur. Il faut préciser que des travaux de recherche consacrés à l'étude du comportement thermo hydraulique du fluide monophasique sont multiples et donnent des estimations généralement satisfaisantes (Acrivos et al. 1959), (Datta & Majumdar 1980), (Bassiouny & Martin 1984) et (Oh et al. 2006).

Classification des Modèles		
Prédiction des pertes de pression.	Modélisation analytique du comportement fluidique.	Codes industriels.
<p>(Taitel et al. 2003) :</p> <ul style="list-style-type: none"> Le banc d'essai réalisé est formé de : <ul style="list-style-type: none"> - un distributeur et un collecteur ayant une section circulaire. - quatre canaux de section circulaire. Le fluide de travail est un mélange air-eau. Le banc est capable de changer son inclinaison de 15°. Les résultats du modèle sont comparés aux relevés expérimentaux, et donnent de bonnes estimations des pertes de charge. 	<p>(Watanabe et al. 1995)</p> <ul style="list-style-type: none"> Deux bancs d'essai ont été réalisés. Un banc est composé d'un distributeur horizontal connecté aux 4 canaux verticaux. Un second banc est composé d'un distributeur vertical branché sur 5 canaux horizontaux. Le titre massique et le flux hydraulique sont calculés et confrontés aux relevés expérimentaux. Leur modèle fourni de bonnes approximations. 	<p>(Fei & Hrnjak 2004)</p> <ul style="list-style-type: none"> Les auteurs ont conçu un banc d'essai dédié à la validation des résultats de leur modèle. Le banc est composé d'un distributeur ayant une section carrée) et 5 mini-canaux de section circulaire. Le modèle est développé avec le logiciel FLUENT 6. Le modèle permet de calculer le taux de vide, le champ des pressions et des vitesses dans l'échangeur.
<p>(Cho & Cho 2004) :</p> <ul style="list-style-type: none"> Un banc d'essai a été réalisé. Les résultats du modèle sont comparés aux relevés expérimentaux et sous estiment les pertes de charge. 	<p>(Horiki & Osakabe 1999)</p> <ul style="list-style-type: none"> L'étude de l'influence des paramètres géométriques sur la réponse des grandeurs thermodynamique a été établie. Les résultats du modèle sont confrontés aux relevés expérimentaux. Ces résultats sont fiables pour des quantités faibles d'air injectées dans le l'eau. 	<p>(Choi et al. 2006)</p> <ul style="list-style-type: none"> L'estimation de l'influence des paramètres géométriques sur la réponse thermodynamique du R-134 a été le vecteur directeur de leur étude. L'évaporateur étudié est composé de 4 distributeurs et 3 barrettes de 4 mini-canaux. Les auteurs se distinguent par la mise au point d'un modèle qui se veut dynamique. Selon les auteurs, il est possible d'améliorer les résultats en minimisant le nombre d'hypothèses en vue de mieux se rapprocher aux conditions opératoires.
<p>(Poggi 2008) :</p> <ul style="list-style-type: none"> Un banc d'essai a été réalisé. Les résultats du modèle sont comparés aux relevés expérimentaux et donnent de bonnes estimations des pertes de charge. 	<p>(Lee 2009)</p> <ul style="list-style-type: none"> Lee propose une modélisation fine de la décomposition du fluide au niveau des jonctions dans le distributeur qui alimente les 4 tubes. Les résultats théoriques sont en bonne entente avec les relevés 	<p>(Ahmad et al. 2007)</p> <ul style="list-style-type: none"> Les auteurs ont développé deux modèles dynamiques basés sur le logiciel FLUENT et NEPTUNE. Les résultats théoriques ont été confrontés aux résultats expérimentaux avec un

	expérimentaux de la température et de la pression.	succès. <ul style="list-style-type: none"> • Selon les auteurs, il est possible d'améliorer, encore plus, les résultats en affinant le maillage.
	(Bielskus 2011) <ul style="list-style-type: none"> • L'auteur traite des écoulements diphasiques (liquide et sa vapeur). • Le schéma des pertes de charge (corrélations empiriques) dans les différentes parties de l'évaporateur semble bien représenter la réalité. • Les pertes de charges singulières (intrusion des mini canaux dans le distributeur), régulières (frottement) et celles dues à la gravité et au changement de phase sont toutes modélisées. 	
	(Ablanque et al. 2010) <ul style="list-style-type: none"> • Le système global est discrétisé en volume finis. • Le modèle stationnaire repose sur la résolution des trois équations de conservation dans chaque volume. • La validation expérimentale est concluante. 	

Tableau V. 12: Récapitulatif de l'état de l'Art sur la modélisation des EMC.

L'étude bibliographique résumée dans le Tableau V. 12 met en avant un nombre limité de modèles analytiques stationnaires ; quant aux modèles numériques dynamiques, les tentatives restent modestes.

L'étude dynamique de la boucle diphasique à pompage mécanique (objectif principal de la thèse) passe par le développement d'un modèle numérique dynamique de l'évaporateur que l'on peut classer parmi les modèles de la troisième famille intitulé « codes industriels », ci-haut citée. Le modèle développé et présenté ici est original comme il sera justifié plus loin.

V.1.3 Etat de l'art sur les configurations d'écoulement, transferts thermiques et pertes de pression dans les EMC

Remarque préliminaire

Plusieurs travaux de recherche ont montré des différences notables entre les mini et macro-canaux :

- sur le plan hydraulique et pertes de charges (Inasaka et al. 1989) et (Fouran & Bories 1995)

- sur le plan thermique, performances et régimes de transfert (Inasaka et al. 1989) et (Peng & Wang 1993)
- sur le plan topographique d'écoulement (Suo & Grith 1964) et (Galbiati & Andreini 1994).

Etant donné que l'évaporateur utilisé dans le cadre de cette thèse est un évaporateur à mini-canaux, il importe alors de ne s'intéresser dans cet état de l'art qu'aux investigations réservées aux mini-canaux.

Problématique et objectifs

La mise au point d'un modèle thermo hydraulique d'évaporateur requiert une bonne compréhension des phénomènes d'échanges thermiques, des pertes de pression et le type d'écoulement comme le récapitule la Figure V. 6.

Pour déterminer les mécanismes de transferts thermiques qui gouvernent le processus de vaporisation et les expliciter mathématiquement, il faut effectuer les tâches suivantes :

- Définir les configurations d'écoulement (bulles, poche, bouchon, intermittent, stratifié, annulaire...) susceptibles de se produire dans un mini-canal au fur et à mesure de l'ébullition.
- Introduire une cartographie d'écoulement exploitable pour l'EMC étudié. Cette carte sera codée et implémentée dans le modèle développé.
- Discuter le lien entre les configurations d'écoulement et les régimes thermiques (mécanismes de transfert).
- Dresser un récapitulatif des coefficients d'échanges convectifs valables pour les mini-canaux.
- Effectuer une étude de l'art sur les corrélations des pertes de pression applicables aux mini-canaux.

V.1.3.1 Couplage de trois phénomènes lors de la vaporisation

Comme le résume la Figure V. 6, la vaporisation dans un mini-canal est le résultat d'un ensemble d'interactions thermo hydrauliques qui s'interprètent comme suit :

- une fois que le liquide chauffé (**A**) a atteint la température de saturation, l'ébullition nucléée saturée (ENS) est amorcée et le titre massique croît provoquant ainsi une modification dans le régime d'écoulement (**B**) qui change d'un écoulement à bulles isolées ou confinées vers un écoulement poche bouchon voire annulaire.
- le changement de la topographie d'écoulement (**B**) entraîne une augmentation du taux de vide (fonction de titre massique) qui, lui-même affecte le gradient de pression (**C**).
- En régime saturé, la pression (**C**) impacte le profil de température et par voie de conséquences (loi de Newton) le coefficient de convection et le transfert de chaleur (**A**).

- Par ailleurs, l'échauffement du fluide (A) est à la base d'une régression de la viscosité (forte dans le cas de l'eau), ce qui signifie un abaissement des pertes de charges par frottement, et donc un gradient de pression total réduit (C).
- Enfin, la pression (C) dans l'échangeur est susceptible d'entraîner une altération dans la cartographie d'écoulement (B) en contrôlant la nucléation.

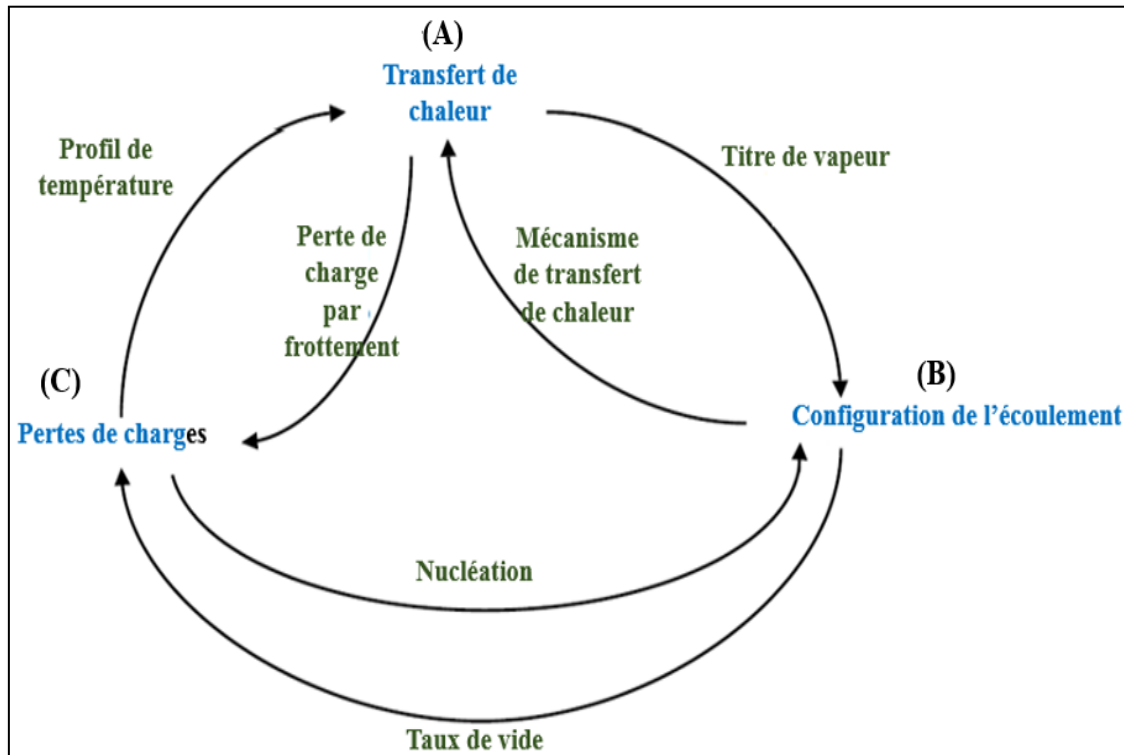


Figure V. 6: Interactions entre les trois phénomènes survenant lors d'une ébullition.

V.1.3.2 Configurations d'écoulement diphasique dans un milieu confiné

Configurations d'écoulement

Dans un mini-canal parcouru par un mélange diphasique, il est possible de visualiser différentes configurations d'écoulement (Tabatabai & Faghri 2001) et (Revellin 2005). La forme de l'écoulement dépend en l'occurrence des conditions opératoires (débit et flux appliqués), du titre massique et des propriétés thermo physiques du fluide (nombre de Prandtl donnée par l'équation (III.59)). Les dimensions du canal ont aussi un impact sur les régimes d'écoulement et les limites de transition en imposant les forces prédominantes. Le nombre de Bo donné par l'équation (V. 7) et fonction du diamètre hydraulique permet, par exemple, de prédire laquelle des deux forces (gravitation ou tension superficielle) prédomine. Selon le nombre de Reynolds, la force de cisaillement peut aussi prédominer par rapport à la gravitation. Dans cette optique, la littérature scientifique recense un bon nombre de travaux expérimentaux consacrés à l'étude des configurations d'écoulement diphasiques dans un mini-canal, le Tableau V. 13 en résume un certain nombre.

Auteur	Type de conduite	Position de la conduite	Régimes d'écoulement observés
(Kozlov 1954) (Bennett et al. 1965)	Conventionnelle	Verticale	bulles (bubbly). bouchon de vapeur (Slug). poche de vapeur (Plug).

			annulaire agité (Churn). annulaire (Annular). brouillard/disperse (mist, fog, dispersed).
(Mishima & Ishii. 1984)	Mini-canaux	Verticale	bulles poche de vapeur (Plug). annulaire agité (Churn).
(Cornwell & Kew. 1992)	Mini-canaux (1.7 mm)	Verticale	bulles isolées (isolated bubbles). bulles confinées (confined bubbles). poche-annulaire.
(Bonjour & Lallemand 1998)	narrow	Verticale	bulles isolées (isolated bubbles). bouchon et poche de vapeur. Assèchement partiel.
(Feng & Serizawa 2000)	Mini-canaux	Horizontal	bulles dispersées. poche-annulaire.
(Tabatabai & Faghri 2001)	1 mm à 12.3 mm	Horizontal	bulles (bubbly) bouchon (Slug). poche (Plug). annulaire (Annular). annulaire agité (Churn). brouillard/disperse (mist, fog, dispersed.stratified.)
(Sheng & Palm 2000) (Steinke & Kandlikar 2003) (Revellin et al. 2006)	Mini-canaux (0.5 mm)	Horizontal	bulles isolées. poches de vapeur (bulles allongées ou confinées). semi-annulaire (churn) et annulaire. assèchement partiel.

Tableau V. 13: Récapitulatif des régimes d'écoulement expérimentalement observés dans les conduites.

Résultat

Les différentes études citées dans le Tableau V. 13 montrent que les configurations d'écoulement visualisées ne sont pas toujours les mêmes dans les mini-canaux. En effet, comme mentionné ci-dessus, le type de configuration est sensible au diamètre thermo-hydraulique³ et aux conditions opératoires (flux et débit) appliquées. Deux solutions se présentent alors en vue de prédire les régimes d'écoulements qui règnent dans l'évaporateur équipant la BFDPM:

1. Choisir un évaporateur à mini-canaux du commerce puis procéder à une étude expérimentale de visualisation d'écoulement à l'aide d'un système de vidéo rapide. Cette étude, assez ardue, permet de caractériser thermo hydrauliquement l'évaporateur et d'aboutir à une cartographie d'écoulement spécifique à ce composant.
2. Partir d'une étude de caractérisation (coefficient de transfert de chaleur et pertes de charges) déjà réalisée et qui sert de support pour concevoir un évaporateur spécifique.

Il a été décidé, en coopération avec les sociétés partenaires Atmostat et MBDA, de fabriquer un évaporateur à mini-canaux dont les caractéristiques géométriques sont proches à celles expérimentées par (Sobierska 2009).

Description du mini-canal de référence de (Sobierska 2009)

La rugosité dans le domaine mini-échelle est un paramètre important comme discuté au paragraphe V.1.1.2 (iv). Le mini-canal de Sobierska est d'une rugosité relative inférieure à

³ Par définition, le diamètre hydraulique est : $4 \cdot \text{Section} / \text{Périmètre}$

0.5%. Afin de négliger l'effet de ce paramètre, les mini-canaux équipant l'EMC de la boucle ont une rugosité relative de 0.3%. Le Tableau V. 14 et la Figure V. 7 résument la géométrie du mini-canal expérimenté par Sobierska et adopté dans cette étude.

Largeur (mm)	Longueur (mm)	Diamètre hydraulique (mm)	Rapport d'aspect	Surface de la section (mm ²)	Surface chauffée (mm ²)
0.807	0.346	0.484	0.43	0.279	449.66

Tableau V. 14: La géométrie du mini-canal étudié par (Sobierska 2009).

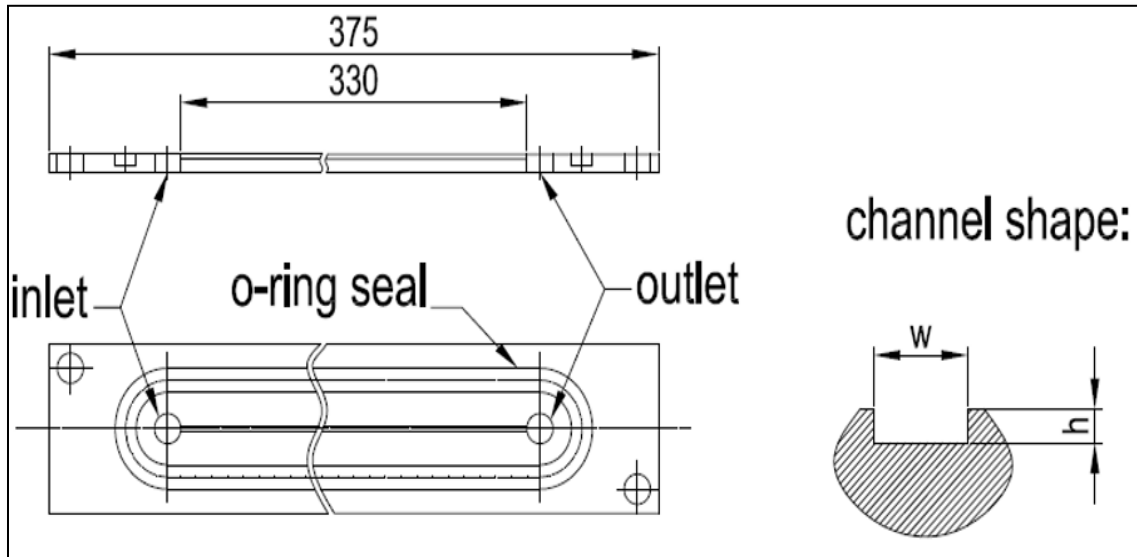


Figure V. 7: Section d'essai (Sobierska 2009).

Conditions expérimentales et régimes d'écoulement observés par Sobierska

Les conditions opératoires des essais réalisés par Sobierska sont rappelées au Tableau V. 15.

Caractéristique	Condition
fluide frigorigène	Eau dé-ionisée
Pression sortie évaporateur en <i>bar</i>	[0.6, 0.9]
Densité de flux massique en <i>kg / m² · s</i>	En monophasique : [200, 2600]
	En diphasique : [100, 2500]
Flux de chaleur en <i>kW / m²</i>	En monophasique : [8, 400]
	En diphasique : [16, 335]

Tableau V. 15: Récapitulatif des conditions expérimentales testées par (Sobierska 2009).

Régimes d'écoulement observés

L'objectif principal de la visualisation, ici rapportée, est de cerner les configurations d'écoulement qui correspondent aux conditions opératoires mentionnées dans le Tableau V. 15, le but final étant de mieux appréhender les mécanismes des transferts thermiques dans le mini-canal étudié en vue de le modéliser. Trois configurations d'écoulement diphasique ont fait leur apparition. La Figure V. 8 en montre une illustration.

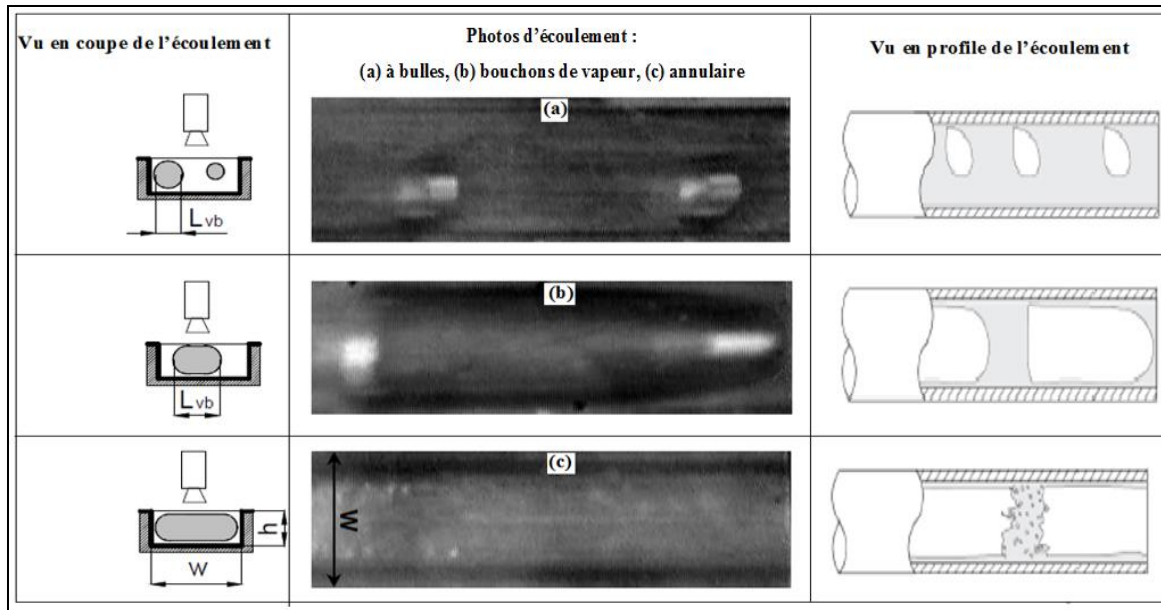


Figure V. 8: Trois régimes d'écoulements observés : (a) à bulles, (b) bouchons de vapeur et (c) annulaire dans un mini-canal de dimensions :

$$W = 0.807mm; h = 0.346mm; d_p = 0.484mm, \text{ selon (Sobierska 2009).}$$

1. **Écoulement à bulles isolées** (en anglais bubbly flow) Figure V. 8 (a): les bulles de vapeur se présentent sous la forme de sphères d'un diamètre inférieur au diamètre hydraulique. Ces bulles sont dispersées au sein du liquide qui remplit tout le canal. Cependant, l'écoulement à bulles disparaît vite (Ayad 2007). En effet, les bulles croissent et rentrent en collision (coalescence). De ce fait, leur diamètre tend rapidement vers le diamètre hydraulique du canal induisant ainsi une modification du type d'écoulement.
2. **Écoulement à bouchons de vapeur** (slug flow) : la Figure V. 8 (b) montre des zones de liquide séparées par des formes confinées de bulles de vapeur. L'effet de confinement a été justifié au paragraphe V.1.1.2 (i) voir Figure V. 4 . Ce régime d'écoulement, souvent nommé à bulles allongées, apparaît en particulier pour des vitesses de vapeur élevées qui favorisent la prédominance des forces de cisaillement vis-à-vis des forces de gravitation.
3. **Écoulement annulaire** (annular flow) : pour des vitesses d'écoulement diphasique assez élevées le cisaillement inter-faciale (liquide / vapeur) prend de l'ampleur et tend à expulser la phase liquide vers la paroi; une couche fine de liquide épouse cette dernière et l'écoulement devient à flux séparés (voir Figure V. 8 (c)). Cependant, (Sobierska 2009) affirme qu'un écoulement purement annulaire n'a pas été observé et qu'il y avait toujours des portions liquides qui interrompent l'annulaire. Par conséquent, cette dernière configuration peut être assimilée, selon lui, à un écoulement à bouchons très allongés.

Par ailleurs, d'autres auteurs comme (Cornwell & Kew. 1992), (Morgante & Fabre. 2005) ont aussi étudié les régimes d'écoulement dans un mini-canal de section rectangulaire, horizontal, de diamètre hydraulique de 1mm. Ils repèrent les mêmes configurations que celles mentionnées ci-dessus.

V.1.3.3 Carte d'écoulement diphasique dans un mini-canal

L'étude de référence (Sobierska 2009) adoptée dans les travaux de modélisation de l'EMC qui sont présentés dans ce chapitre montre trois configurations d'écoulement, chacune associée à un mécanisme de transfert déterminé. A présent, restent à caractériser mathématiquement les frontières qui délimitent les trois configurations.

Cette problématique trouve une réponse dans les cartes d'écoulement. En effet, ces dernières sont capables de prédire le type d'écoulement local susceptible de se produire pour un ensemble donné de paramètres liés au flux. Une carte est présentée sous forme d'un diagramme bidimensionnel où les frontières entre les différentes configurations sont tracées. Les coordonnées décrivant la topographie de l'écoulement changent d'un auteur à l'autre en raison d'une absence de consensus sur un système de coordonnées optimal. Ceci dit, la littérature présente, souvent, une vitesse superficielle du liquide j_{liq} en fonction de la vitesse superficielle de la vapeur j_{vap} ou encore une densité de flux massique G appelée encore vitesse massique en fonction du titre en vapeur x .

La densité de flux massique est le débit masse divisé par la section droite du canal. Soit

$$G = \frac{\dot{m}}{S} \quad (\text{V. 8})$$

Le titre massique du mélange diphasique est par définition :

$$x = \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{vap} + \dot{m}_{liq}} \quad (\text{V. 9})$$

Où \dot{m}_{liq} et \dot{m}_{vap} représentent respectivement les débits masse de la phase liquide et vapeur avec

$$\dot{m}_{liq} = \dot{m} \cdot (1-x) = G \cdot S \cdot (1-x) \quad (\text{V. 10})$$

$$\dot{m}_{vap} = \dot{m} \cdot x = G \cdot S \cdot x \quad (\text{V. 11})$$

Où \dot{m} est le débit masse moyen de l'écoulement diphasique.

La vitesse superficielle est le débit volume : \dot{V} de la phase concernée divisé par la section droite du canal : S . Ainsi

$$j_{liq} = \frac{\dot{V}_{liq}}{S} = \frac{\dot{m}_{liq}}{\rho_{liq} \cdot S} = \frac{G \cdot (1-x)}{\rho_{liq}} \quad (\text{V. 12})$$

$$j_{vap} = \frac{\dot{V}_{vap}}{S} = \frac{\dot{m}_{vap}}{\rho_{vap} \cdot S} = \frac{G \cdot x}{\rho_{vap}} \quad (\text{V. 13})$$

Il faut noter que les cartes établies pour des canaux conventionnels ne sont plus valables dans le cas des mini-canaux. Cette incompatibilité est due aux frontières gouvernées par des forces de tension superficielle dans un mini-canal, alors que dans un macro-canal ces mêmes frontières sont plutôt régies par des forces gravitationnelles. Le nombre de Bond inférieur à l'unité justifie bien la prédominance des forces de tension superficielle. Dans cette logique, Tabatabai et Faghri (Tabatabai & Faghri 2001) ont souligné l'importance de la tension superficielle dans un mini-canal horizontal d'un diamètre hydraulique de 1 mm.

Cartes de Triplett

Triplett (Triplett et al. 1999) ont élaboré des cartes topographiques d'écoulement diphasique applicables pour des mini-canaux horizontaux de diamètres hydrauliques 1.097 mm (Figure V. 9) et 1.450 mm (Figure V. 10). Ces cartes, basées sur les vitesses superficielles retracent les frontières entre les trois configurations d'écoulement (bubbly, slug, annular).

Description de la première transition du (bubbly) au (Slug) :

Modèle de Mishima et Ishii

Mishima et Ishii (Mishima & Ishii. 1984) ont développé une cartographie d'écoulement diphasique valable pour les mini-canaux selon la classification de Kandlikar (Kandlikar & Grande 2003). Les auteurs supposent que la transition du régime à bulles (**bubbly**) vers le régime à bouchons de vapeur (**Slug**) se produit pour un taux de vide d'environ 0.3. Partant de cette hypothèse, ils parviennent à décrire la frontière entre ces deux configurations d'écoulement (Ishii 1977) à l'aide de l'équation suivante :

$$j_{liq}^* = \left(\frac{3.33}{C_0} - 1 \right) \cdot j_{vap} - \frac{0.76}{C_0} \cdot \left(\frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\rho_{liq}^2} \right)^{0.25} \quad (V. 14)$$

Le paramètre de distribution C_0 pour une conduite rectangulaire est donné par la formule :

$$C_0 = 1.35 - 0.35 \cdot \sqrt{\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}}} \quad (V. 15)$$

Ainsi, d'un point de vue modélisation, on calcule d'abord les vitesses j_{liq} et j_{vap} , selon les formules (V. 12) et (V. 13) puis si : $j_{liq} > j_{liq}^*$ alors l'écoulement est principalement à bulles (Bubbles), sinon il est constitué de bouchons de vapeur (Slug).

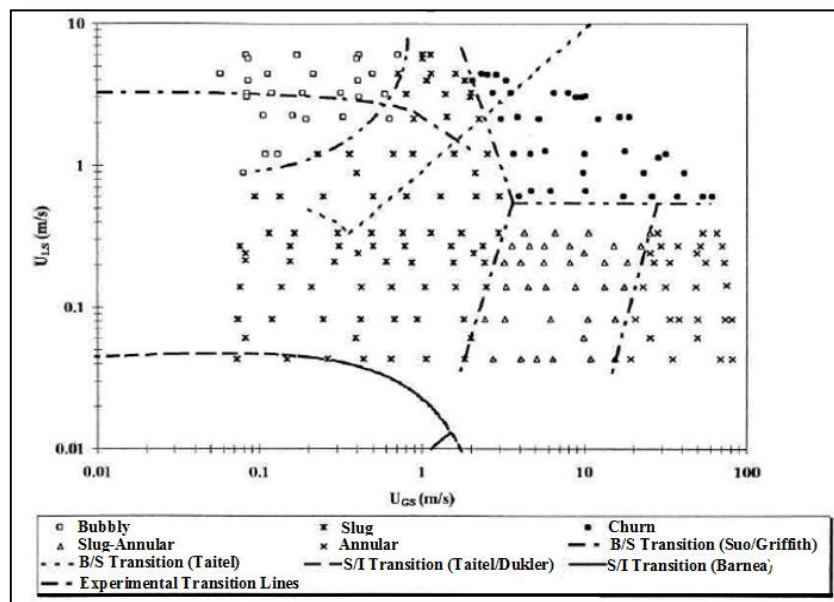


Figure V. 9: Carte d'écoulement horizontal au sein d'un mini-canal de diamètre hydraulique 1.097 mm (Triplett et al. 1999).

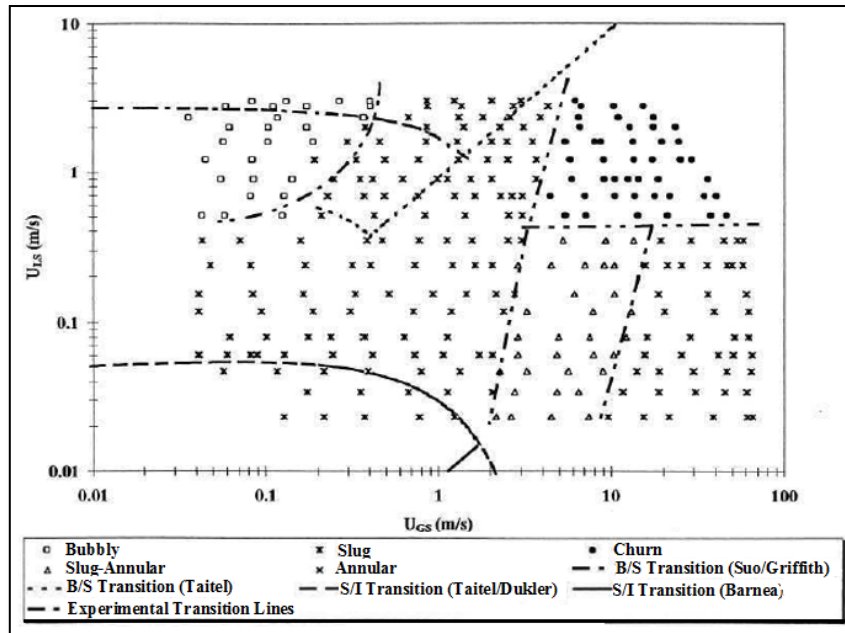


Figure V. 10: Carte d'écoulement horizontal au sein d'un mini-canal de diamètre hydraulique 1.450 mm (Triplett et al. 1999).

Description de la deuxième transition du (Slug) au (annular) :

Modèle de Mishima

Le modèle de Mishima et Ishii (Mishima & Ishii. 1984) propose une description de la transition de l'écoulement bouchons de vapeur (**Slug**) à un écoulement annulaire (**annular**). L'équation est la suivante :

$$j_{vap}^* = \sqrt{\frac{g \cdot D_h \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\rho_{liq}}} \cdot (\alpha - 0.11) \quad (V. 16)$$

Avec α : taux de vide.

D'un point de vue modélisation, on calcule d'abord la vitesse j_{vap} , selon la formule (V. 13) puis si : $j_{vap} < j_{vap}^*$ alors l'écoulement est principalement constitué de bouchons de vapeur (Slug), sinon il est annulaire (Anular).

Modèle de Steiner

Steiner (Steiner 1983) cité par Zurcher (Zurcher et al. 2002) publie un critère décrivant la transition d'un régime d'écoulement à bouchons de vapeur (**Slug**) vers un régime annulaire (**annular**) au sein d'un mini-canal horizontal. Selon l'auteur, la configuration bouchons de vapeur prend naissance pour des titres de vapeur faibles. Le critère est le suivant :

$$X_u^* = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.875} \cdot \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}}\right)^{0.125} = 0.34 \quad (V. 17)$$

Si $X_u < X_u^*$ alors l'écoulement est supposé formé de bouchons de vapeur (Slug) sinon il est annulaire).

Modèle de Morgante et Fabre

Morgante et Fabre (Morgante & Fabre. 2005) s'intéressent au problème de la phénoménologie des écoulements diphasiques dans un mini-canal. Ils proposent le critère suivant pour une transition d'une configuration bouchons de vapeur (Slug) à annulaire :

$$\rho_{liq} \cdot (j_{liq} + j_{vap})^2 \cdot D_h = \sigma \quad (V. 18)$$

D'un point de vue programmation, ils calculent d'abord les vitesses j_{liq} et j_{vap} , selon les formules (V. 12) et (V. 13) puis si :

$$\rho_{liq} \cdot (j_{liq} + j_{vap})^2 \cdot D_h < \sigma$$

L'écoulement est alors à bouchon sinon il s'agit d'un annulaire.

Bilan et objectifs

Nous avons montré au paragraphe V.1.3.2 que trois configurations d'écoulement peuvent exister dans un mini-canal dont les conditions opératoires sont celles adoptées par Sobierska. Ensuite, dans le paragraphe V.1.3.3 a été discuté la façon de prédire, par le calcul, le type de configuration d'écoulement courant. Il reste maintenant à établir le lien entre les configurations d'écoulement opérées et les mécanismes de transferts thermiques, en vue de choisir judicieusement les corrélations donnant le coefficient de transfert de chaleur et des pertes de pression Figure V. 6.

V.1.3.4 Régimes thermiques associés aux configurations d'écoulement

En thermodynamique, la vaporisation traduit le changement progressif d'un état liquide à un état vapeur. Ce changement de phase est gouverné par des mécanismes de transfert de chaleur qui restent toujours difficile à retranscrire mathématiquement.

Mécanismes de transfert

Deux mécanismes de transfert thermique peuvent coexister ou l'un des deux peut prédominer lors du phénomène de vaporisation (Vlasie et al. 2004), (Diaz et al. 2004) et (Lazarek & Black. 1982):

- **Ebullition nucléée (EN)** : les conditions de l'apparition des bulles de vapeur au niveau de la paroi chauffée, voire dans le cœur du fluide, sont satisfaites⁴. C'est le début de refroidissement de la source chaude par voie diphasique. En effet, les bulles naissent à la paroi, puis grandissent et finissent par se séparer de cette dernière. Ce détachement rompt la couche limite thermique au niveau de la paroi (Schalbart 2006), ce qui fait varier le gradient de température ($T_{paroi} - T_{sat}$) et par définition le coefficient h_{conv} . L'EN est un mécanisme typique à l'ébullition d'un fluide au repos dans un pressuriseur (expérience de Nukiyama (Delhay 1990)).
- **Ebullition convective forcée (ECF)** : La vapeur est produite au niveau de l'interface liquide / vapeur au sein du fluide diphasique en écoulement. Les échanges thermiques sont subordonnés à l'existence d'un film liquide qui enveloppe la paroi et sont similaires à ceux propres aux écoulements monophasiques.

⁴Voir paragraphe III.3.4.2 (i)

La vaporisation donne lieu à différents régimes thermiques basés sur les deux mécanismes de transfert, et associés aux configurations d'écoulement mentionnées ci-dessus.

Quatre régimes d'écoulement sont repérés par Sobierska (Sobierska 2009) : convection forcée liquide, ébullition nucléée sous saturée, ébullition nucléée saturée et ébullition convective forcée à travers un film liquide. La Figure V. 11 donne une illustration de ces régimes thermiques.

Convection forcée liquide : le fluide est à l'état liquide monophasique. Le transfert de chaleur se fait par convection forcée (CF) tant que la surchauffe de la paroi $(T_{paroi} - T_{sat})$ n'atteint pas une valeur seuil minimale qui favorise l'amorçage de l'ébullition nucléée. Cette valeur est estimée, en première approximation, grâce à l'équation (V. 19). Le coefficient de convection varie peu, étant donné que l'écart entre les deux températures fluide et paroi est pratiquement invariant face au flux thermique \dot{q} supposé constant. Le coefficient h_{conv} intervenant dans la loi de Newton reliant $(T_{paroi} - T_{sat})$ et \dot{q} s'écrit :

$$h_{conv} = \frac{\dot{q}}{S \cdot (T_{paroi} - T_{sat})} \quad (V. 19)$$

- **Ebullition nucléée sous-refroidie** : Une fois la surchauffe suffisante pour l'apparition des premières bulles de vapeur, le transfert de chaleur se fait par convection forcée (ECF) de la phase liquide et par ébullition nucléée (EN). Les bulles qui naissent à la paroi sont entraînées vers le cœur du fluide dont la température est encore sous-saturée ; de ce fait, une partie de ces bulles se condensent immédiatement. Lors de l'ébullition nucléée sous saturée la température de la paroi est quasi invariante tandis que la température du fluide continue à évoluer vers la température de saturation. Conformément à la formule (V. 19) le coefficient d'échange croît en conséquence.
- **Ebullition nucléée saturée** : la température de l'ensemble du fluide atteint la température de saturation qui correspond à la pression dans le canal. Des bulles et des bouchons de vapeur sont majoritaires dans l'écoulement. Le mode de transfert de chaleur est partagé entre (ECF) et (EN). Dans ce domaine, les températures paroi et fluide sont invariantes.
- **Ebullition convective** : l'écoulement devient annulaire, l'ébullition nucléée disparaît au profit d'une ébullition convective forcée (ECF) qui se fait à travers un film liquide de plus en plus fin. La vapeur étant de conductivité faible, le transfert de chaleur est de ce fait freiné, ce qui explique la chute du coefficient convectif.

Bilan

Après avoir discuté des configurations d'écoulement et des régimes des transferts thermiques typiques aux mini-canaux faisant l'objet de notre étude, il est à présent envisageable d'introduire les corrélations des coefficients d'échanges thermiques. Ces équations empiriques ou semi-empiriques ont pour finalité de décrire le processus de vaporisation dans toute sa complexité.

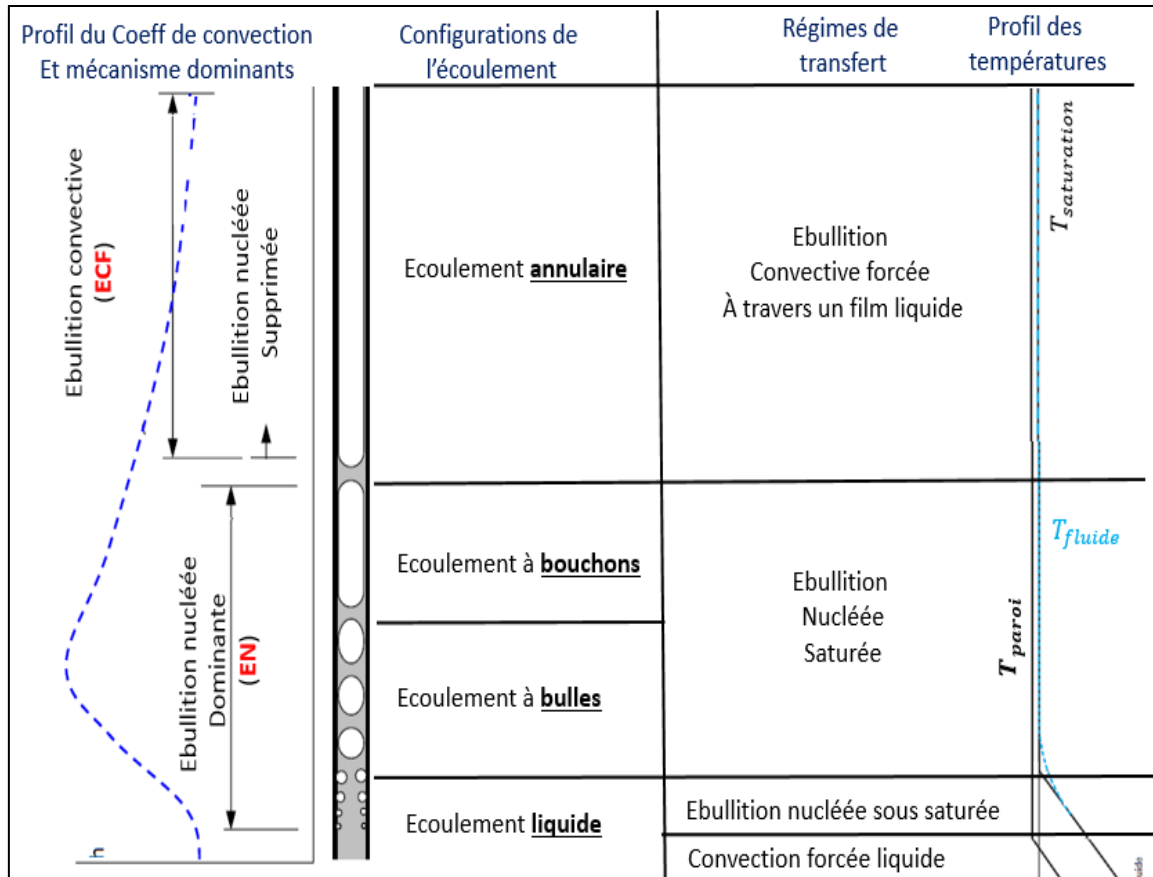


Figure V. 11: Illustration de l'évolution du coefficient de convection, configurations d'écoulement, régimes de transfert et profils des températures.

V.1.3.5 Récapitulatif des coefficients d'échanges convectifs dans les mini-canaux.

Classification globale des corrélations du coefficient convectif

Avant de faire une synthèse bibliographique sur les corrélations du coefficient h_{conv} il est légitime de rappeler dans ce contexte le travail de Webb et Gupte (Webb & Gupte 1992) qui a pour but de classer les modèles de h_{conv} recensés dans la littérature. Cette classification se veut en fonction des mécanismes de transferts pris en compte.

- Modèle de superposition : $h = h_{ECF} + h_{EN}$
- Modèle d'intensification : $h = \psi \cdot h_{ECF}$
- Modèle asymptotique d'ordre n: $h^n = h_{ECF}^n + h_{EN}^n$
- Modèle phénoménologique proposé par Kattan (Kattan et al. 1998). Le modèle donne une expression explicite du coefficient convectif pour chaque configuration d'un écoulement diphasique mais dans un canal conventionnel.

La forme des trois premiers modèles montre finalement que le coefficient h_{conv} est fortement influencé par le mécanisme physique qui régit les transferts thermiques dans une configuration d'écoulement spécifique. La Figure V. 12 proposée par Agostini (Agostini 2002) permet de comparer l'évolution du coefficient h_{conv} en fonction du modèle et des conditions opératoires.

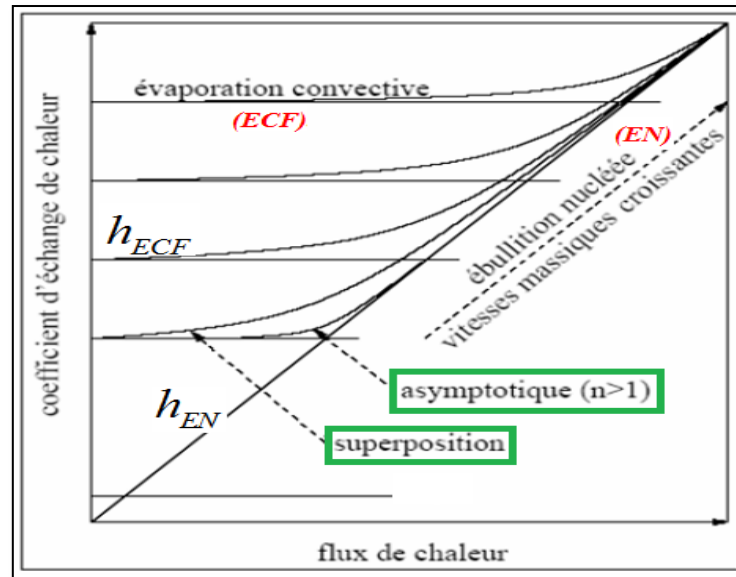


Figure V. 12: Coefficient de convection en fonction du flux de chaleur, vitesse massique G et des mécanismes de transfert (EN) ou (ECF) selon Agostini (Agostini 2002).

La littérature scientifique recense un nombre conséquent de corrélations (environ 150 consultées) de coefficients de convection développées pour les macro-canaux. Cependant, du moins sur le plan théorique, ces corrélations ne sont plus valables dans le domaine des mini-canaux. En effet, en macro-canaux, les trois modèles de : superposition, intensification et asymptotique, sont construits sur la base d'un terme convectif h_{ECF} qui décrit un écoulement turbulent, alors que le régime hydraulique de la phase liquide dans les mini-canaux est souvent laminaire (Reynolds inférieur à 2200). Aussi, concernant les modèles de « superposition » pour macro-canaux, le facteur de suppression S de l'ébullition nucléée reste spécifique à une couche limite tubulée. Le modèle asymptotique de Gnielinski (Gnielinski 1976) est valide pour des écoulements monophasiques turbulents. Avec une modification du nombre de Reynolds, le modèle peut être adapté aux écoulements diphasiques mais toujours turbulents, ce qui n'est pas souvent le cas en mini-échelle. Enfin, le modèle phénoménologique de Kattan (Kattan et al. 1998) ne peut être exploité en mini-canaux puisque fondé sur une cartographie d'écoulements propre au macro-canaux. Ces éléments techniques ont permis de mieux orienter la présente étude de l'art dans la recherche des corrélations des coefficients convectifs appropriés.

Corrélations du coefficient convectif

Écoulements monophasiques

L'étude, menée dans le cadre de cette thèse, à propos des corrélations disponibles dans la littérature montre que le choix d'une corrélation doit passer par un certain nombre de vérifications de conditions. Ces vérifications permettent d'orienter le choix vers la formule la plus adéquate possible. Nous proposons dans La Figure V. 13 une synthèse de l'ensemble des vérifications préliminaires.

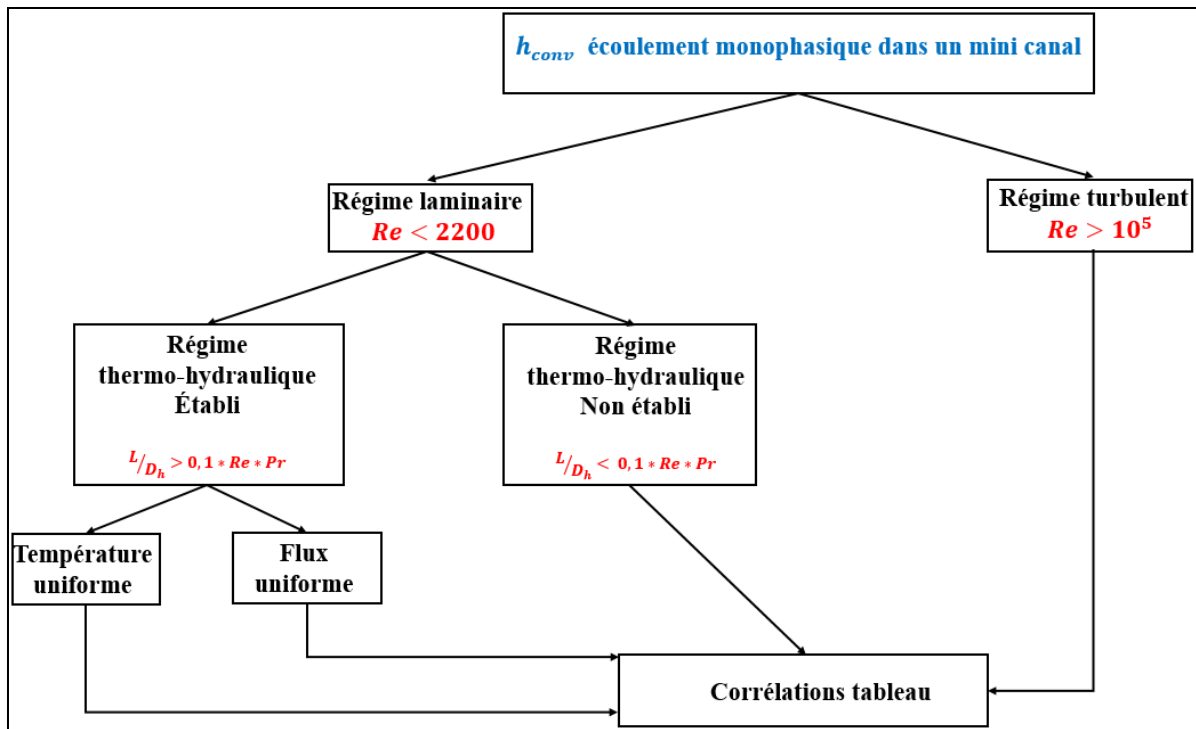


Figure V. 13: Classification des coefficients de convection selon les conditions opératoires.

Les deux tableaux suivants présentent une synthèse non exhaustive des corrélations donnant l'évolution du coefficient de la thermique h_{conv} exclusivement valables pour les écoulements monophasiques (Tableau V. 16) et diphasiques (Tableau V. 17) dans un mini-canal horizontal.

Auteur	Corrélation	Conditions et commentaires
(Hausen 1943)	$\frac{h \cdot D_h}{\lambda} = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \left(\frac{D_h}{L}\right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 0.04 \cdot \left[\left(\frac{D_h}{L}\right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}\right]^{2/3}}$ $0,1 < \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_h/L < 104 \quad \text{et} \quad \text{Re} < 2\,200.$	régime laminaire. tube court : $L/D_h < 10$ température de paroi uniforme.
Nusselt	$\frac{h \cdot D_h}{\lambda} = 3.66$	régime laminaire. tube long. température de paroi uniforme.
Nusselt	$\frac{h \cdot D_h}{\lambda} = 4.36$	régime laminaire. tube long. densité de flux est uniforme.
(GRIETH. 1987)	$\frac{h \cdot D_h}{\lambda} = 0.664 \cdot \frac{1}{\sqrt[6]{\text{Pr}}} \cdot \sqrt{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{D_h}{L}}$	régime laminaire. tube court : $L/D_h < 10$ Régime dynamique et thermique non établis. Plaques planes et cylindres.
Shah & London 1978)	$Nu = 4.363 + 8.68 \cdot \left(10^3 \cdot x^*\right)^{-0.506} \cdot e^{-41 \cdot x^*} \quad \text{et}$ $x^* = \frac{y/D_h}{\text{Re} \cdot \text{Pr}}$	régime laminaire. en cours d'établissement thermique. Canal circulaire. y : est la longueur d'établissement

(Gnielinski 1976)	$\frac{h \cdot D_h}{\lambda} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f}{2}} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)}$ $4 \cdot f = (0.790 \cdot \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2}$ $2300 < \text{Re} < 5 \cdot 10^6$ $0.5 < \text{Pr} < 2000$	Régime turbulent. canal circulaire.
(Gnielinski 1976)	$\frac{h \cdot D_h}{\lambda} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \cdot \left(1 + \left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3}\right) \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{\text{paroi}}}\right)^{0.11}$ <p>f est le facteur de frottement de Darcy : $f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{1/4}}$</p> <p>Cette corrélation est valide pour $\text{Re}_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_h}{\mu_l}$</p> $1.5 < \text{Pr} < 500$ $2300 < \text{Re} < 10^6$ $0 < \frac{D_h}{L} < 1$	Régime transitoire et turbulent. Pr_{paroi} est le nombre de Prandtl à la paroi à la température T_{paroi} .
(Hausen 1943)	$\frac{h \cdot D_h}{\lambda} = 0.0116 \cdot (\text{Re}^{2/3} - 125) \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{paroi}}}\right)^{0.14} \cdot \left(1 + \left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3}\right)$ $2300 < \text{Re} < 10^4$	Régime transitoire et turbulent. μ_{paroi} est la viscosité dynamique du fluide à la température T_{paroi} .

Tableau V. 16: Récapitulatif des corrélations du coefficient convectif valables pour des écoulements monophasiques dans un mini-canal.

Écoulements diphasiques

Auteur	Corrélation	Conditions et commentaires
(Kandlikar & Balasubramanian 2004)	$h_p = \text{Max}(h_{nb}, h_{cv})$ $h_{nb} = 0.6683 \cdot \text{Cv}^{-0.2} \cdot (1-x)^{0.8} \cdot h_{lo} + 1058 \cdot \text{Bo}^{0.7} \cdot (1-x)^{0.8}$ $h_{cv} = 1.136 \cdot \text{Co}^{-0.9} \cdot (1-x)^{0.8} \cdot h_{lo} + 667.2 \cdot \text{Bo}^{0.7} \cdot (1-x)^{0.8}$ $\text{Bo} = \frac{q}{G \cdot h_{lg}}$ <p>Si $\text{Re}_{lo} > 3000$ le régime est turbulent, alors h_{lo} est calculé grâce à l'équation de Gnielinski.</p> <p>Si $1600 < \text{Re}_{lo} < 3000$ le régime est transitoire, alors h_{lo} est calculé par interpolation linéaire.</p> <p>Si $\text{Re}_{lo} < 1600$ le régime est laminaire, alors $h_{lo} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{liq}}{D_h}$ et le nombre de Nusselt dépend de la structure du canal et des conditions opératoires.</p>	<ul style="list-style-type: none"> tube de diamètre inférieur à 3 mm. La nature de l'écoulement respectée dans le développement du coefficient convectif lié à l'ECF. Banque de données utilisée par les auteurs est donnée par la Figure E. 1. tp : diphasique nb : ébullition nucléée. cv : ébullition convective. lo : liquide seul. h_{lg} : chaleur latente de vaporisation. G : Densité de flux massique q : Flux appliqué.
(Lee & Mudawar 2005)	<p>Si $0 < x < 0.05$ alors : $h_p = 3.856 \cdot \chi^{0.267} \cdot h_l$</p> <p>Le paramètre de Martinilli est :</p> <ul style="list-style-type: none"> Pour un écoulement : liquide laminaire, vapeur laminaire 	<ul style="list-style-type: none"> L'eau est utilisée comme fluide frigorigène. La section du canal est rectangulaire.

	$\chi = \left(\frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \right)^{0.5}$ <p>- Pour un écoulement : liquide laminaire, vapeur turbulent</p> $\chi = \left(\frac{f_{liq} \cdot Re_{vap}^{0.25}}{0.078} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \right)^{0.5}$ $Re_v = x \cdot G \cdot D_h / \mu_v$ $h_l = Nu_3 \cdot \lambda_l / D_h$ $Nu_3 = 8.235 \cdot \begin{pmatrix} 1 - 1.883 \cdot \gamma + 3.767 \cdot \gamma^2 \\ -5.814 \cdot \gamma^3 + 5.361 \cdot \gamma^4 \\ -2 \cdot \gamma^5 \end{pmatrix}$ <p>Si $0.05 < x < 0.55$ alors :</p> $h_p = 436.48 \cdot Bo^{0.522} \cdot We_{lo}^{0.351} \cdot \chi^{0.665} \cdot h_l$ $We = G^2 \cdot D_h / \sigma \cdot \rho_l \quad \text{et} \quad Bo = q / G \cdot h_{lg}$ <p>Si $0.55 < x < 1$ alors :</p> $h_p = \text{Max} \left[\left(108.6 \cdot \chi^{1.665} \cdot h_l \right), h_v \right]$ <p>Avec : $h_v = Nu_3 \cdot \lambda_v / D_h$ en laminaire</p> $h_v = 0.023 \cdot Re_v^{0.8} \cdot Pr_v^{0.4} \cdot \frac{\lambda_v}{D_h}$ en turbulent	<ul style="list-style-type: none"> • Les conditions opératoires sont données par la Figure E. 2. • Les mécanismes prédominants correspondant à des titres ($x > 0,55$), sont décrits par le modèle d'intensification. • γ est le rapport d'aspect • l liquide, v vapeur, • We : nombre de Weber. • q : Flux appliqué.
(Lazarek & Black. 1982)	$Nu = 30 \cdot Re^{0.857} \cdot Bo^{0.714}$ $Bo = q / G \cdot h_{lg}$	<ul style="list-style-type: none"> • Une banque de données de 728 points de mesures. • Tube circulaire. • Diamètre 3.1 mm. • lg : liquide/gas
(Yu et al. 2002) (Shuai. 2004)	$h = 6.4 \cdot 10^6 \left(Bo^2 \cdot We \right)^{0.27} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0.2}$ $Bo = q / G \cdot h_{lg} \quad \text{et} \quad We = G^2 \cdot D_h / \sigma \cdot \rho_l$	<ul style="list-style-type: none"> • l liquide, v vapeur
(Shuai. 2004)	<p>Pour :</p> $0.002 < x < 0.55$ $Bo \cdot 10^4 < 7.32$ $Re_{lo} < 2300$ <p>Alors :</p> $h_p = 664.13 \cdot Bo^{0.7} \cdot x_{th}^{-0.297} \cdot h_{lo}$ <p>et $h_{lo} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h}$</p> <p>Avec :</p> <p>Si : $\left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} \right) > 0.33$</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Une banque de données de 600 points de mesures. • Canaux rectangulaires. • Dimensions : 0.86*2 mm. et 0.54*1.6 mm. • La corrélation approche les résultats expérimentaux avec une erreur de 20%.

	<p>alors $Nu = 1.953 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} \right)^{1/3}$</p> <p>Si : $\left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} \right) \leq 0.33$ alors</p> <p>$Nu = 4.364 + 0.0722 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{L} \right)$</p> <p>Pour :</p> <p>$0.002 < x < 0.03$</p> <p>$0.06 < Bo \cdot 10^4 < 0.63$</p> <p>$Re_{lo} > 2300$</p> <p>Alors :</p> <p>$h_{sp} = 434 \cdot Bo^{0.7} \cdot x_{th}^{-0.2627} \cdot h_{lo}$</p> <p>$h_{lo} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} = C \cdot 0.012 \cdot \left(Re_{lo}^{0.87} - 280 \right) \cdot Pr^{0.4}$</p> <p>$C = 0.78$ pour canal : $0.86 \cdot 2 \text{ mm}^2$</p> <p>$C = 0.78$ pour canal : $0.54 \cdot 1.6 \text{ mm}^2$</p>	
(Warrier et al. 2001)	$h_{sp} = \left(1 + 6.0 \cdot Bo^{1/16} - 5.3 \cdot (1 - 855 \cdot Bo) \cdot x^{0.65} \right) \cdot h_{sp}$	<ul style="list-style-type: none"> • Mini-canal rectangulaire de diamètre hydraulique 1.75 mm. • La différence maximale entre résultats expérimentaux et corrélation est de 28%. • sp : monophasique.
(Dembi et al. 1978)	$h_{conv} = 0.115 \cdot \left(x^4 \cdot (1 - x^2) \right)^{11} \cdot \left(\frac{G^2 \cdot h_{lv}}{g \cdot \rho_l \cdot \sigma} \right)^{0.44} \cdot Pr_l^{0.7} \cdot \frac{\lambda_l}{D_h}$	<ul style="list-style-type: none"> • Valable pour : $0.1 < x < 0.98$.
(Turaga & Guy 1985)	$h_{conv} = 3.4 \cdot \chi^{-0.45} \cdot 0.023 \cdot \frac{\lambda_l}{D_h} \cdot \left(\frac{G \cdot (1 - x) \cdot D_h}{\mu_l} \right)^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4}$	<ul style="list-style-type: none"> • χ est le paramètre de Lockart et Martinelli • Valable pour : $0.01 < 1/\chi < 100$ • Prévoit les résultats expérimentaux à 11%..

Tableau V. 17: Récapitulatif des corrélations du coefficient convectif valables pour des écoulements diphasiques dans un mini-canal.

V.1.3.6 Corrélations des pertes de pression dans les mini-canaux.

Perte de pression en monophasique

(Sobierska 2009) mesure les pertes de charges pariétales et les compare avec celles calculées par la théorie classique. Il conclut que les équations de Hagen-Poiseuille et de Blasius, dédiées successivement aux écoulements laminaires et turbulents dans un macro-canal cylindrique, décrivent bien le coefficient de frottement. Cependant, le choix de ce coefficient peut être influencé par la géométrie du canal. Nous proposons alors l'organigramme de la Figure V. 14 qui permet de guider le choix de la corrélation appropriée.

La perte de charge globale peut être calculée à l'aide de l'équation de Darcy-Weibach :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \frac{G^2}{\rho} \cdot \frac{L}{D_h} \quad (V. 20)$$

Le Tableau V.18 synthétise les corrélations du coefficient de frottement f .

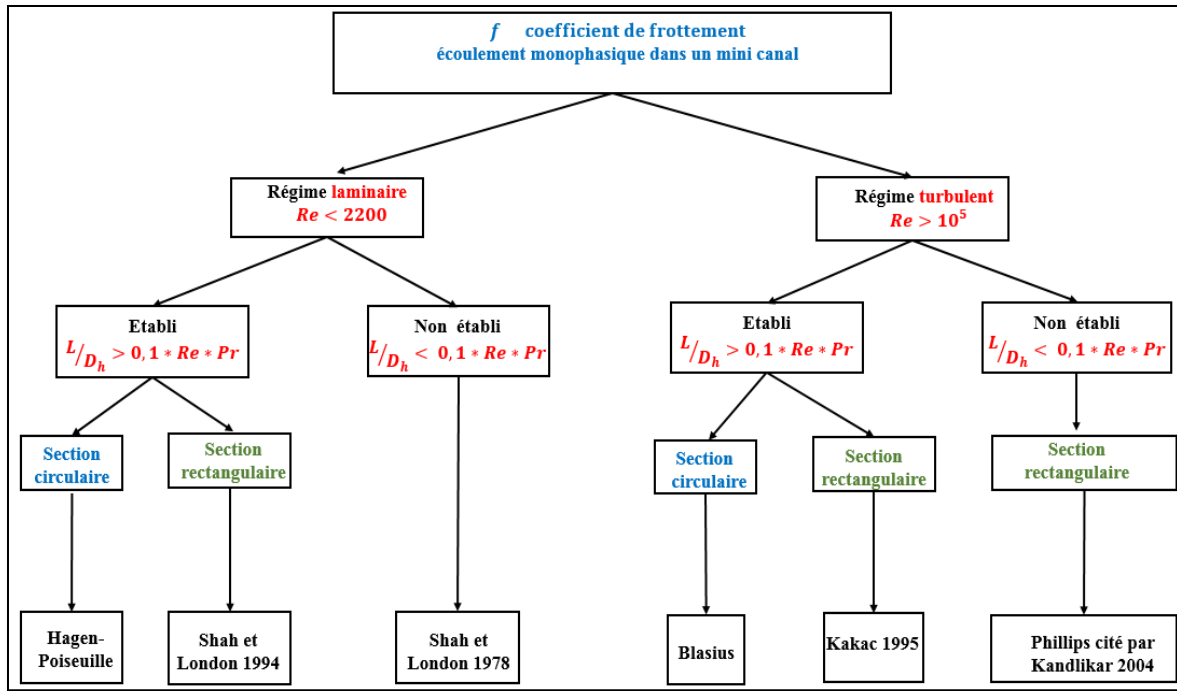


Figure V. 14: Module permettant le choix de la corrélation du coefficient de frottement d'un écoulement monophasique dans un mini-canal.

Auteur	Corrélation	Conditions et commentaires
Hagen-Poiseuille Ou (Rohsenow & Hartnett 1973)	$f = \frac{64}{Re}$	<ul style="list-style-type: none"> • Écoulement laminaire. • Etabli. • Section circulaire.
(Shah & London. 1978)	$f \cdot Re = 96 \cdot \begin{pmatrix} 1 - 1.3553 \cdot \gamma^1 + 1.9467 \cdot \gamma^2 \\ -1.7012 \cdot \gamma^3 + 0.9564 \cdot \gamma^4 \\ -0.2537 \cdot \gamma^5 \end{pmatrix}$	<ul style="list-style-type: none"> • Écoulement laminaire. • Etabli. • Section rectangulaire. • γ est le rapport d'aspect.
(Shah & London 1978)	$\frac{\Delta p_f}{0.5 \cdot \rho_{liq} \cdot v_m^2} = 13.74 \cdot (x^+)^{0.5} + \frac{1.25 + 64 \cdot x^+ - 13.74 \cdot (x^+)^{0.5}}{1 + 0.00021 \cdot (x^+)^{-2}}$ $x^+ = \frac{y}{D_h} \cdot Re$	<ul style="list-style-type: none"> • Écoulement laminaire. • Non établi. • Tient en compte la perte de pression par frottement et les effets de l'écoulement en cours d'établissement. • u_m vitesse moyenne. • y longueur de l'écoulement depuis l'entrée du canal.
(Churchill 1977)	$f = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12}$ $B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$ $A = \left(2.457 \cdot \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \cdot \frac{\varepsilon}{D_h} \right]^{-1} \right)^{16}$	<ul style="list-style-type: none"> • Écoulement laminaire. • Cette corrélation est la mise en équation des courbes de Moody. • ε est la rugosité de la paroi.

Blasius	$f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}}$	<ul style="list-style-type: none"> • Écoulement turbulent. • Section circulaire.
(Incropera & DeWitt 1996)	$f = (0.790 \cdot \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2}$	<ul style="list-style-type: none"> • Écoulement turbulent. • Les auteurs demandent d'utiliser l'équation de Petukhov (Petukhov 1970). • Corrélation valable pour $3000 < \text{Re} < 5 \cdot 10^6$
(Kakac et al. 1987)	$f = \frac{64}{\text{Re}} \cdot (1.0875 - 0.1125 \cdot \gamma)$	<ul style="list-style-type: none"> • Écoulement turbulent. • Section rectangulaire.
(Kandlikar 2004)	$f = A \cdot \text{Re}^B$ $A = 0.0929 + \frac{1.01612}{y/D_h}$ $B = -0.268 - \frac{0.3293}{y/D_h}$ $\text{Re}^* = \frac{\rho_{liq} \cdot v_m \cdot D_h}{\mu_{liq}}$ $= \frac{\rho_{liq} \cdot v_m \cdot \left[\frac{2}{3} + \frac{11}{4} \cdot \left(\frac{1}{\gamma} \right) \cdot \left(2 - \frac{1}{\gamma} \right) \right] \cdot D_h}{\mu_{liq}}$	<ul style="list-style-type: none"> • Valable pour la région d'écoulement turbulent en cours d'établissement et la zone où l'écoulement est établi. • canaux rectangulaire.

Tableau V.18: Récapitulatif des corrélations du coefficient de frottement valables pour des écoulements monophasiques dans un mini-canal.

Perte de pression en diphasique

De nombreux auteurs (Hetsroni et al. 2005), (Celata. 2004), (Shuai et al. 2003) et (Lee & Lee 2001) parviennent à montrer que les corrélations des pertes de charge spécifiques aux macro-canaux surestiment voire sous-estiment les gradients de pression en mini-canaux. Il faut noter que la physique qui gouverne le comportement des écoulements demeure la même en mini et macro-échelle. Par contre, une fois que le diamètre hydraulique devient suffisamment petit, des paramètres dont l'effet est négligé en macro-échelle deviennent prépondérants, ce qui explique les différences entre les deux échelles. Parmi ces paramètres nous citons :

- La rugosité et son effet sur le nombre de Reynolds et les limites de transition entre les régimes laminaire et turbulent.
- La conduction longitudinale non négligée dans le cas des mini-canaux.
- Les forces de gravitation contrebalancées par les forces de tension superficielles.
- Les instabilités d'écoulement en mini-canaux ayant un impact non négligeable sur le gradient de pression.

Pour ces raisons, il était primordial de s'intéresser aux résultats d'autres investigations dédiées à l'étude des pertes de charges dans les mini-canaux. Dans cette optique, et depuis 1949 le modèle à phases séparées de Lockart-Martinelli (Lockhart & Martinelli 1949) reste par excellence la référence de toute étude de perte de pression dans un écoulement diphasique. L'idée de base consiste à exprimer la perte de charge totale en fonction des pertes de pression des deux phases liquide et vapeur supposées s'écouler seules, soit avec leurs débits respectifs, soit avec le débit total du mélange (cas de notre étude). On a donc :

$$\left(\frac{dp}{dz} \right) = \Phi_{liq}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz} \right)_{liq} \quad \text{et} \quad \left(\frac{dp}{dz} \right) = \Phi_{vap}^2 \cdot \left(\frac{dp}{dz} \right)_{vap} \quad (\text{V. 21})$$

Les multiplicateurs Φ_l^2 et Φ_v^2 sont successivement appelés multiplicateurs de phases liquide et vapeur. Les pertes de charges dans les deux phases sont calculées à l'aide de la formule classique de Darcy, avec le débit total du mélange, on a :

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{liq} = \frac{f \cdot G^2}{2 \cdot \rho_{liq} \cdot D_h} \quad (V. 22)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{vap} = \frac{f \cdot G^2}{2 \cdot \rho_{vap} \cdot D_h} \quad (V. 23)$$

Avec :

$$Re_{liq} = \frac{G \cdot D_h}{\mu_{liq}} \quad (V. 24)$$

$$Re_{vap} = \frac{G \cdot D_h}{\mu_{vap}} \quad (V. 25)$$

Cas laminaire :

$$f = \frac{16}{Re} \quad (V. 26)$$

Cas turbulent :

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (V. 27)$$

Les auteurs introduisent leur paramètre défini dans ce cas de figure, comme :

$$\chi^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{liq}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{vap}} = \frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}} \cdot \frac{f_{liq}}{f_{vap}} \quad (V. 28)$$

Ensuite, ils proposent des abaques permettant de remonter aux multiplicateurs de phase (Φ_{ls} et Φ_{vs}) en connaissant le paramètre χ et le régime d'écoulement de chaque phase. Ceci donne, grâce à l'équation (V. 21), la perte de pression globale dans l'écoulement diphasique.

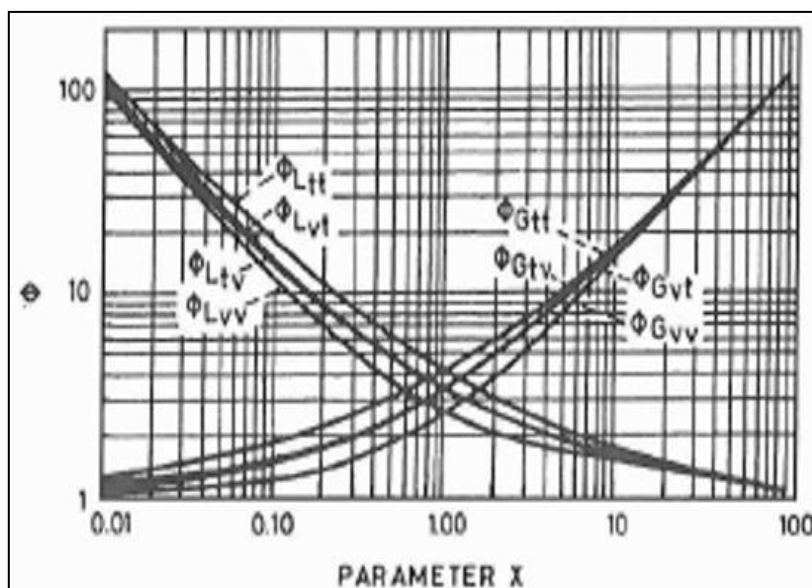


Figure V. 15: Corrélation de Lockhart-martinelli (Lockhart & Martinelli 1949).

Les investigations réalisées depuis l'apparition de ce modèle portent particulièrement sur l'étude du multiplicateur diphasique et le coefficient de frottement. Certains auteurs vont alors proposer des corrélations plus au moins précises et adaptées aux écoulements diphasiques dans les mini-canaux. Ci-après un récapitulatif de ces travaux :

Auteur	Corrélation	Conditions et commentaires																				
(Chisholm 1967)	$\Phi_{liq} = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2}$ $\Phi_{vap} = 1 + C \cdot \chi + \chi^2$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>Liquide</th> <th>Vapeur</th> <th>Indice</th> <th>C [-]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Turbulent</td> <td>Turbulent</td> <td>tt</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>Laminaire</td> <td>Turbulent</td> <td>lt</td> <td>12</td> </tr> <tr> <td>Turbulent</td> <td>Laminaire</td> <td>tl</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>Laminaire</td> <td>Laminaire</td> <td>ll</td> <td>5</td> </tr> </tbody> </table>	Liquide	Vapeur	Indice	C [-]	Turbulent	Turbulent	tt	20	Laminaire	Turbulent	lt	12	Turbulent	Laminaire	tl	10	Laminaire	Laminaire	ll	5	<ul style="list-style-type: none"> Chisholm met en équation les courbes de Lockart-Martinelli. Le régime est considéré laminaire pour $Re < 1000$, turbulent pour $Re > 2000$. Recommandé par Whalley (Whalley 1987) dans le cas où $\frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}} > 1000$ $G < 100 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s}$
Liquide	Vapeur	Indice	C [-]																			
Turbulent	Turbulent	tt	20																			
Laminaire	Turbulent	lt	12																			
Turbulent	Laminaire	tl	10																			
Laminaire	Laminaire	ll	5																			
(Mishima & Hibiki 1996)	$C = 21 \cdot \left(1 - e^{-0.319 \cdot D_h}\right)$	<ul style="list-style-type: none"> Valable pour les mini-canaux. 																				
(Lee & Lee 2001)	$C = A \cdot B^a \cdot \phi^b \cdot Re_{lo}^c$ $B = \frac{\mu_{liq}^2}{\rho_{liq} \cdot \sigma \cdot D_h}$ $\phi = \frac{\mu_{liq} \cdot v}{\sigma}$	<ul style="list-style-type: none"> Valable pour un mini-canal horizontal de section rectangulaire ayant un diamètre hydraulique entre 0.78 mm et 6.67 mm. Les constantes a, b, c ont été déterminées grâce à une méthode de régression. 																				
(Qu & Mudawar 2003)	$C = 21 \cdot \left(1 - e^{-0.319 \cdot 10^3 \cdot D_h}\right) \cdot (0.00418 \cdot G + 0.0613)$	<ul style="list-style-type: none"> Valable pour les mini-canaux de section rectangulaire. 																				
(Baroczy 1966) (Chisholm 1973)	$\Phi_{liq}^2 = 1 + (\chi^2 - 1) \cdot \left[B \cdot x^{(2-n)/2} \cdot (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right]$ $\chi^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{liq}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{vap}}$ <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>χ [-]</th> <th>G [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$]</th> <th>$B$ [-]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td>≤ 500</td> <td>4,8</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">$\chi \leq 9,5$</td> <td>$500 < G < 1\ 900$</td> <td>$2\ 400/G$</td> </tr> <tr> <td>$\geq 1\ 900$</td> <td>$55/G^{1/2}$</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">$9,5 < \chi < 28$</td> <td>≤ 600</td> <td>$520/(\chi G^{1/2})$</td> </tr> <tr> <td>> 600</td> <td>$21/G$</td> </tr> <tr> <td>$\chi \geq 28$</td> <td>-</td> <td>$15\ 000/(\chi^2 G^{1/2})$</td> </tr> </tbody> </table>	χ [-]	G [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$]	B [-]		≤ 500	4,8	$\chi \leq 9,5$	$500 < G < 1\ 900$	$2\ 400/G$	$\geq 1\ 900$	$55/G^{1/2}$	$9,5 < \chi < 28$	≤ 600	$520/(\chi G^{1/2})$	> 600	$21/G$	$\chi \geq 28$	-	$15\ 000/(\chi^2 G^{1/2})$	<ul style="list-style-type: none"> Recommandé par Whalley (Whalley 1987) dans le cas où $\frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}} > 1000$ $G > 100 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ s}$ Cette formule est la plus adaptée Lallemand (Lallemand 2006) pour des pressions élevées. « n » est l'exposant du nombre de Reynolds dans la formule du coefficient de frottement : égale à l'unité dans le cas turbulent (Blasius) et 0.25 dans l'équation de Shah-London. 	
χ [-]	G [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$]	B [-]																				
	≤ 500	4,8																				
$\chi \leq 9,5$	$500 < G < 1\ 900$	$2\ 400/G$																				
	$\geq 1\ 900$	$55/G^{1/2}$																				
$9,5 < \chi < 28$	≤ 600	$520/(\chi G^{1/2})$																				
	> 600	$21/G$																				
$\chi \geq 28$	-	$15\ 000/(\chi^2 G^{1/2})$																				

(Friedel 1979)	$Fr = \frac{G^2}{g \cdot D_h \cdot \rho_{liq}^2} We = \frac{G^2 \cdot D_h}{\rho_{liq} \cdot \sigma}$ $\Phi_{liq}^2 = A_1 + \frac{3.43 \cdot A_2 \cdot A_3}{Fr^{0.047} \cdot We^{0.0334}}$ $A_1 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right) \cdot \left(\frac{f_{vap}}{f_{liq}} \right)$ $A_2 = x^{0.685} \cdot (1-x)^{0.24}$ $A_3 = \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\mu_{vap}}{\mu_{liq}} \right)^{0.22} \cdot \left(1 - \frac{\mu_{vap}}{\mu_{liq}} \right)^{0.89}$ $Fr = \frac{G^2}{g \cdot D_h \cdot \rho_{dp}^2} \text{ et } \frac{1}{\rho_{dp}} = \left(\frac{x}{\rho_{vap}} + \frac{1-x}{\rho_{liq}} \right)$	<ul style="list-style-type: none"> Basée sur 25000 points de mesure La densité dans cette corrélation est celle du liquide. Recommandé par Whalley (Whalley 1987) dans le cas où $\frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}} < 1000$ dp : diphasique
(Friedel 1979)	$\Phi_{liq}^2 = A_1 + \frac{3.21 \cdot A_2 \cdot A_3}{Fr_{dp}^{0.0454} \cdot We_{dp}^{0.035}}$ $Fr_{dp} = \frac{G^2}{g \cdot D_h \cdot \rho_{dp}^2} We_{dp} = \frac{G^2 \cdot D_h}{\rho_{dp} \cdot \sigma}$ $\frac{1}{\rho_{dp}} = \left(\frac{x}{\rho_{vap}} + \frac{1-x}{\rho_{liq}} \right)$ $A_1 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right) \cdot \left(\frac{f_{vap}}{f_{liq}} \right)$ $A_2 = x^{0.78} \cdot (1-x)^{0.224}$ $A_3 = \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{0.91} \cdot \left(\frac{\mu_{vap}}{\mu_{liq}} \right)^{0.19} \cdot \left(1 - \frac{\mu_{vap}}{\mu_{liq}} \right)^{0.7}$	<ul style="list-style-type: none"> Basée sur 25000 points de mesure. La densité dans cette corrélation est celle du mélange diphasique. Recommandée par Whalley (Whalley 1987) dans le cas où $\frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}} < 1000$ Collier et Thome (Collier & Thome 1996) affirment aussi que cette corrélation est particulièrement précise quand il s'agit d'estimer le gradient de pression en diphasique. dp : diphasique

Tableau V. 19: Récapitulatif des corrélations du coefficient de frottement et du multiplicateur diphasique valables pour des écoulements diphasiques dans un mini-canal.

V.2 Description du modèle dynamique de l'EMC

Un modèle numérique, dynamique et original de l'EMC basé sur l'approche des bond graphs est développé dans le cadre de cette thèse. Cette section a pour but de décrire en détail le modèle. Une troisième section est consacrée à la confrontation des résultats de la simulation avec ceux obtenus expérimentalement.

V.2.1 Hypothèses

Le modèle repose sur les hypothèses suivantes:

- Les échanges thermiques avec l'ambient sont modélisés.
- Le modèle est basé sur l'hypothèse d'écoulement à flux séparés, voir paragraphe V.1.2.
- Une fois l'ébullition nucléée saturée est amorcée, le fluide diphasique remplit l'ensemble des canaux (cette hypothèse sera justifiée plus loin).
- La température et la pression du fluide (liquide ou mélange) sont considérées homogènes en tout point du volume considéré (hypothèse de paramètres localisés).
- Le réfrigérant utilisé pour la simulation est de l'eau pure, alors que les essais de validation sont menés avec de l'eau contenant 4% de PAG Les propriétés thermo physiques du PAG sont rapportées en Annexe H (PAG).
- L'EMC est constitué de 27 mini-canaux. Seul 1 mini-canal est modélisé.
- Le matériau de l'EMC (inox 316) est considéré homogène, isotrope, de conductivité thermique constante.
- Le modèle est basé sur l'hypothèse de fluide unidirectionnel, dont le sens est celui de l'écoulement.

V.2.2 Contributions scientifiques

Le modèle de l'EMC proposé dans cette étude se distingue des modèles rappelés au paragraphe V.1.2 par les points détaillés au paragraphe III.2. A ce jour, la littérature publiée ne présente aucun modèle numérique dynamique d'un évaporateur à mini-canaux, basé sur la théorie des bond graphs.

V.2.3 Présentation de l'EMC et de la démarche de son étude théorique.

Partant de la technologie interne de l'échangeur le schéma simplifié Figure V. 16 est déduit et servira de support pour les travaux de modélisation.

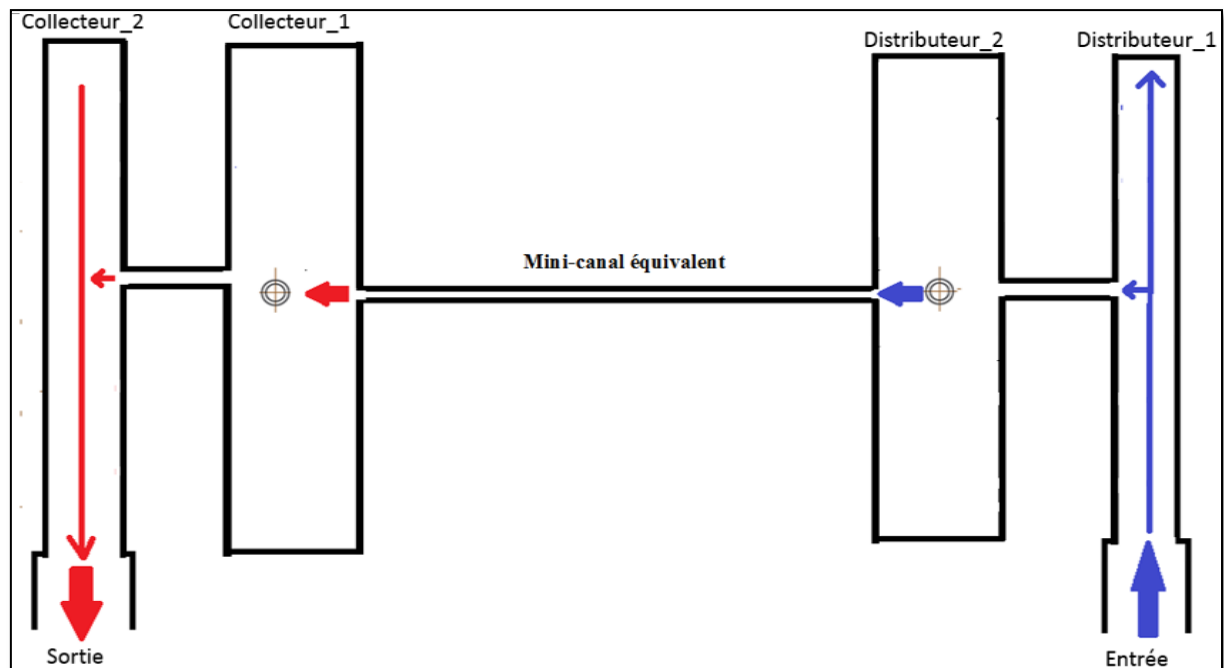


Figure V. 16: Schéma simplifié des pièces constituant l'EMC.

a. Mini-canaux

Le modèle bond graph des mini-canaux présenté en Figure V. 17 repose sur la résolution des équations de conservation appliquées à l'écoulement pouvant changer de phase comme suit:

- *Monophasique à l'état liquide* : c'est le cas tant que la température de la masse liquide n'a pas atteint la température de saturation qui correspond à la pression dans le canal. Dans ce cas de figure, le mini-canal de la Figure V. 18 est représenté par un volume, modélisés en bond graph par l'élément quatre ports RC_{liq} . L'élément C , associé à la résolution de l'équation de conservation d'énergie exprimée à la jonction 0 permet le calcul de la température T_{liq} . En supposant qu'il n'y a pas de stockage de masse en monophasique, l'équation de la conservation de quantité de masse traduit simplement que le fluide s'écoule dans l'EMC à débit constant. Enfin, avec cette hypothèse de débit constant, l'équation de conservation de quantité de mouvement est réduite à une simple équation d'hydrostatique permettant de calculer les pertes de charges ΔP_{liq} grâce à l'élément dissipatif bond graph R .

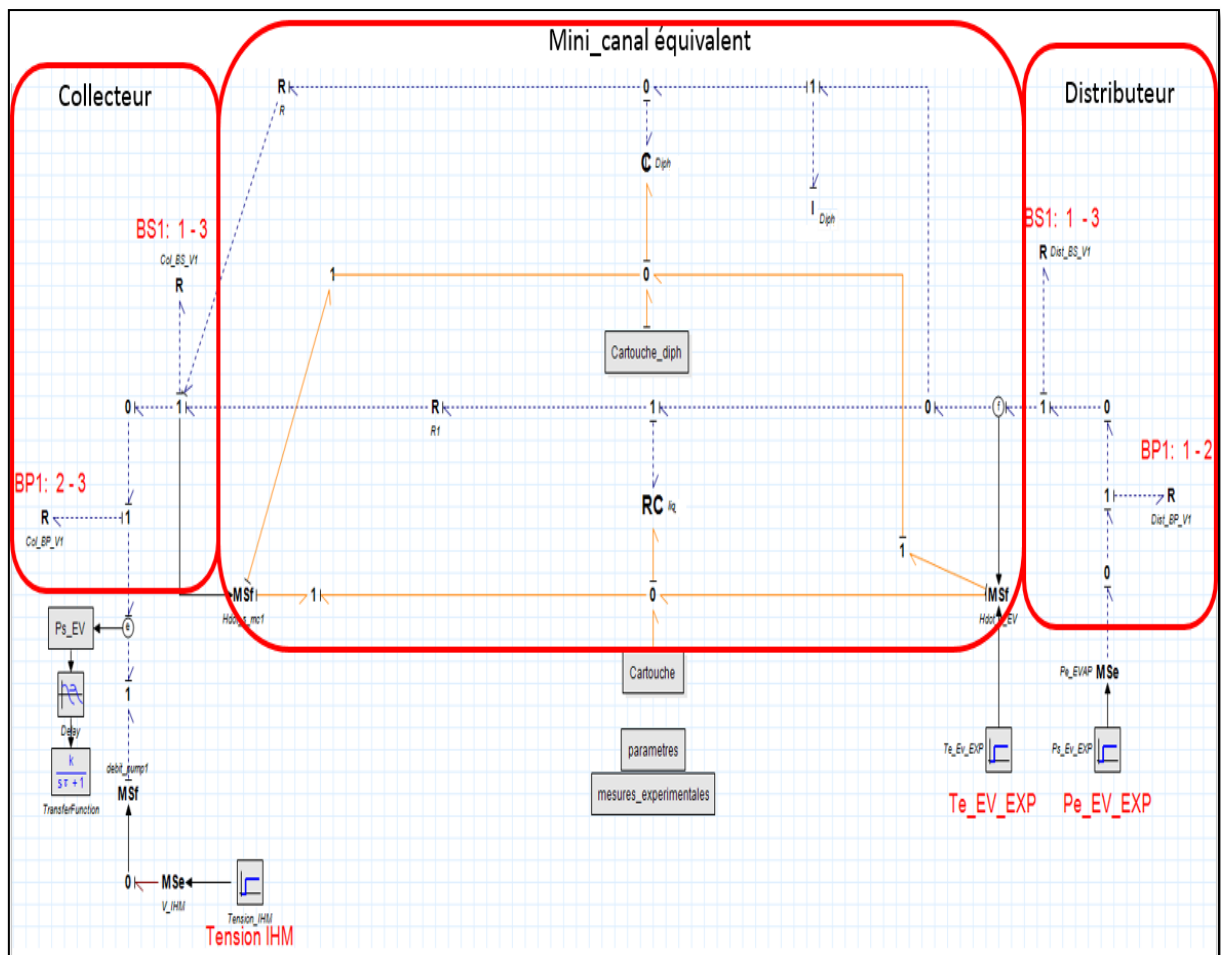


Figure V. 17: Modèle bond graph dynamique de l'EMC.

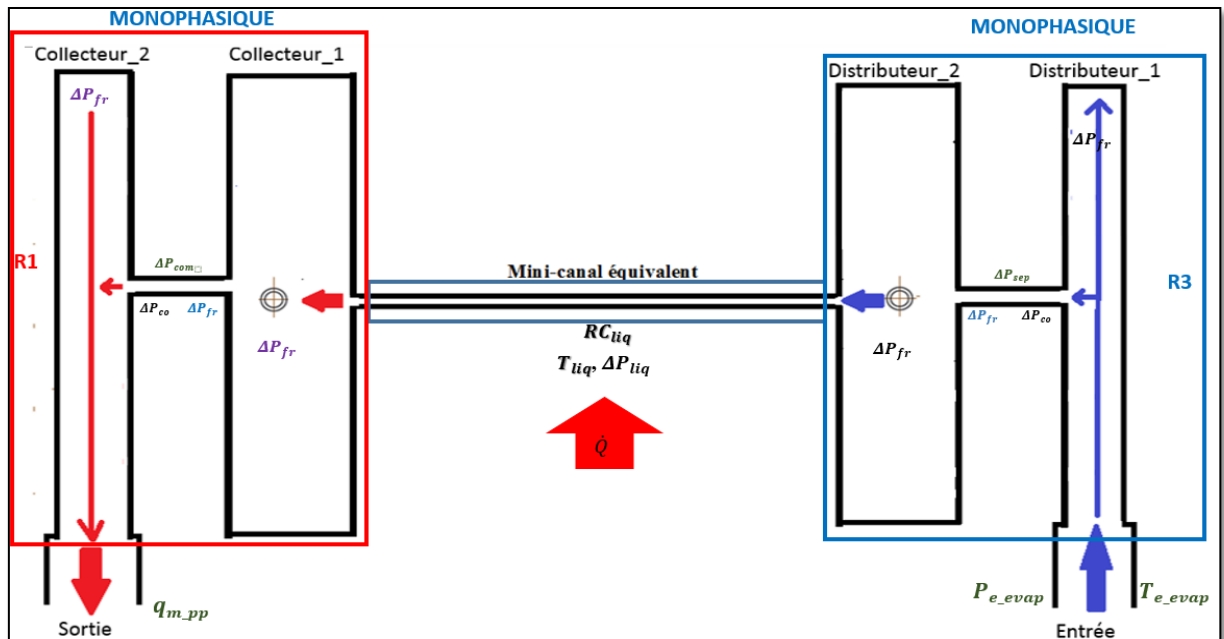


Figure V. 18: Schéma simplifié de l'EMC fonctionnant à l'état monophasique.

- *Diphase* : dans ce cas, le mini-canal de la Figure V. 19 est discrétisé en un seul volume de contrôle, modélisé en bond graph de la Figure V. 17 par l'élément double port C_{diph} . Cet élément associé à la résolution de l'équation de conservation d'énergie exprimée à la jonction 0t et à l'équation de conservation de quantité de masse exprimée à la jonction 0h permet le calcul de la température T_{diph} en intégrant le flux thermique accumulé et le calcul de la masse stockée en intégrant le débit accumulé. Enfin, l'équation de conservation de quantité de mouvement est assurée par l'élément inertiel I_{diph} . Sa résolution permet de calculer le débit entrant dans le mini-canal, le débit sortant est celui calculé en sortie du collecteur de l'évaporateur.

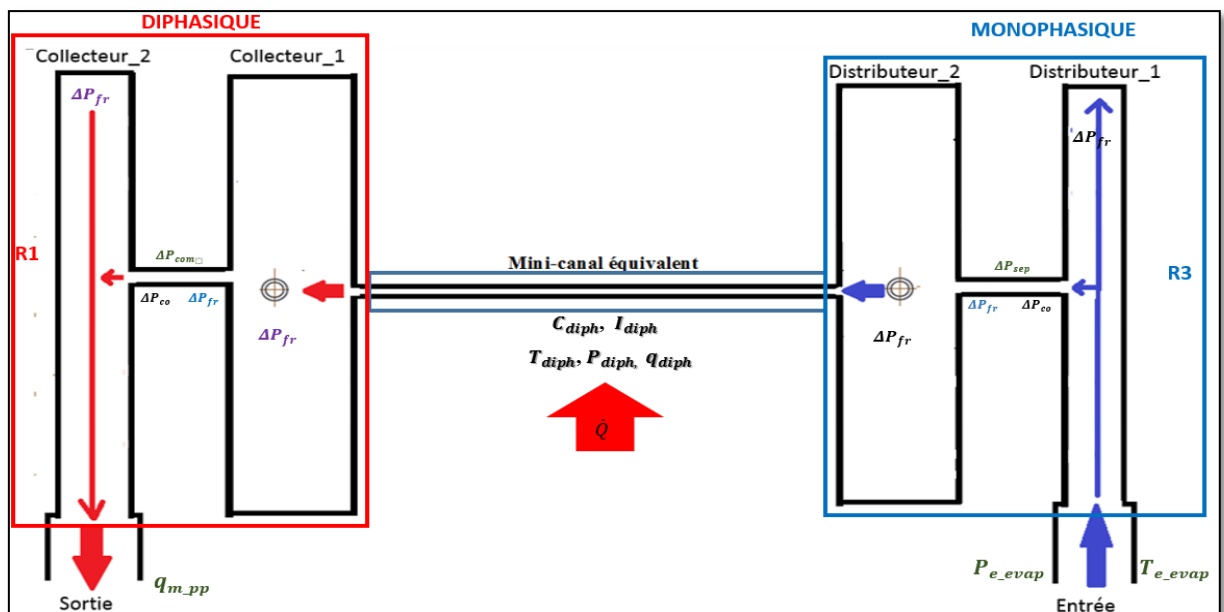


Figure V. 19: Schéma simplifié de l'EMC fonctionnant à l'état diphasique.

b. Distributeur et collecteur

Le distributeur ainsi que le collecteur sont à l'origine des gradients de pression de différents types (frottement pariétaux, séparation des courants, coudes, combinaison des courants). De ce fait, chacun des deux organes est discrétisé en un volume équivalent modélisé en bond graph grâce à des éléments dissipatifs R .

V.2.4 Formalisme mathématique du modèle dynamique de l'EMC

Comme mentionné plus-haut, le modèle proposé est le couplage de trois sous modèles, chacun associé à un des trois composants de l'EMC :

1. Les mini-canaux
2. Le distributeur
3. Le collecteur.

Nous présentons ci-après les trois modèles.

V.2.4.1 Modèle dynamique des mini-canaux

i. Formalisme des équations constituant les éléments RC (cas monophasique) Equation de conservation de la masse

En fonctionnement monophasique, on considère que le débit masse du fluide \dot{m}_{EV} est constant, ce qui suppose qu'il n'y a pas de stockage de matière dans le volume du mini-canal.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{e_{EV}}(t) &= \dot{m}_{s_{EV}}(t) = \dot{m}_{EV} \\ \dot{m}_{acc}(t) &= \dot{m}_{e_{EV}}(t) - \dot{m}_{s_{EV}}(t) = 0\end{aligned}\quad (V. 29)$$

Equation de conservation d'énergie

La température du liquide $T_{liq}(t)$ traversant le mini-canal est calculée grâce aux bilans d'énergie. Par ailleurs, la masse de fluide contenue dans chacun de ces volumes reçoit systématiquement trois flux de chaleur :

- \dot{H}_e flux d'enthalpie de la matière qui rentre dans le mini-canal. Ce flux est modélisé en bond graph par l'élément $MSf_{Hdot_{e_{EV}}}$ (voir Figure V. 17).
- \dot{H}_s flux d'enthalpie de la matière qui sort du mini-canal. Ce flux est modélisé en bond graph par l'élément $MSf_{Hdot_{s_{mc}}}$ (voir Figure V. 17).
- \dot{Q} flux de conduction appliqué par la source chaude (cartouche chauffante ou composant de puissance à refroidir par exemple). Ce flux sera détaillé plus loin.

⇒ L'équation de l'énergie est écrite au niveau des jonctions thermiques 0_{th} , on a :

$$\dot{H}_{acc} = \dot{H}_e - \dot{H}_s + \dot{Q} \quad (V. 30)$$

⇒ Le stockage d'enthalpie dans le mini-canal est calculé dans l'élément multiport RC_{liq} :

$$H_{acc}(t) = \int_t \dot{H}_{acc}(t) \cdot dt + H_0 \quad (V. 31)$$

H_0 est l'enthalpie initiale du liquide de masse $(\rho_{liq} \cdot V_{liq})$ contenu dans le mini-canal, elle vaut :

$$H_0 = (\rho_{liq} \cdot V_j) \cdot c_{p,0} \cdot T_{liq,0} \quad (V. 32)$$

La chaleur spécifique $c_{p,0}$ est calculée à la température du liquide à l'état initial $T_{liq,0}$ à l'aide de l'équation (III.3).

⇒ La loi constitutive de l'élément RC_{liq} donnant la température du liquide s'écrit alors :

$$T_{liq}(t) = \frac{H_{acc}(t)}{(\rho_{liq} \cdot V_{liq}) \cdot c_{p,liq}} \quad (V. 33)$$

Equation de bilan de quantité de mouvement

La perte de charge ΔP_{liq} dans le mini-canal est classiquement obtenue grâce à la formule de Darcy-Weisbach :

$$\Delta P_{liq} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{liq} \cdot v^2 \cdot \frac{L}{D_h} \cdot f = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \frac{G^2}{\rho_{liq}} \cdot \frac{L}{D_h} \quad (V. 34)$$

Avec : L : longueur du mini-canal, D_h son diamètre hydraulique, v vitesse de l'écoulement et f le coefficient de frottement.

Sobierska (Sobierska 2009) a comparé le coefficient de frottement expérimental évalué grâce à l'équation de Darcy-Weisbach (V. 34) avec les résultats obtenus par les corrélations de Hagen-Poiseuille et Blasius Tableau V.18. La Figure V.20 présente cette comparaison.

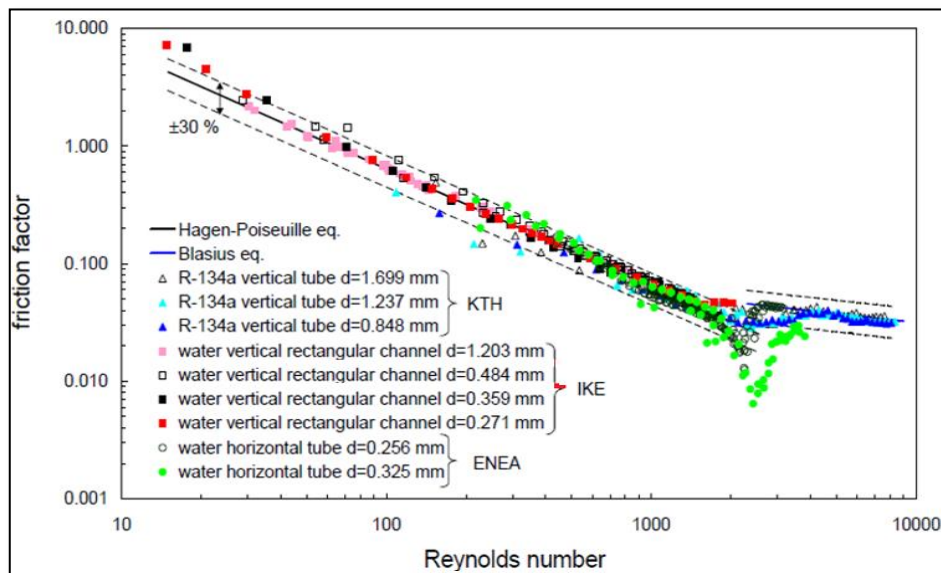


Figure V. 20 :Evolution du coefficient de frottement de l'eau dans les mini-canaux (Sobierska 2009).

Il s'avère que les formules de Hagen-Poiseuille (laminaire) et de Blasius (turbulent) corrént bien les pertes de charges dans le mini-canal étudié indépendamment même de la nature du fluide, l'orientation du canal et de son diamètre hydraulique. *En conséquence, ces corrélations ont été sélectionnées dans la présente étude.*

Nous avons :

Si : $Re < 2000$, alors le régime est laminaire et la formule de Hagen-poiseuille permet d'écrire :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (V. 35)$$

Sinon, le régime est transitoire ou turbulent, l'expression de Blasius donne:

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (V. 36)$$

Remarque :

Le liquide contenu dans les mini-canaux de l'évaporateur reçoit des calories émises par le module de chauffe ; ainsi, sa température croît jusqu'à amorçage de l'ébullition nucléée saturée. Le diphasique apparaît et le titre massique de vapeur augmente. Conformément à l'étude de Sobierska (Sobierska 2009), synthétisée en Figure V. 21, le diphasique apparaît (à faibles titres massiques de vapeur $0 < x < 0.01$), il envahit l'ensemble des mini-canaux (plus de 25% bulles, 60% bouchons de vapeur et 15% annulaire).

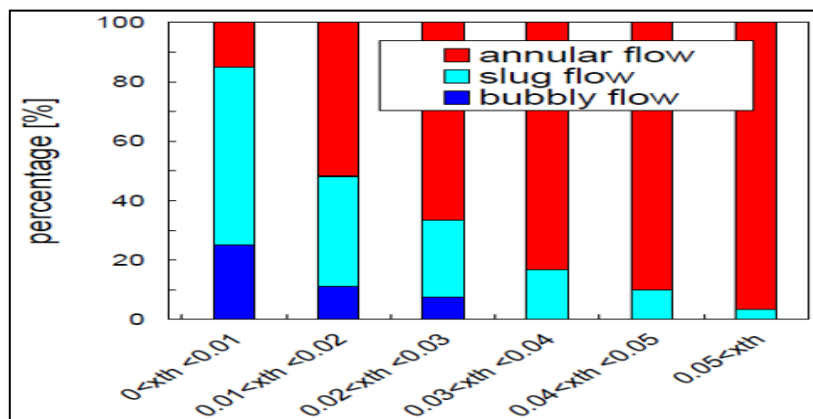


Figure V. 21: Pourcentage d'apparition des configurations d'écoulement en fonction des titres massiques de vapeur (Sobierska 2009).

D'un point de vue modélisation, l'état monophasique est modélisé à l'aide des éléments RC comme expliqué ci-dessus, tandis que l'état diphasique est intégralement modélisé par des éléments C comme détaillé ci-après.

ii. Formalisme des équations constituant les éléments C (cas diphasique)

Equation de conservation de la masse

Cette équation s'écrit :

$$\dot{m}_{acc}(t) = \dot{m}_{e_{EV}}(t) - \dot{m}_{s_{EV}}(t) \quad (V. 37)$$

⇒ Le stockage de masse dans le mini-canal est modélisé en bond graph à l'aide de l'élément double ports C_{diph} et, est calculé comme suit :

$$m_{acc}(t) = \int_t \dot{m}_{acc}(t) \cdot dt + m_0 \quad (V. 38)$$

Equation de bilan d'énergie

⇒ L'équation de l'énergie est écrite au niveau des jonctions thermiques 0_{th} , on a :

$$\dot{H}_{acc} = \dot{H}_e - \dot{H}_s + \dot{Q} \quad (V. 39)$$

⇒ Le stockage d'enthalpie dans le mini-canal est calculé dans l'élément multiport C_{diph} :

$$H_{acc}(t) = \int_t \dot{H}_{acc}(t) dt + H_0 \quad (V. 40)$$

H_0 : enthalpie du fluide ayant la masse m_{acc} au moment où le diphasique apparaît :

$$H_0 = m_{acc} \cdot c_{p,0} \cdot T_{sat} \quad (V. 41)$$

La chaleur spécifique $c_{p,0}$ est calculée à la température de saturation T_{sat} à l'aide de l'équation (III.3).

Ayant calculé la masse $m_{acc}(t)$ et l'enthalpie $H_{acc}(t)$ du mélange, il est possible de calculer l'enthalpie spécifique, ainsi que le volume spécifique du mélange diphasique comme suit :

$$h(t) = \frac{H_{acc}(t)}{m_{acc}(t)} \quad (V. 42)$$

$$v(t) = \frac{V}{m_{acc}(t)} \quad (V. 43)$$

Avec V le volume du mini-canal.

A l'aide de ces deux grandeurs et de la méthode présentée en Annexe G (Calcul de la pression), il est possible de calculer la pression du mélange diphasique et d'en déduire la température. Les lois permettant de calculer ces deux efforts (pression et température) constituent les lois constitutives de l'élément C_{diph} .

iii. Formalisme des flux conducto-convectifs constituant les éléments R

Les flux thermiques considérés sont de deux types :

- **Flux de convection** traduisant les échanges thermiques qui s'opèrent au niveau de la paroi entre le fluide caloporteur et les neuf modules de chauffage (sources chaudes) tel que représenté par la Figure V. 17. Ce flux obéit à la loi de Newton et s'écrit comme suit:*

$$\dot{H} = h_{conv} \cdot S_{ech} \cdot (T_{paroi} - T_{fluide}) \quad (V. 44)$$

Pour le choix de h_{conv} il faut distinguer deux cas :

Cas monophasique

Dans le cas d'un écoulement purement liquide nous adoptons les corrélations suivantes :

Pour le régime laminaire :

Corrélation d'Incropera et DeWitt (Incropera & DeWitt 1996) Attribuée à Hausen (Hausen 1943) :

$$\frac{h_{conv} \cdot D_h}{\lambda} = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \left(\frac{D_h}{L}\right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 0.04 \cdot \left[\left(\frac{D_h}{L}\right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}\right]^{2/3}} \quad (\text{V. 45})$$

Valable pour un tube court ($L/D_h < 10$) et pour : $0.1 < \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D_h/L < 104$ et $\text{Re} < 2200$

Pour le régime transitoire ou turbulent :

Corrélation de Gnielinski (Gnielinski 1976) :

$$\frac{h_{conv} \cdot D_h}{\lambda} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \cdot \left(1 + \left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3}\right) \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{paroi}}\right)^{0.11} \quad (\text{V. 46})$$

Avec : $\text{Re} = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_h}{\mu_{liq}}$, f facteur de frottement de Darcy : $f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{1/4}}$

Cas diphasique

Sobierska (Sobierska 2009) compare l'évolution du coefficient de transfert thermique h_{conv} mesurée expérimentalement avec les prédictions de la corrélation de Lazarek et Black (Lazarek & Black. 1982), Figure V. 22 (a), et Yu et al. (Yu et al. 2002), Figure V. 22 (b) et six d'autres corrélation. Après comparaisons, il conclut que la meilleure concordance a été trouvée pour l'équation de Yu *et al.* La corrélation de Shuai peut aussi être utilisée. La Figure V. 22 récapitule les résultats de l'ensemble des comparaisons établies. *Par conséquent, dans notre travail de modélisation nous adoptons la corrélation Yu recommandée par Sobierska :*

$$h_{conv} = 6.4 \cdot 10^6 \left(Bo^2 \cdot We\right)^{0.27} \cdot \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}}\right)^{-0.2} \quad (\text{V. 47})$$

$$Bo = \frac{q}{G} \cdot h_{lg}$$

$$We = \frac{G^2 \cdot D_h}{\sigma \cdot \rho_{liq}}$$

h_{lg} : chaleur latente de vaporisation, We : nombre de Weber.

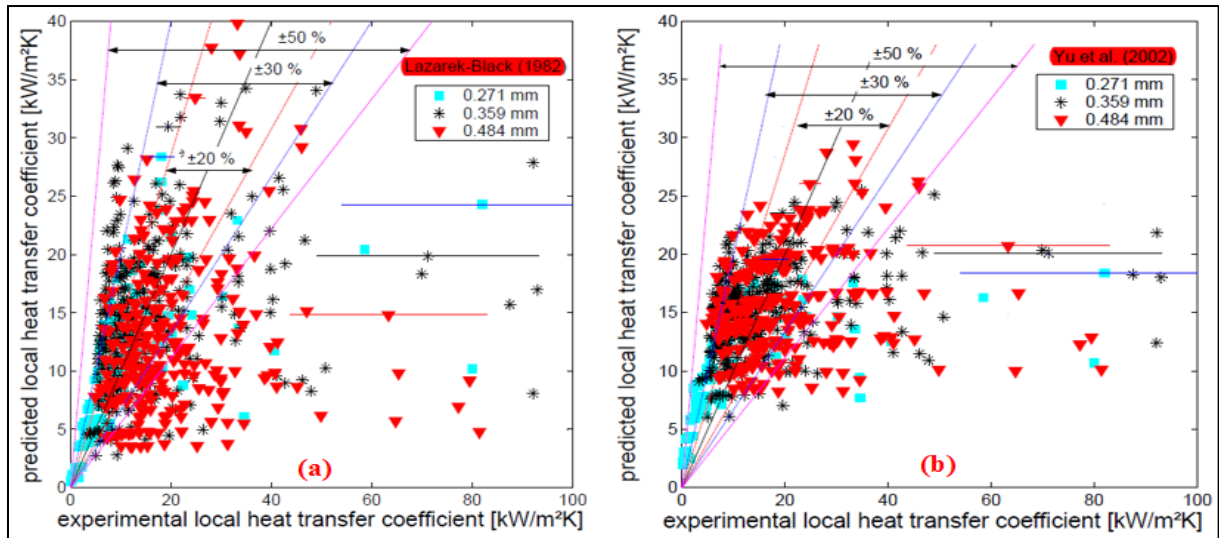


Figure V. 22: Comparaison du coefficient de transfert thermique expérimentale avec les résultats de la corrélation de : (a) Lazarek et Black et (b) Yu et al.

- **Flux de convection** subordonné au mouvement global du fluide frigorigène. Ce flux obéit à la loi suivante, établie en Annexe I:

$$\dot{H} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T \quad (\text{V. 48})$$

iv. Formalisme constituant les éléments inertiels I

Les phases transitoires peuvent être déclenchées par plusieurs causes, tel qu'un changement de puissance appliquée ou tout simplement un changement de phase. Ces changements ont un impact sur la dynamique hydraulique du fluide. Afin de ne pas négliger cet aspect, le débit dans les mini-canaux est calculé grâce à la résolution de l'équation de quantité de mouvement assurée par l'élément I. Nous avons alors :

$$\frac{d(m_{acc} \cdot v(t))}{dt} = (P_e(t) \cdot S_e) - (P_s(t) \cdot S_s) \quad (\text{V. 49})$$

Avec :

$S_e = S_s$: Section du mini-canal.

$P_e(t)$: La pression exercée à l'entrée du mini-canal.

$P_s(t)$: La pression exercée à la sortie du mini-canal.

La résolution de l'équation de quantité de mouvement donne la vitesse de l'écoulement:

$$v(t) = \frac{1}{m_{acc}(t)} \cdot \int_i (P_e(t) \cdot S_e) - (P_s(t) \cdot S_s) \cdot dt \quad (\text{V. 50})$$

Ainsi, nous obtenons le débit en entrée du mini-canal :

$$\dot{m} = \rho_{liq,e} \cdot S_e \cdot v(t) \quad (\text{V. 51})$$

V.2.4.2 Modèle du distributeur (monophasique)

Le fluide sort du condenseur à l'état liquide (sous-refroidi) puis rentre dans l'EMC par le distributeur. Ce dernier est un tube de section circulaire de diamètre 6 mm (branche principale BP) sur lequel on vient connecter cinq conduites (branche secondaire BS) qui permettent d'alimenter les 27 mini-canaux en liquide. Le distributeur est alors composé d'un seul volume disposé verticalement tel que le représente par la Figure V. 18. Trois types de pertes de pression sont modélisés à l'aide de deux éléments bond graph R :

- Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du liquide au niveau de la BP.
- Pertes de pression dues à la séparation des courants.
- Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du liquide au niveau de la BS.

Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du liquide au niveau de la BP

Les corrélations de Hagen-Poiseuille et de Blasius sont utilisées ici.

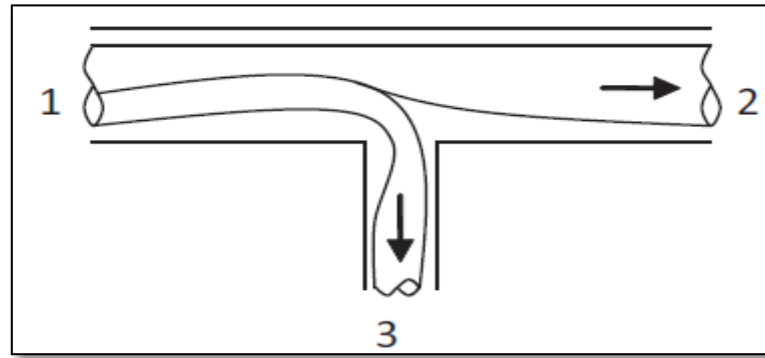


Figure V. 23: Schéma de la décomposition des courants dans une jonction T.

Pertes de pression dues à la séparation des courants

Les pertes de pression causées par la décomposition des courants au niveau de la jonction T sont corrélées par Ablanque *et al.* (Ablanque *et al.* 2010) qui proposent les équations suivantes :

$$\Delta p_{2-1} = \frac{\rho_{liq} \cdot v_2^2}{2} \cdot \left(-\xi_2 - 1 + \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2 \right) \quad (V. 52)$$

$$\Delta p_{3-1} = \frac{\rho_{liq} \cdot v_3^2}{2} \cdot \left(-\xi_3 - 1 + \left(\frac{v_1}{v_3} \right)^2 \right) \quad (V. 53)$$

Concernant les paramètres ξ_2 et ξ_3 , Idel'cik (Idel'cik 1986) et (Idel'cik 1994) proposent les expressions suivantes :

$$\xi_2 = \frac{0.4 \cdot \left(1 - \frac{\dot{V}_2 \cdot S_1}{\dot{V}_1 \cdot S_2} \right)^2}{g \cdot \left(\frac{\dot{V}_2 \cdot S_1}{\dot{V}_1 \cdot S_2} \right)^2} \quad (V. 54)$$

Pour : $L_{BS}/L_{BP} < 2/3$:

$$\xi_3 = \frac{A \cdot \left(1 + \left(\frac{\dot{V}_3 \cdot S_1}{\dot{V}_1 \cdot S_3} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{\dot{V}_3 \cdot S_1}{\dot{V}_1 \cdot S_3} \right) \cdot \cos(90) \right)}{g \cdot \left(\frac{\dot{V}_3 \cdot S_1}{\dot{V}_1 \cdot S_3} \right)^2} \quad (\text{V. 55})$$

Pour : $L_{BS}/L_{BP} = 1$:

$$\xi_3 = \frac{A \cdot \left(0.34 + \left(\frac{\dot{V}_3 \cdot S_1}{\dot{V}_1 \cdot S_3} \right)^2 \right)}{g \cdot \left(\frac{\dot{V}_3 \cdot S_1}{\dot{V}_1 \cdot S_3} \right)^2} \quad (\text{V. 56})$$

Le coefficient A dépend des vitesses de l'écoulement dans les branches BP et BS :

Si $v_3/v_1 < 0.8$ alors $A=1$

Si $v_3/v_1 > 0.8$ alors $A=0.9$

Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du liquide au niveau de la BS

Les corrélations de Hagen-Poiseuille et de Blasius sont utilisées ici.

V.2.4.3 Modèle de collecteur

Le fluide peut quitter les mini-canaux à l'état monophasique ou à l'état diphasique. Sur le plan théorique, les corrélations donnant les pertes de charges ne sont pas les mêmes, d'où la nécessité de traiter chaque phase séparément :

Cas monophasique

Le fluide sort de l'EMC par le collecteur. Ce dernier est un tube de section circulaire de diamètre 8 mm (branche principale BP) sur lequel on vient connecter cinq conduites (branches secondaires BS) qui permettent au fluide de transiter des mini-canaux vers la BP. Le collecteur est alors composé verticalement en un volume tel que représenté par la Figure V. 18. Trois types de pertes de pression sont modélisés à l'aide de deux éléments bond graph R :

- Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du liquide au niveau de la BS.
- Pertes de pression dues à la réunion des courants.
- Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du liquide au niveau de la BP.

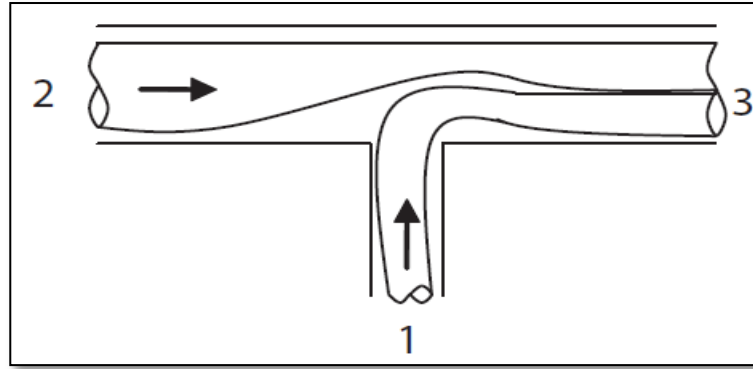


Figure V. 24: Schéma de la réunion des courants dans une jonction T

Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du liquide au niveau de la BS

Les corrélations de Hagen-Poiseuille et de Blasius sont utilisées pour ce calcul.

Pertes de pression dues à la réunion des courants

Les pertes de pression causées par la composition des courants au niveau de la jonction T sont corrélées par Ablanque (Ablanque et al. 2010) de la façon suivante :

$$\Delta p_{3-2} = \frac{\rho_{eq} \cdot v_2^2}{2} \cdot \left(-\xi_2 - 1 + \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^2 \right) \quad (V. 57)$$

$$\Delta p_{3-1} = \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} \cdot \left(-\xi_1 - 1 + \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^2 \right) \quad (V. 58)$$

Avec :

$$\frac{1}{\rho_{dp}} = \left(\frac{x}{\rho_{vap}} + \frac{1-x}{\rho_{liq}} \right) \quad (V. 59)$$

Concernant les paramètres ξ_2 et ξ_3 , Idel'cik (Idel'cik 1986) et (Idel'cik 1994) propose les expressions suivantes :

$$\xi_2 = \frac{1.55 \cdot \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_3} \right) - \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_3} \right)^2}{g \cdot \left(1 - \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_3} \right) \right)^2} \quad (V. 60)$$

$$\xi_1 = \frac{A \cdot \left(1 + \left(\frac{\dot{V}_1 \cdot S_3}{\dot{V}_3 \cdot S_1} \right)^2 - 2 \cdot \left(1 - \frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_3} \right) \cdot \cos(90) \right)}{g \cdot \left(\frac{\dot{V}_1 \cdot S_3}{\dot{V}_3 \cdot S_1} \right)^2} \quad (V. 61)$$

Le coefficient A dépend du rapport des sections S_1/S_3 .

Paramètre	Valeurs				
S1/S3	0-0.2	0.3-0.4	0.6	0.8	1.0
A	1.00	0.75	0.70	0.65	0.60

Tableau V. 20: Valeurs du coefficient A selon Idel'cik (Idel'cik 1986) et (Idel'cik 1994)

Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du liquide au niveau de la BP

Les corrélations de Hagen-Poiseuille et de Blasius sont utilisées à cette fin.

Cas diphasique

Comme pour le monophasique, trois types de pertes de pression sont modélisés à l'aide de deux éléments bond graph R :

- Pertes de pression dues aux frottements du mélange diphasique au niveau de la BS.
- Pertes de pression dues à la réunion des courants diphasiques.
- Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du mélange au niveau de la BP.

Pertes de pression dues aux frottements du mélange diphasique au niveau de la BS

Les pertes de charge dues aux contraintes de cisaillement dans un mini-canal ont fait l'objet des investigations menées par Sobierska (Sobierska 2009). L'auteur compare les pertes de pression mesurées expérimentalement avec celles calculées par la méthode de Lockart-Martinelli (Lockhart & Martinelli 1949) détaillée au paragraphe V.1.3.6. La comparaison (Figure V. 25) lui a permis de conclure que la chute de pression diphasique dans un mini-canal peut être prédite par le modèle de Lockart-Martinelli. *Cette conclusion justifie notre choix d'adopter le modèle proposé par Lockart-Martinelli.*

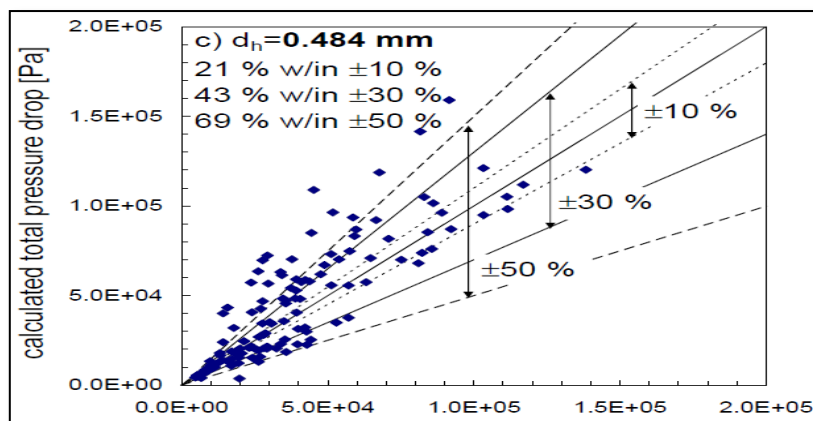


Figure V. 25: Comparaison des pertes de pression issues des mesures avec le calcul basé sur la méthode de Lockart-Martinelli pour un mini-canal.

Pertes de pression dues à la réunion des courants diphasiques.

La perte de pression provoquée par la réunion des courants diphasiques est explorée par Schmidt et Loth (Schmidt & Loth 1994) qui ont proposé le modèle baptisé *modèle de coefficient de contraction*. Les auteurs observent une « zone morte » à proximité de la jonction comme présenté sur leur Figure V. 26. De ce fait, l'écoulement connaît une contraction maximale au niveau de cette jonction, ce qui les conduit à développer leur modèle fondé sur un coefficient dit de contraction qui tient en compte le phénomène rencontré.

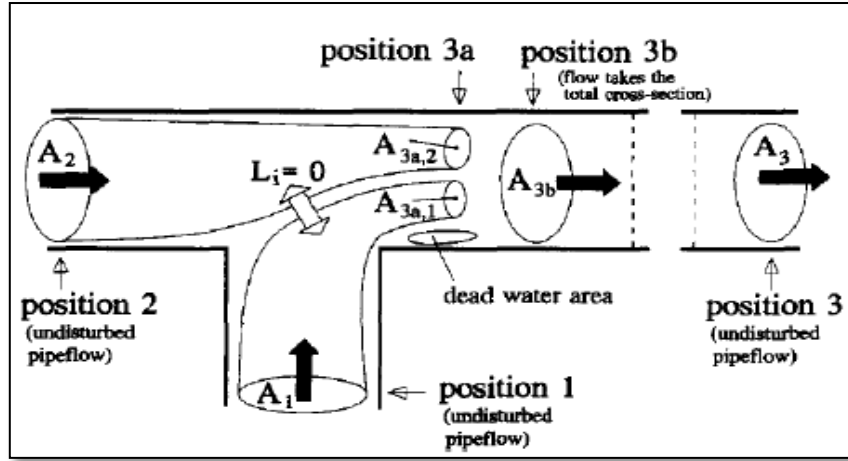


Figure V. 26: Structure de l'écoulement diphasique observée par (Schmidt & Loth 1994).

La perte de pression totale est la contribution des deux pertes suivantes :

$$\Delta p_{3-1} = \frac{\rho_{dp,1} \cdot v_{m,1}^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{\xi_{C,3-1}^2} - F_{\rho v^3,1} \right) + \rho_{dp,3} \cdot v_{m,3}^2 - \frac{\rho_{dp,1} \cdot v_{m,1}^2}{\xi_{C,3-1}^2} - \frac{\rho_{dp,2} \cdot v_{m,2}^2}{\xi_{C,3-2}^2} + \Delta p_{ad} \quad (V. 62)$$

$$\Delta p_{3-2} = \frac{\rho_{dp,2} \cdot v_{m,2}^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{\xi_{C,3-2}^2} - 1 \right) + \rho_{dp,3} \cdot v_{m,3}^2 - \frac{\rho_{dp,1} \cdot v_{m,1}^2}{\xi_{C,3-1}^2} - \frac{\rho_{dp,2} \cdot v_{m,2}^2}{\xi_{C,3-2}^2} + \Delta p_{ad} \quad (V. 63)$$

Avec Δp_{ad} perte de pression additionnelle ayant pour expression :

$$\Delta p_{ad} = \rho_{dp,3} \cdot v_{m,3}^2 \cdot \left(F_{\rho v^3,3} - 1 \right) + \Delta p_{fr} \quad (V. 64)$$

Les pertes de pression par frottement s'écrivent :

$$\Delta p_{fr} = \frac{\rho_{dp,3} \cdot v_{m,3}^2}{2} \cdot \left(1 - F_{\rho v^3,3} \right) \quad (V. 65)$$

Ainsi :

$$\Delta p_{ad} = \rho_{dp,3} \cdot v_{m,3}^2 \cdot \left(F_{\rho v^3,3} - 0.5 \cdot F_{\rho v^3,3} - 0.5 \right) \quad (V. 66)$$

Enfin, Schmidt et Loth (Schmidt & Loth 1994) proposent les équations suivantes pour les coefficients de contraction $\xi_{C,3-1}$ et $\xi_{C,3-2}$:

$$\xi_{C,3-1} = 0.159 \cdot w^3 - 0.418 \cdot w^2 + 0.719 \cdot w^1 + 0.018 \quad (V. 67)$$

$$\xi_{C,3-2} = -0.583 \cdot w^3 + 1.277 \cdot w^2 - 1.487 \cdot w^1 + 0.783 \quad (V. 68)$$

$$w = \left(1 + \left(\frac{\rho_{dp,2} \cdot v_{m,2}^2 \cdot S_2}{\rho_{dp,1} \cdot v_{m,1}^2 \cdot S_1} \right)^{1/2} \right)^{-1} \quad (V. 69)$$

Quant aux facteurs $F_{\rho v^3,i}$ et $F_{\rho v^2,i}$, nommés facteurs de correction de l'écoulement, les auteurs donnent :

$$F_{\rho v^3,i} = \frac{\dot{m}_i^3 \cdot \left(\frac{x_i^3}{\rho_{vap}^2 \cdot \varepsilon_i^2} + \frac{(1-x_i)^3}{\rho_{liq}^2 \cdot (1-\varepsilon_i)^2} \right)}{A_i^3 \cdot \rho_{dp,i} \cdot v_{m,i}^3} \quad (\text{V. 70})$$

$$F_{\rho v^2,i} = \frac{\dot{m}_i^2 \cdot \left(\frac{x_i^2}{\rho_{vap} \cdot \varepsilon_i} + \frac{(1-x_i)^2}{\rho_{liq} \cdot (1-\varepsilon_i)} \right)}{A_i^2 \cdot \rho_{dp,i} \cdot v_{m,i}^2} \quad (\text{V. 71})$$

Ce modèle, assez sophistiqué, a été retenu et implémenté dans le code que nous proposons parce qu'il traduit deux phénomènes : la contraction des courants d'écoulement et l'existence de la zone morte.

Pertes de pression dues aux frottements pariétaux du mélange au niveau de la BP

Ces pertes sont calculées à l'aide du modèle de Lockart-Martinelli (Lockhart & Martinelli 1949) détaillé au paragraphe V.1.3.6.

V.3 Validation expérimentale du modèle thermo hydraulique transitoire de l'EMC

La validation du modèle repose sur la comparaison de l'évolution temporelle des valeurs simulées et celles mesurées de deux variables: la température et la pression en sortie de l'EMC. Aussi, des indicateurs d'état permettant d'informer sur la configuration d'écoulement ont été définis dans cette section.

Définition des indicateurs de configurations d'écoulement dans l'évaporateur

Selon (Mishima & Ishii. 1984) il est possible de connaître la configuration d'écoulement à l'aide des critères donnés par les équations (V. 14), (V. 15) et (V. 16). Grace à ces critères des indicateurs d'état ont été définis comme expliqué au paragraphe V.1.3.3. La Figure V. 27 montre une représentation de l'évolution temporelle de ces quatre indicateurs associés à la configuration d'écoulement. Par convention, si la valeur de l'indicateur vaut 0, alors l'écoulement correspondant est absent, si la valeur vaut 1 alors le type d'écoulement indiqué est présent.

- L'indicateur « ind_LIQ » est associé à l'écoulement monophasique liquide.
- L'indicateur « ind_BUBBLY » est associé à l'écoulement à bulles.
- L'indicateur « ind_SLUG » est associé à l'écoulement caractérisé par des bouchons de vapeur.
- L'indicateur « ind_ANNULAR » est associé à un écoulement annulaire.

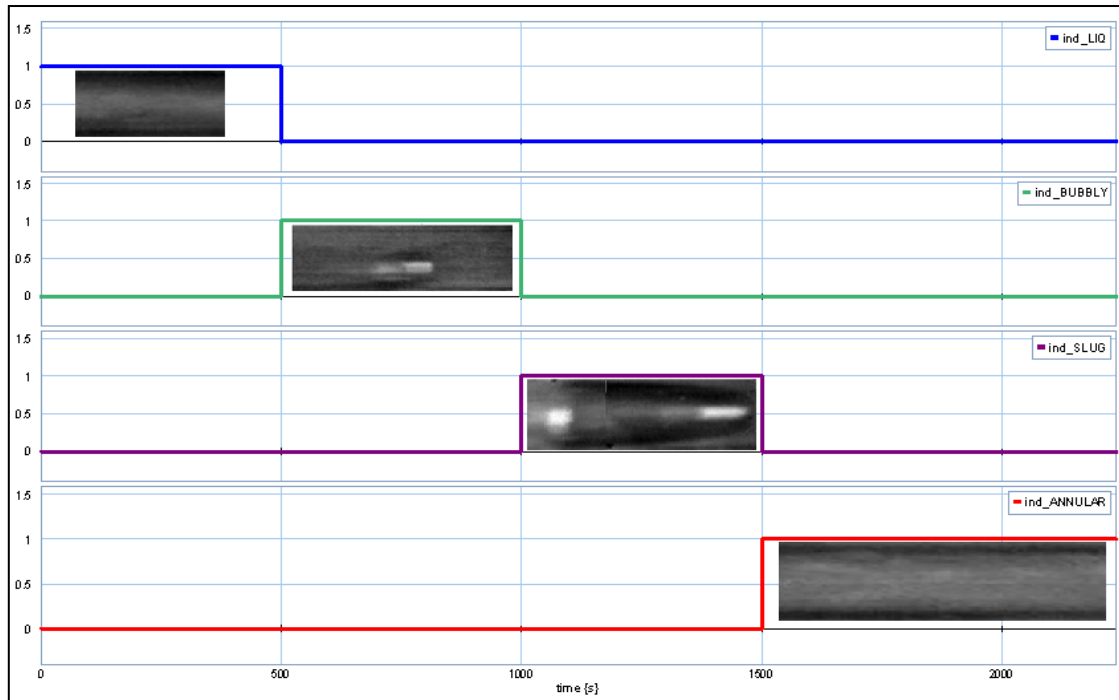


Figure V. 27: Configuration d'écoulement (liquide monophasique, bulles de vapeur, bouchons de vapeur et annulaire).

i. Capteurs et principe de validation expérimentale

L'EMC apparaît sur la Figure V. 28, entre la pompe et le CPB.

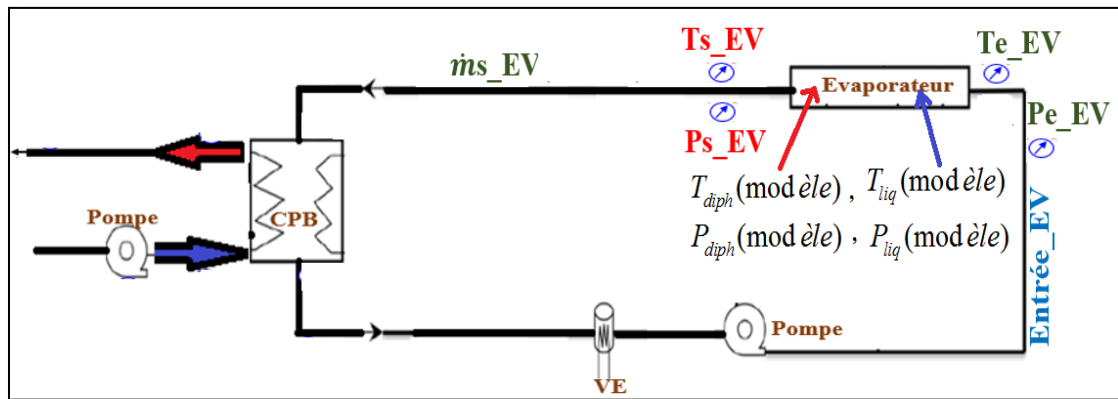


Figure V. 28: Schéma de la boucle avec la répartition des capteurs de pression et de température.

Légende:

P	T	\dot{m}_s_{EV}	e	s	EV	VE
pression	Température	débit volumique	Entrée	Sortie	Evaporateur	Pressuriseur

L'ensemble des 4 capteurs affichés sur la Figure V. 28 est partagé en deux groupes.

- Un premier groupe, formé de deux capteurs colorés en vert, donne les données expérimentales (pression et température) considérées comme entrées pour le modèle développé. En plus de ces deux entrées, le modèle a besoin comme entrée du débit $\dot{m}_{s_{EV}}$ disponible en sortie de l'EMC (voir Figure V. 28).

- Un deuxième groupe, constitué de deux capteurs en rouge, sert à valider les résultats du modèle.
- Précisons que la température du liquide ainsi que celles du mélange diphasique sont calculées par le modèle dans l'EMC alors qu'elles sont comparées aux mesures prises en sortie de l'échangeur, tandis que la pression est calculée au même endroit où le capteur est implanté.

ii. Description de l'essai de validation

Les deux relevés expérimentaux : T_{e_EV} et P_{e_EV} assurés par les capteurs verts, traduisent la sollicitation appliquée à l'EMC. Les courbes correspondantes sont tracées sur la Figure V. 29.

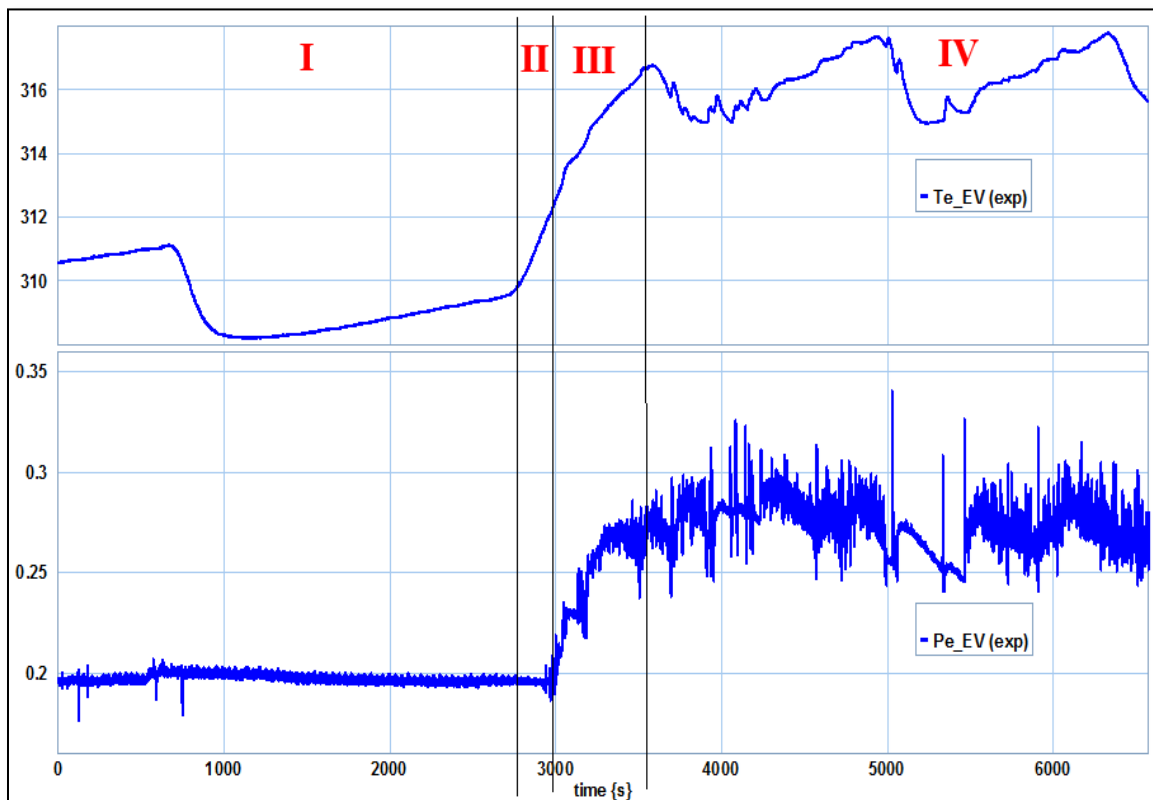


Figure V. 29: Sollicitations appliquées à l'EMC.

L'évolution de la température $T_{e_EV}(exp)$ est composée de quatre phases :

- Phase I : correspond au régime permanent initial. La variation de la température de +/- 2°C est l'effet de la régulation de la source secondaire.
- Phase II : la surface active de l'EMC est chauffée, le liquide frigorigène aussi, mais l'écoulement est encore monophasique.
- Phase III : L'augmentation de la température du fluide caloporteur entraîne son expansion volumique. De ce fait, une portion du liquide est envoyée dans le pressuriseur, la vapeur est ainsi comprimée, et la pression croît dans la boucle. C'est en l'occurrence ce que l'on observe sur la courbe de la pression. $P_{e_EV}(exp)$.
- Phase IV : Le fluide atteint la température de saturation et devient diphasique (température et pression se stabilisent). Les bulles de vapeur qui passent devant la membrane du capteur de pression justifient les oscillations enregistrées

iii. Résultats analysés de l'essai de validation

Températures

La Figure V. 30 récapitule l'évolution temporelle de :

- la température du liquide, mesurée en sortie EMC : $T_{s_EV}(exp)$ (courbe violette).
- la température du fluide, calculée dans l'EMC : $T_{fluid_EV}(modèle)$ (courbe rouge).
- la température de saturation dans l'EMC : $T_{sat_EV}(modèle)$ (courbe bleue).

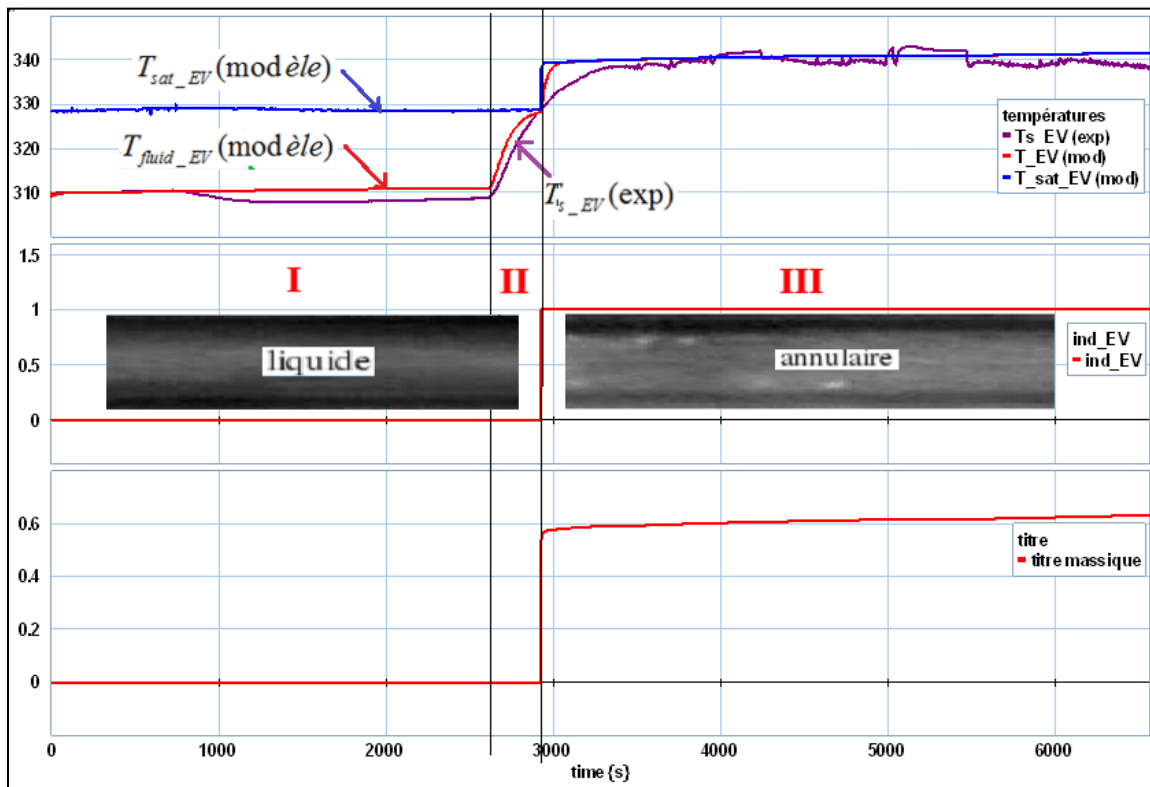


Figure V. 30: Evolution temporelle des températures calculées dans l'EMC, mesurées en sortie et l'indicateur d'état du fluide frigorigène.

Globalement, selon les critères de (Mishima & Ishii, 1984), l'écoulement passe essentiellement par deux configurations le long de l'essai de validation ici exploité. Un premier état liquide monophasique suit par un écoulement annulaire comme l'indique la Figure V. 30. Aussi, vu le titre massique qui ne dépasse pas 60% (voir Figure V. 30), le phénomène d'assèchement n'apparaît pas pour ce cas test.

Phase monophasique (I et II):

Globalement, durant cette phase de montée en température, on constate que la dynamique traduite par la température calculée $T_{fluid_EV}(modèle)$ est très similaire à celle mesurée en sortie de l'EMC $T_{s_EV}(exp)$. Cependant, un écart persiste entre les deux grandeurs. Il faut rappeler que le capteur de température $T_{s_EV}(exp)$, voir Figure V. 28, se situe sur la paroi extérieur du tube en sortie de l'échangeur, alors que la température du liquide $T_{fluid_EV}(modèle)$ est calculée dans un mini-canal équivalent. Cet écart est alors justifié par le gradient de température subsistant entre le point de mesure et celui de calcul.

La température du liquide $T_{fluid_EV}(\text{modèle})$ croît jusqu'à atteindre la température de vapeur saturante $T_{sat_EV}(\text{modèle})$ qui correspond à la pression dans l'évaporateur. A cet instant, le fluide change d'état, comme le montre l'indicateur $ind_EV = 1$ sur la Figure V. 30.

Phase diphasique (III):

Une fois que le diphasique s'installe, le modèle de l'EMC est traité comme un seul volume de mélange diphasique homogène.

En effet, en régime diphasique, le fluide est en saturation, donc sa température est fonction de la pression du mélange. Or, la pression en sortie EMC, au niveau du capteur de température $T_{s_EV}(\text{exp})$ est proche de celle qui règne dans l'EMC, ceci étant le résultat d'une faible perte de charge. La courbe Figure V. 31 montre que la perte de pression aux bornes de l'EMC ne dépasse pas 0.002 bar. Par conséquent, la température du mélange diphasique mesurée $T_{s_EV}(\text{exp})$ et celle calculée $T_{fluid_EV}(\text{modèle})$ doivent être proches, ce qui est obtenu par le modèle transitoire, compte tenu de la position de la courbe violette par rapport à la verte tracées sur la Figure V. 30.

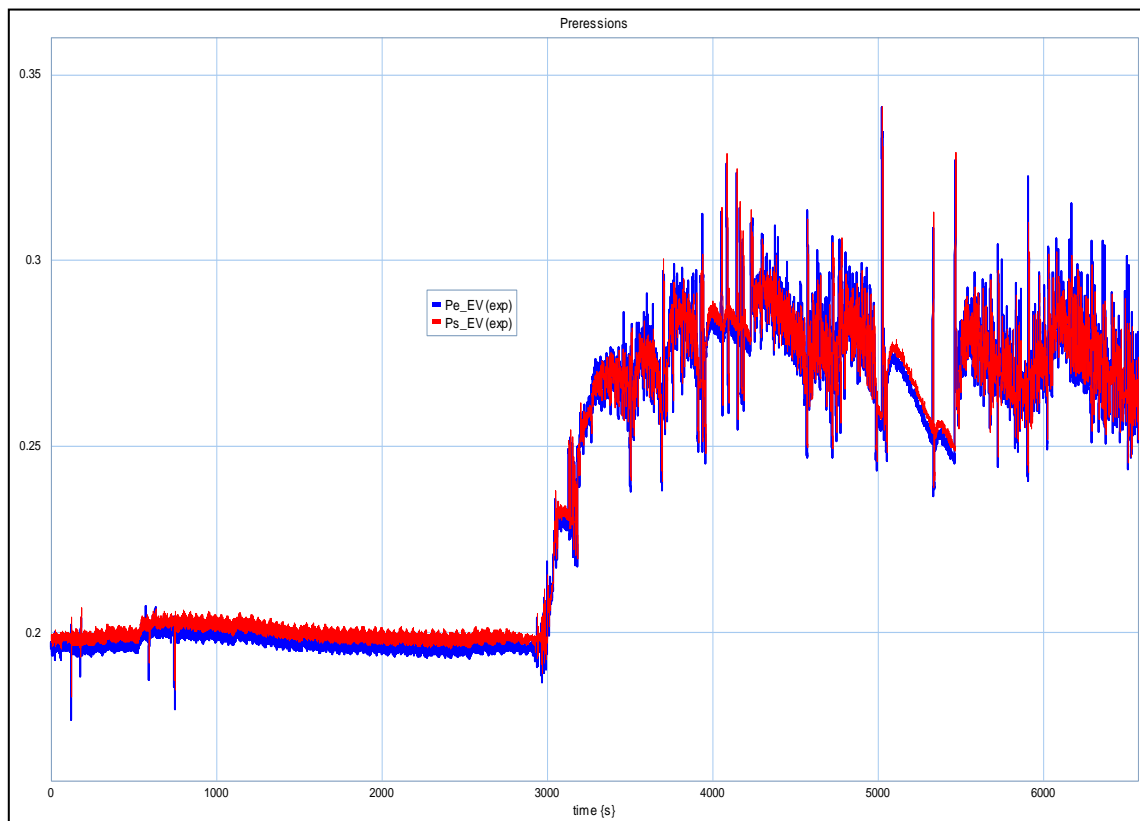


Figure V. 31: Evolution temporelle des pressions aux bornes de l'EMC.

Pression en sortie de l'EMC

L'étude du modèle dynamique se poursuit en analysant, cette fois-ci, sa capacité à retranscrire le champ des pressions. Pour ce faire, les évolutions temporelles de pression du fluide, calculée $P_{fluid_s_EV}(\text{modèle})$ et mesurée $P_{s_EV}(\text{exp})$ sont représentées sur la Figure V. 32.

Les pressions mesurée $P_{s_EV}(exp)$ et calculée $P_{fluid_s_EV}(modèle)$ sont très proches tant en régime permanent que transitoire.

Les multiples pics visibles sur le relevé expérimental de $P_{s_EV}(exp)$ sont liés au passage des bulles de vapeur à proximité capteur. D'ailleurs, on observe qu'ils s'intensifient au fur et à mesure que la pression augmente. En effet, cette augmentation est justement due à l'apparition de la vapeur qui tend à vider l'évaporateur, le pressuriseur se remplit et la pression croît dans la boucle. L'état d'équilibre est atteint au bout de 4000 s.

Le modèle prévoit, avec bonne précision, le passage du monophasique au diphasique. Cette transition est assurée par l'intermédiaire de l'indicateur de phase ind_EV qui prend la valeur 1 au moment où la pression $P_{s_EV}(exp)$ commence à augmenter avec des oscillations qui informent sur la conséquence de la présence des bulles dans la boucle.

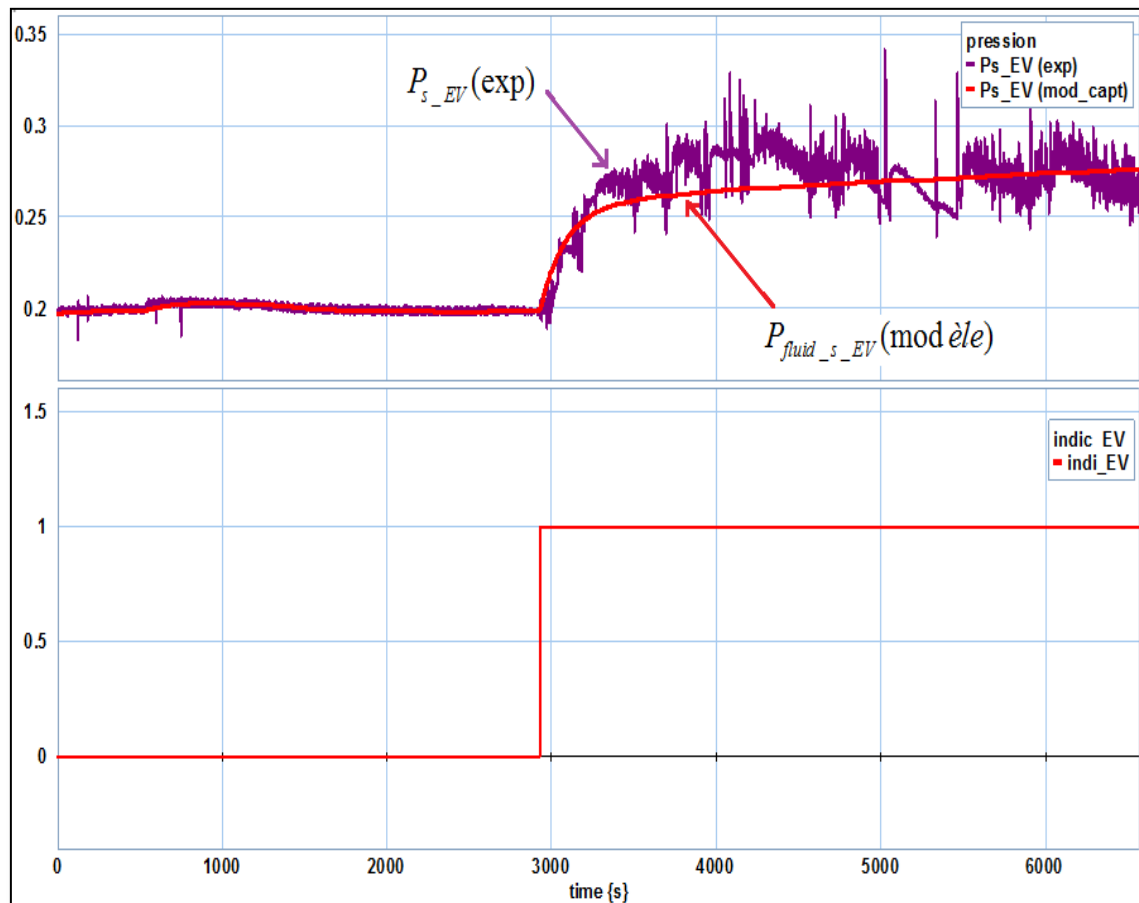


Figure V. 32: Evolution temporelle de la pression du fluide, calculée et mesurée, en sortie de l'EMC.

Bilan

La confrontation des résultats de la simulation avec les relevés expérimentaux de la pression et de la température montre que le modèle instationnaire développé est en mesure de prédire d'une manière fiable la dynamique hydraulique ainsi que la thermodynamique de l'EMC

Conclusion

L'EMC étudié faisant l'objet de nos investigations a été présenté au chapitre II. Le présent chapitre V est structuré selon trois axes complémentaires : étude de l'art, puis développement d'un modèle dynamique de l'EMC, enfin, la validation expérimentale du modèle.

La première partie commence par une discussion des points forts des EMC qui ont agencé le choix d'une telle technologie d'échangeurs dans l'équipement de la BFDPM. Ensuite, nous avons présenté quelques notions typiques à la physique des mini-canaux, comme le phénomène de confinement qui, selon le critère de Conwell et Kew, est bien présent dans notre évaporateur. Parmi les notions également discutées, on rappelle la problématique de classification des canaux, qui à l'état actuel de la recherche est encore sujet à des discussions ; il n'existe pas, à ce jour, de critère universel satisfaisant. Cependant, nous avons choisi celui de Kandlikar. Par ailleurs, un nombre de Reynolds critique de 2200 a été fixé comme limite de transition entre les deux régimes hydrauliques (laminaire et turbulent).

Cette première partie se poursuit par une étude bibliographique qui porte sur les travaux de modélisation existants. Elle montre un nombre limité de modèles analytiques stationnaires, quant aux modèles numériques dynamiques, les tentatives restent rares.

Nous avons introduit les travaux de Sobierska qui servent d'étude de base permettant le choix d'un mini-canal de diamètre hydraulique de 0.484 mm et qui a l'avantage d'être thermo hydrauliquement caractérisé par l'auteur. Nous avons, en particulier, discuté des différents types d'écoulements pouvant être rencontrés dans ce mini-canal ainsi que la cartographie d'écoulement dont les frontières sont caractérisées par le calcul. De ce fait, le modèle proposé dans cette thèse est capable de prédire la configuration d'écoulement. Ensuite, nous avons établi le lien entre la topographie d'écoulement et les mécanismes d'échanges de chaleur. Enfin, l'état de l'art se termine par l'étude exhaustive des corrélations du coefficient d'échange thermique et des pertes de charges monophasiques et diphasiques typiques aux écoulements dans un mini-canal

Une seconde partie du chapitre est consacrée à la description détaillée du modèle de l'EMC. Le modèle numérique dynamique proposé doit son originalité à la théorie des bond graphs qui permet au modélisateur d'affiner le modèle en intégrant de nouveaux phénomènes sophistiqués sans pour autant modifier la structure de base du modèle proposé. Le formalisme est alors présenté et les choix des corrélations des échanges thermiques et des pertes de charges sont justifiés en se référant à l'étude de Sobierska.

Une troisième section est consacrée à la validation du modèle. Le banc d'essai expérimental présenté au chapitre II est utilisé à cette fin. Les conditions opératoires sont précisées dans cette partie. Une confrontation des résultats de la simulation avec ceux obtenus expérimentalement est pratiquée. L'analyse des courbes permet de conclure que le modèle dynamique proposé dans le cadre de la présente thèse retranscrit correctement le comportement thermo hydraulique du fluide dans l'évaporateur.

Chapitre VI. Modèle thermo-hydraulique complet de la boucle pompée fonctionnant en régime transitoire

Comme on a pu le voir précédemment, la boucle diphasique à pompage mécanique étudiée dans le cadre de la présente thèse est composée de cinq composants : un pressuriseur, un évaporateur à mini-canaux (EMC), un condenseur à plaques brasées (CPB), des conduites et une pompe volumétrique. Le pressuriseur, l'EMC ainsi que le CPB ont été étudiés séparément dans les chapitres III, IV et V où les modèles dynamiques proposés pour chacun de ces composants ont été validés expérimentalement. L'objectif du présent chapitre est de mettre en connexion l'ensemble des sous modèles en vue d'aboutir à un modèle complet de la boucle. Une validation expérimentale s'impose alors naturellement pour vérifier l'aptitude du modèle à transcrire le comportement thermo hydraulique de la boucle en fonctionnement transitoire.

VI.1 Description des modèles des conduites et de la pompe volumétrique

VI.1.1 Modèle bond graph des conduites

Comme indiqué sur la Figure VI. 1, la boucle est constituée, en plus des éléments déjà décrits, de trois conduites dont les dimensions géométriques sont:

- Conduite C1 : reliant l'évaporateur et le condenseur $L_{C1} = 1020mm$, $D_{C1} = 6mm$.
- Conduite C2 : reliant le condenseur et la pompe $L_{C2} = 1300mm$, $D_{C2} = 4mm$.
- Conduite C3 : reliant la pompe et l'évaporateur $L_{C3} = 1174mm$, $D_{C3} = 4mm$.

Les conduites sont supposées parfaitement adiabatiques donc aucun échange thermique vers le milieu ambiant n'est à prendre en compte.

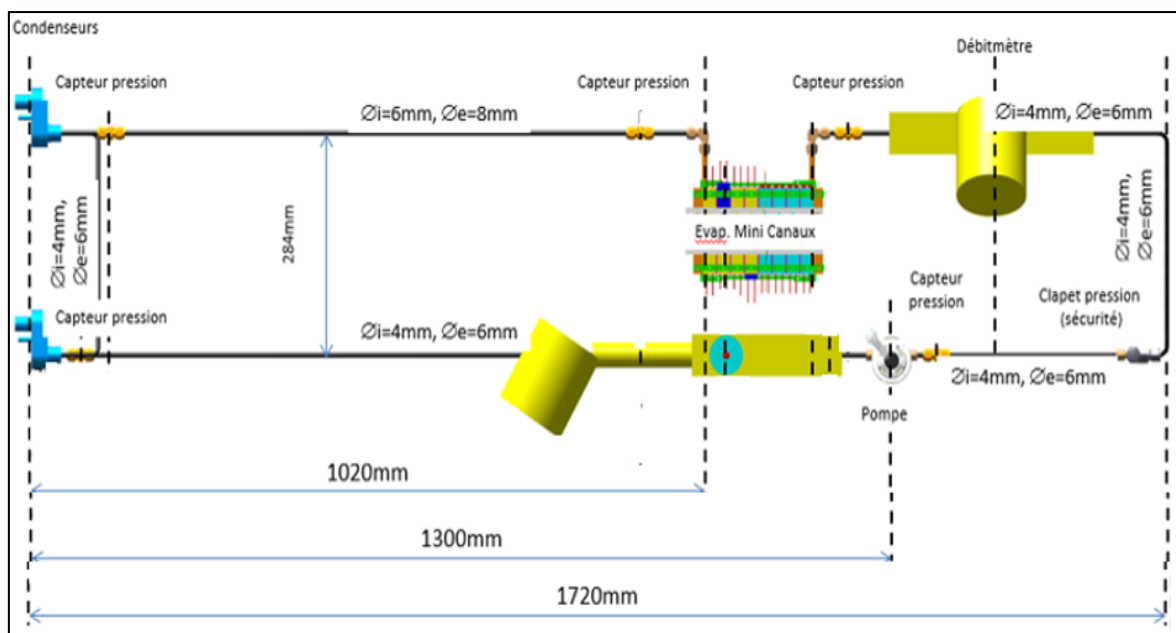


Figure VI. 1: Dimensions des conduites de la boucle diphasique (vue de dessus).

Conduite C1 en régime monophasique

La modélisation retenue pour cette conduite suppose qu'il n'y a aucun stockage de matière ni de chaleur. Par contre, un échauffement éventuel du fluide dû aux frottements pariétaux est envisagé. Par ailleurs, en régime monophasique le débit de l'écoulement est imposé par la pompe tandis qu'en régime diphasique le débit est calculé naturellement en résolvant l'équation de la conservation de quantité de mouvement c'est le cas de la conduite C2-. Compte tenu de ces hypothèses, la conduite C1 est modélisée à l'aide de l'élément bond graph RS où R représente les pertes de charges et S désigne l'échauffement dû aux frottements. La Figure VI. 2 représente le modèle de la conduite traversée par le fluide à l'état monophasique.

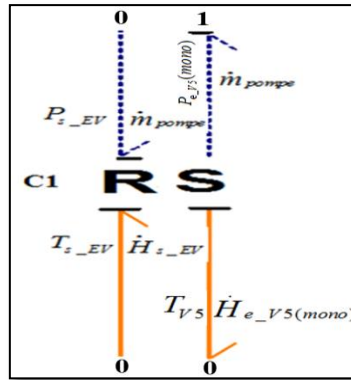


Figure VI. 2: modèle bond graph de la conduite C1 en régime monophasique.

EV désigne l'évaporateur, V5 étant le volume du condenseur occupé par le liquide comme le montre la Figure IV.13.

Calcul des pertes de charges

Les pertes de pression par frottement en monophasique ΔP_{frot_C1} sont calculées à l'aide de la formule de Darcy-Weisbach :

$$\Delta P_{frot_C1} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{liq} \cdot v_{C1}^2 \cdot \frac{L_{C1}}{D_{C1}} \cdot f_{C1} = 2 \cdot \frac{\dot{m}_{pompe}^2 \cdot L_{C1}}{\rho_{liq} \cdot \pi^2 \cdot D_{C1}^5} \cdot f_{C1} \quad (VI. 1)$$

avec :

Si : $Re < 2200$, (régime laminaire) alors la formule de Hagen-Poiseuille permet d'écrire :

$$f_{C1} = \frac{64}{Re} \quad (VI. 2)$$

Sinon, (régime turbulent ou de transition), l'expression de Blasius est :

$$f_{C1} = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (VI. 3)$$

ρ_{liq} est calculée à l'aide de l'équation (III.1).

Ainsi :

$$P_{e_V5}(mono) = P_{s_EV} - \Delta P_{frot} \quad (VI. 4)$$

P_{s_EV} est calculée à l'aide de (V. 34).

Calcul des deux flux enthalpiques \dot{H}_{s_EV} et $\dot{H}_{e_V5(mono)}$

$$\dot{H}_{s_EV} = \dot{m}_{pompe} \cdot c_{p,liq} \cdot T_{s_EV} \tag{VI. 5}$$

$c_{p,liq}$ est obtenue à l'aide de (III.3) et T_{s_EV} est calculée à l'aide de l'équation (V. 33).

$$\dot{H}_{e_V5(mono)} = \left(\dot{m}_{pompe} \cdot c_{p,liq} \cdot T_{V5} \right) + \left(\Delta P \cdot \frac{\dot{m}_{pompe}}{\rho_{liq}} \right) \tag{VI. 6}$$

T_{V5} est calculée à l'aide de l'équation (IV.39). Le terme $\left(\Delta P \cdot \frac{\dot{m}_{pompe}}{\rho_{liq}} \right)$ correspond à l'échauffement du fluide dû aux frottements pariétaux.

Conduite C1 en régime diphasique

Une fois que la température du liquide dans l'évaporateur a atteint la température de saturation, le fluide change d'état et devient diphasique (un mélange de liquide et de vapeur). Ceci entraîne une variation du débit masse du liquide sortant de l'échangeur. Ce débit est alors calculé en résolvant l'équation de conservation de quantité de mouvement, ce qui se fait à l'aide de l'élément bond graph inertiel I comme le montre la Figure VI. 3.

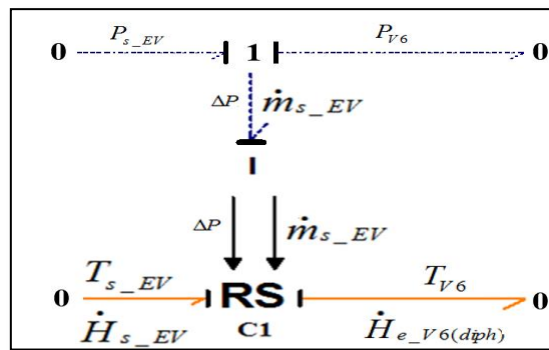


Figure VI. 3: modèle bond graph de la conduite C1 en régime diphasique.

V6 étant le volume du condenseur occupé par le mélange diphasique comme le montre la Figure IV.13.

Calcul de débit \dot{m}_{s_EV}

Nous avons alors :

$$\frac{d(m_{fluid} \cdot v(t))}{dt} = (S_{C1} \cdot \Delta P) \tag{VI. 7}$$

Avec : S_{C1} : Section de la conduite C1.

$$\Delta P = P_{s_EV} - P_{V6} \tag{VI. 8}$$

Les deux pressions P_{s_EV} et P_{V6} sont calculées selon la méthode présentée en Annexe G (Calcul de la pression).

La résolution de l'équation de quantité de mouvement donne la vitesse de l'écoulement:

$$v(t) = \frac{1}{m_{fluid}} \cdot \int (S_{C1} \cdot \Delta P) \cdot dt \quad (VI. 9)$$

D'où le débit en entrée de la conduite C1 :

$$\dot{m}_{s_EV} = \rho_{eq} \cdot S_{C1} \cdot v(t) \quad (VI. 10)$$

Avec ρ_{eq} calculée à l'aide de (V. 59).

Calcul des flux d'enthalpie \dot{H}_{s_EV} et $\dot{H}_{e_V6}(diph)$

$$\dot{H}_{s_EV} = \dot{m}_{s_EV} \cdot c_{p,eq} \cdot T_{s_EV} \quad (VI. 11)$$

T_{s_EV} est calculée comme montré dans Annexe G (Calcul de la pression).

$$c_{p,eq} = x \cdot c_{p,vap} + (1-x) \cdot c_{p,liq}$$

Avec $c_{p,liq}$ et $c_{p,vap}$ calculées successivement à l'aide des équations (III.1) et (III.3).

$$\dot{H}_{e_V6}(diph) = \left(\dot{m}_{s_EV} \cdot c_{p,eq} \cdot T_{V6} \right) + \left(\Delta P \cdot \frac{\dot{m}_{s_EV}}{\rho_{eq}} \right) \quad (VI. 12)$$

Conduite C2

La conduite reliant le condenseur et la pompe est modélisée par un élément bond graph RS comme le montre la Figure VI. 4 où l'on suppose que le débit masse de l'écoulement la traversant est celui de la pompe \dot{m}_{pompe} .

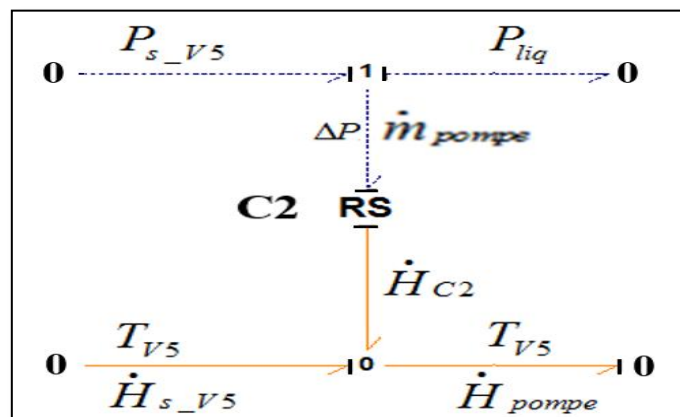


Figure VI. 4: modèle bond graph de la conduite C2.

Calcul de flux enthalpique \dot{H}_{C2}

$$\dot{H}_{C2} = \left(\dot{m}_{pompe} \cdot c_{p,liq} \cdot T_{V5} \right) + \left(\Delta P \cdot \frac{\dot{m}_{pompe}}{\rho_{liq}} \right) \quad (VI. 13)$$

Avec

$$\Delta P = P_{s_{V5}} - P_{liq} \quad (VI. 14)$$

La pression P_{liq} est celle calculée en sortie du pressuriseur à l'aide de l'équation (III.17).

\dot{H}_{pompe} sera explicité dans le paragraphe suivant. De ce fait, il vient :

$$\dot{H}_{s_{V5}} = \dot{H}_{pompe} - \dot{H}_{C2} \quad (VI. 15)$$

Conduite C3. La conduite reliant la pompe et l'évaporateur est modélisée par un élément bond graph RC comme le montre la Figure VI. 5. Cette conduite est le siège de stockage de chaleur, sur le plan hydraulique elle représente une simple perte de charge. Le débit masse de l'écoulement la traversant est celui de la pompe \dot{m}_{pompe} .

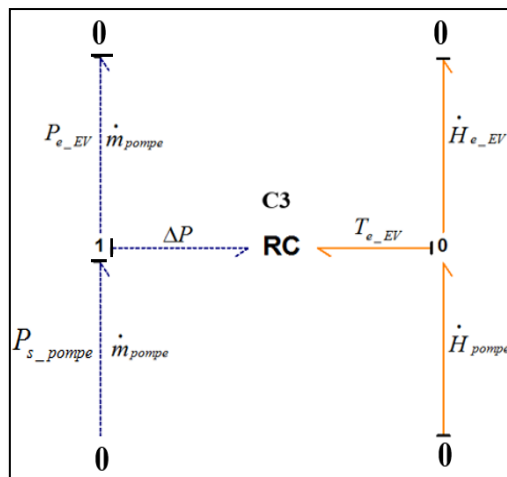


Figure VI. 5: modèle bond graph de la conduite C3.

Calcul des pertes de pression ΔP

Pour ce faire, la loi de Darcy- Weisbach est à nouveau utilisée :

$$\Delta P_{frot_{C3}} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{liq} \cdot v_{C3}^2 \cdot \frac{L_{C3}}{D_{C3}} \cdot f_{C3} = 2 \cdot \frac{\dot{m}_{pompe}^2 \cdot L_{C3}}{\rho_{liq} \cdot \pi^2 \cdot D_{C3}^5} \cdot f_{C3} \quad (VI. 16)$$

Le coefficient de frottement f_{C3} est calculé à l'aide des équations (VI. 2) et (VI. 3).

Nous avons donc :

$$P_{e_{EV}} = P_{s_{pompe}} - \Delta P_{frot_{C3}} \quad (VI. 17)$$

$P_{s_{pompe}}$ est calculée dans le paragraphe VI.1.2.

Calcul de la température $T_{e_EV}(t)$

La masse de fluide contenue dans la conduite C3 reçoit deux flux de chaleur :

- \dot{H}_{pompe} flux d'enthalpie de la matière qui rentre dans la conduite C3 comme le montre la figure (VI. 5).
- \dot{H}_{e_EV} flux d'enthalpie de la matière disponible en sortie de la conduite C3, calculé grâce à l'équation (V. 31).

⇒ L'équation de l'énergie est écrite au niveau de la jonction thermique 0_{th} , on a :

$$\dot{H}_{acc} = \dot{H}_{pompe} - \dot{H}_{e_EV} \quad (VI. 18)$$

⇒ Le stockage d'enthalpie dans la conduite C3 est calculé dans l'élément multiport RC_{liq} :

$$H_{acc}(t) = \int_t \dot{H}_{acc}(t) \cdot dt + H_0 \quad (VI. 19)$$

H_0 est l'enthalpie initiale du liquide de masse $(\rho_{liq} \cdot V_{C3})$ contenu dans la conduite C3, elle vaut :

$$H_0 = (\rho_{liq} \cdot V_{C3}) \cdot c_{p,0} \cdot T_{liq,0} \quad (VI. 20)$$

⇒ La loi constitutive de l'élément RC donnant la température du liquide s'écrit alors :

$$T_{e_EV}(t) = \frac{H_{acc}(t)}{(\rho_{liq} \cdot V_{C3}) \cdot c_{p,liq}} \quad (VI. 21)$$

VI.1.2 Modèle bond graph de la pompe volumétrique

La pompe équipant le banc d'essai est une pompe volumétrique conçue et développée par l'entreprise Atmostat (une des entreprises partenaires dans le projet FUI). Les courbes caractéristiques de cette pompe sont présentées par la Figure VI. 6.

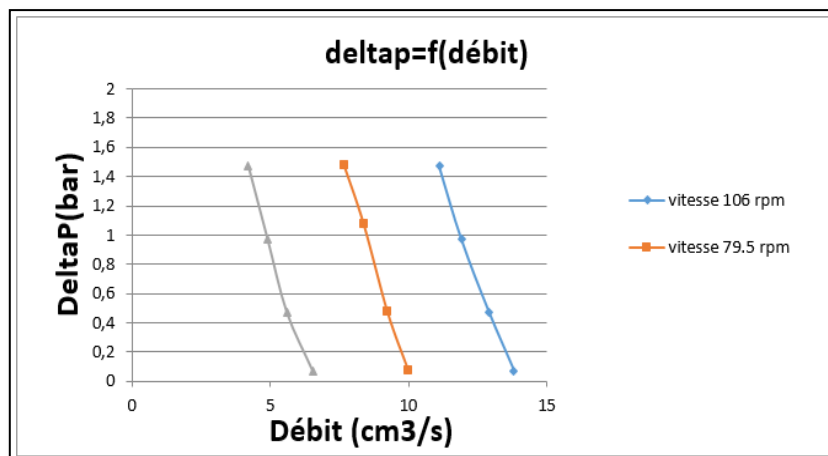


Figure VI. 6: courbes caractéristiques de la pompe volumétrique.

La pompe est modélisée de telle sorte qu'elle délivre en sortie une pression P_{s_pompe} . Le calcul de cette pression repose sur l'exploitation des courbes caractéristiques et la connaissance du débit masse \dot{m}_{pompe} , ce débit est une entrée du modèle bond graph de la pompe.

Calcul de la pression en sortie pompe P_{s_pompe}

L'utilisateur du banc commande la pompe via l'interface homme machine par l'intermédiaire d'une tension U_{pompe} , la vitesse de rotation de la pompe se calcule comme suit :

$$w_{pompe} = 53 \cdot U_{pompe} \quad (\text{VI. 22})$$

Où U_{pompe} s'exprime en V, et w_{pompe} en tr/min.

La relation entre la tension et la vitesse de rotation du moteur de la pompe respecte une loi affine. Les deux points suivants appartiennent à cette droite :

- Pour $U_{pompe} = 0$ nous avons : $w_{pompe} = 0$.
- Pour $U_{pompe} = 4$ nous avons : $w_{pompe} = 26400 / A$, avec $A = 128$ correspondant au rapport de réduction du moteur de la pompe. Donc : $w_{pompe} = 206.25$.

Ainsi la pente de la droite caractéristique de la pompe est de 51.56 tr/min/V . Ayant la vitesse de rotation, il est possible grâce au graphe de la Figure VI. 6 de positionner la courbe caractéristique qui est une droite. De ce fait les coefficients (a et b) de ladite droite sont connus et nous avons :

$$\Delta P = P_{liq} - P_{s_pompe} = a \cdot \dot{m}_{pompe} + b \quad (\text{VI. 23})$$

Il vient alors :

$$P_{s_pompe} = P_{liq} - (a \cdot \dot{m}_{pompe} + b) \quad (\text{VI. 24})$$

La causalité figurant sur la Figure VI. 7 montre bien que la pompe délivre une pression en sortie. En effet, cette pression est une fonction de la pression P_{liq} imposée par le pressuriseur qui permet, à quelques pertes de charges près, d'imposer au niveau de l'évaporateur la température de saturation, autrement dit la température à partir de laquelle le refroidissement par voie diphasique commence.

Calcul de flux enthalpique \dot{H}_{pompe}

$$\dot{H}_{pompe} = \dot{m}_{pompe} \cdot c_p \cdot T_{V5} \quad (\text{VI. 25})$$

La pompe est modélisée en bond graph par un élément R quatre ports comme présenté en Figure VI. 7.

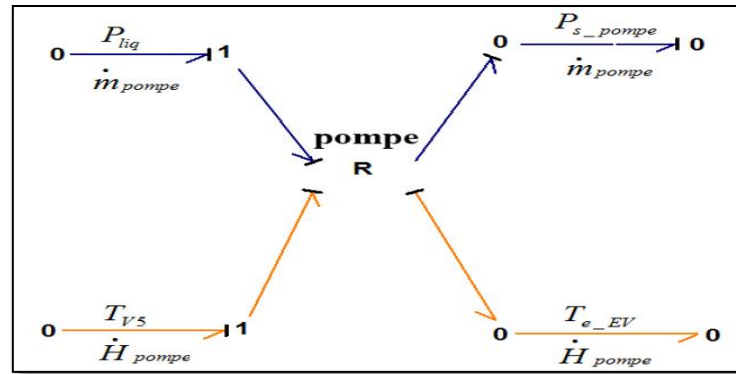


Figure VI. 7: modèle bond graphe de la pompe volumétrique.

VI.1.3 Présentation du modèle complet de la boucle diphasique

A présent, l'ensemble des éléments de la boucle a été modélisé et validé individuellement avec une très bonne concordance entre résultats numériques et expérimentaux.

Les sept sous modèles élaborés sont :

- Le modèle du pressuriseur faisant l'objet du chapitre III.
- Le modèle du condenseur à plaques brasées faisant l'objet du chapitre IV.
- Le modèle de l'évaporateur à mini-canaux faisant l'objet du chapitre V.
- Le modèle de la conduite C1 (évaporateur/condenseur), le modèle de la conduite C2 (condenseur/pompe), le modèle de la conduite C3 (pompe/ évaporateur). Ces quatre modèles faisant l'objet du paragraphe VI.1.1.
- Le modèle de la pompe faisant l'objet du paragraphe VI.1.2.

La connexion de l'ensemble de ces sous modèles donne naissance au modèle complet de la boucle diphasique à pompage mécanique dont une représentation dite éclatée est donnée par la Figure VI. 8. La Figure VI. 9 donne une vision compacte du modèle dynamique complet de la boucle. Il s'agit d'un modèle bond graph baptisé « Word bond graph », ou « Bond-graph à mots ».

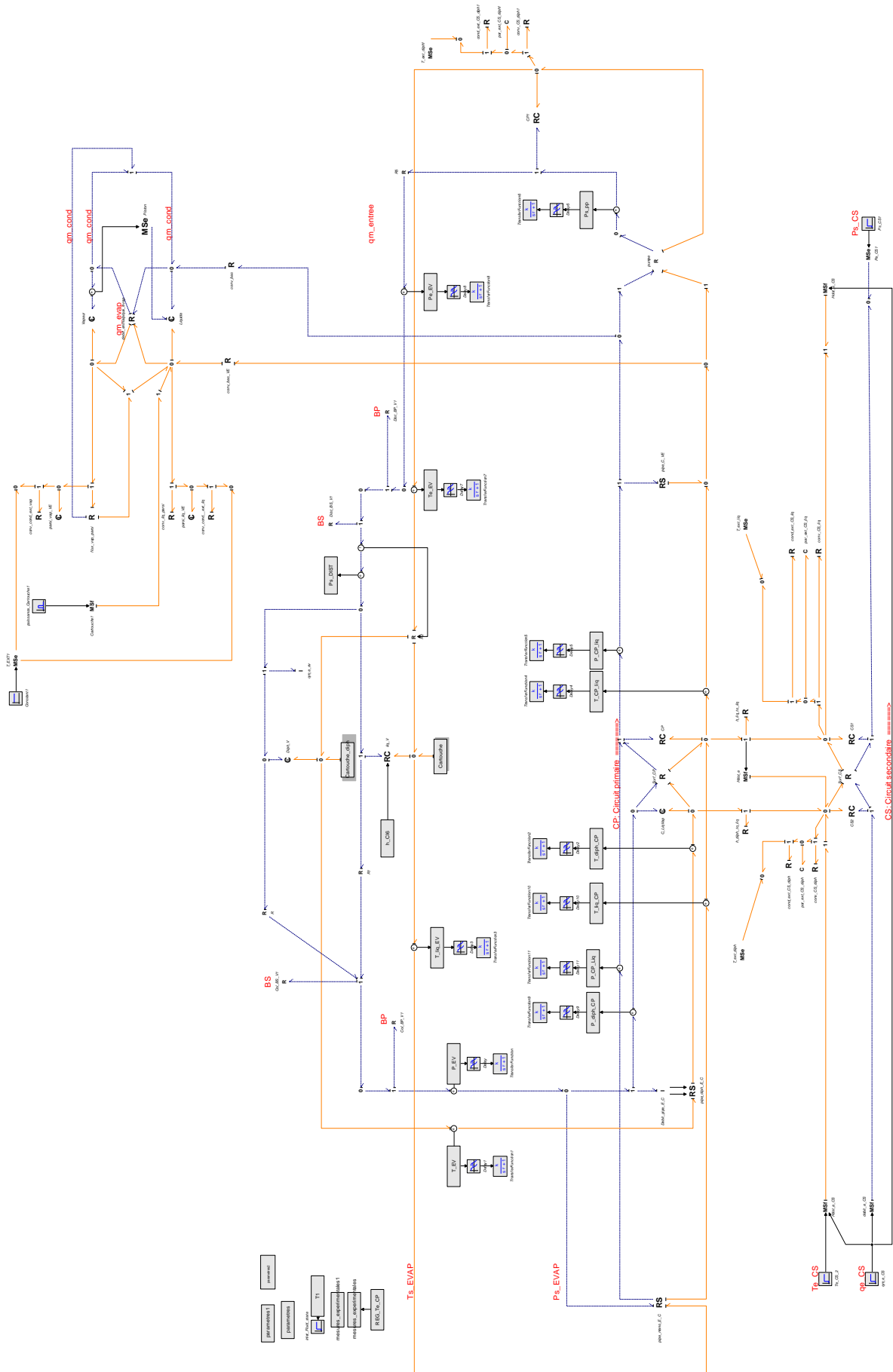


Figure VI. 8: modèle bond graph éclaté de la boucle pompée.

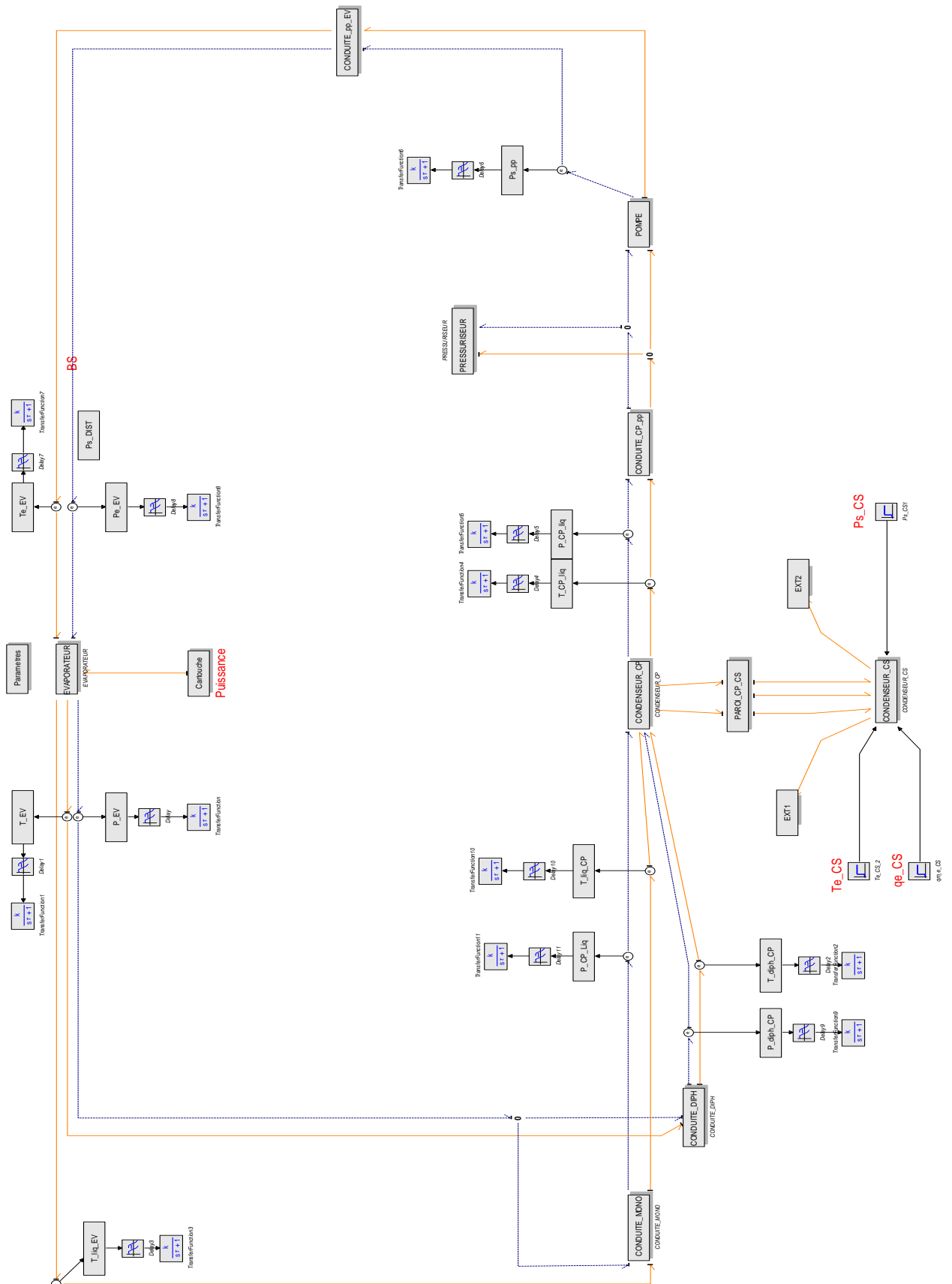


Figure VI. 9: modèle bond graph encapsulé de la boucle pompée.

VI.2 Validation expérimentale du modèle complet de la boucle pompée

VI.2.1 Description de l'essai de validation

La position des capteurs de pression et de température équipant le banc a été présentée dans les paragraphes (III.4), (IV.3) et (V.3). Le modèle dynamique est expérimentalement validé à l'aide du banc décrit au chapitre II.

Essai de validation :

Comme mentionné au chapitre III, le banc dispose de six entrées, rappelées Figure VI-10

- T_{amb} : La température de l'environnement de la boucle.
- T_{cons_SC} : La température de l'eau en entrée du circuit secondaire du condenseur.
- T_{cons_Press} : La température de consigne du pressuriseur.
- \dot{m}_{pompe} : Le débit de la pompe du circuit primaire.
- $\dot{q}_{m_e_CS}$: Le débit de la pompe du circuit secondaire (coté condenseur).
- \dot{Q} : Le flux de puissance appliqué à l'évaporateur.

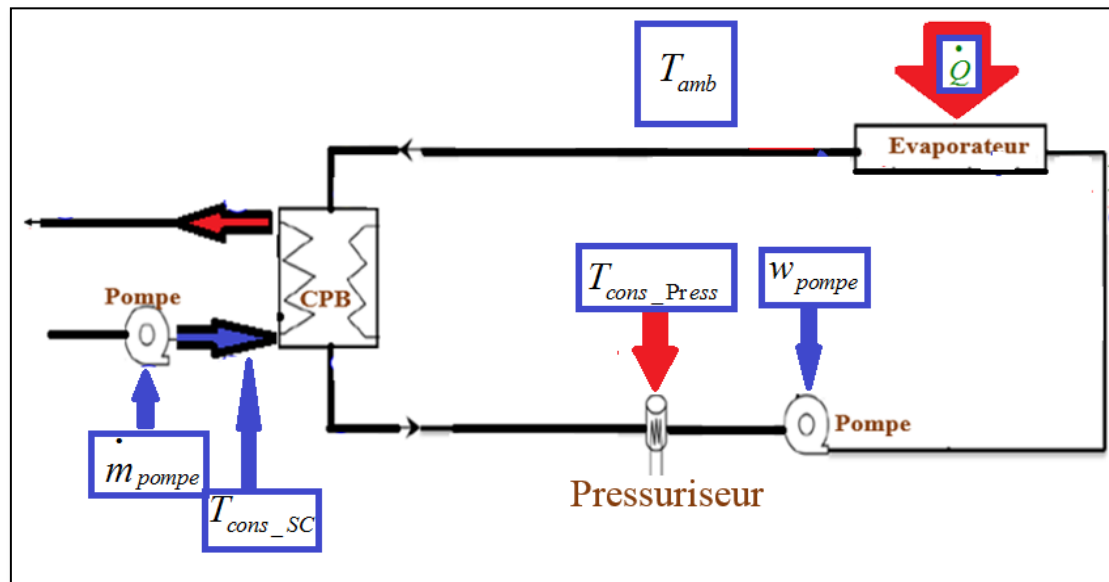


Figure VI. 10: Les six entrées du banc d'essai.

Ainsi, pour lancer un essai, l'utilisateur du banc doit spécifier la valeur de chacune de ces variables et attendre la stabilisation complète de ces grandeurs avant d'appliquer le flux de puissance chaud à l'évaporateur. L'essai se déroule donc à partir d'un régime stabilisé fixé.

Paramètres de pilotage de l'essai de validation

Le Tableau VI. 1 récapitule l'ensemble des données d'entrée.

Paramètre	T_{amb}	T_{cons_SC}	T_{cons_Press}	\dot{m}_{pompe}	\dot{m}_{e_CS}	\dot{Q} :
valeur	22°C	40°C	60°C	0.002 kg/s	0.014 kg/s	200 w

Tableau VI. 1: récapitulatif des valeurs d'entrée fixes.

VI.2.2 Résultats de la simulation et confrontation avec l'expérience

VI.2.2.1 Températures

La Figure VI. 11 montre l'évolution de la température calculée par le modèle dans l'évaporateur $T_{EV(mod)}$, et celle mesurée en sortie de cet échangeur $Ts_{EV(exp)}$. Tout d'abord, on peut observer que le régime permanent initial est parfaitement décrit par le modèle. A partir de l'instant où le flux de chaleur ($Flux(exp)$) est appliqué à l'évaporateur, la température prédite par le modèle $T_{EV(mod)}$ croît avec une pente quasiment identique que celle donnée par le capteur de température $Ts_{EV(exp)}$. Néanmoins, une légère différence est observée. Cette différence est due à la position du capteur de température qui se trouve fixé sur la paroi extérieure de la conduite en sortie évaporateur alors que la température $T_{EV(mod)}$ est celle du fluide se trouvant à l'intérieur de l'échangeur (dans l'élément C). Une fois que la température $T_{EV(mod)}$ du liquide atteint la température de saturation $T_{sat_EV(mod)}$, le changement de phase s'opère, ce qui est indiqué par l'indicateur ind_{EV} . La température du mélange diphasique est désormais une fonction de la pression. Etant donné que la perte de charge est faible le long de l'échangeur, les températures dans celui-ci et celle en sortie doivent être aussi très proches, c'est ce qu'illustre le graphe 3 de la Figure VI. 11.

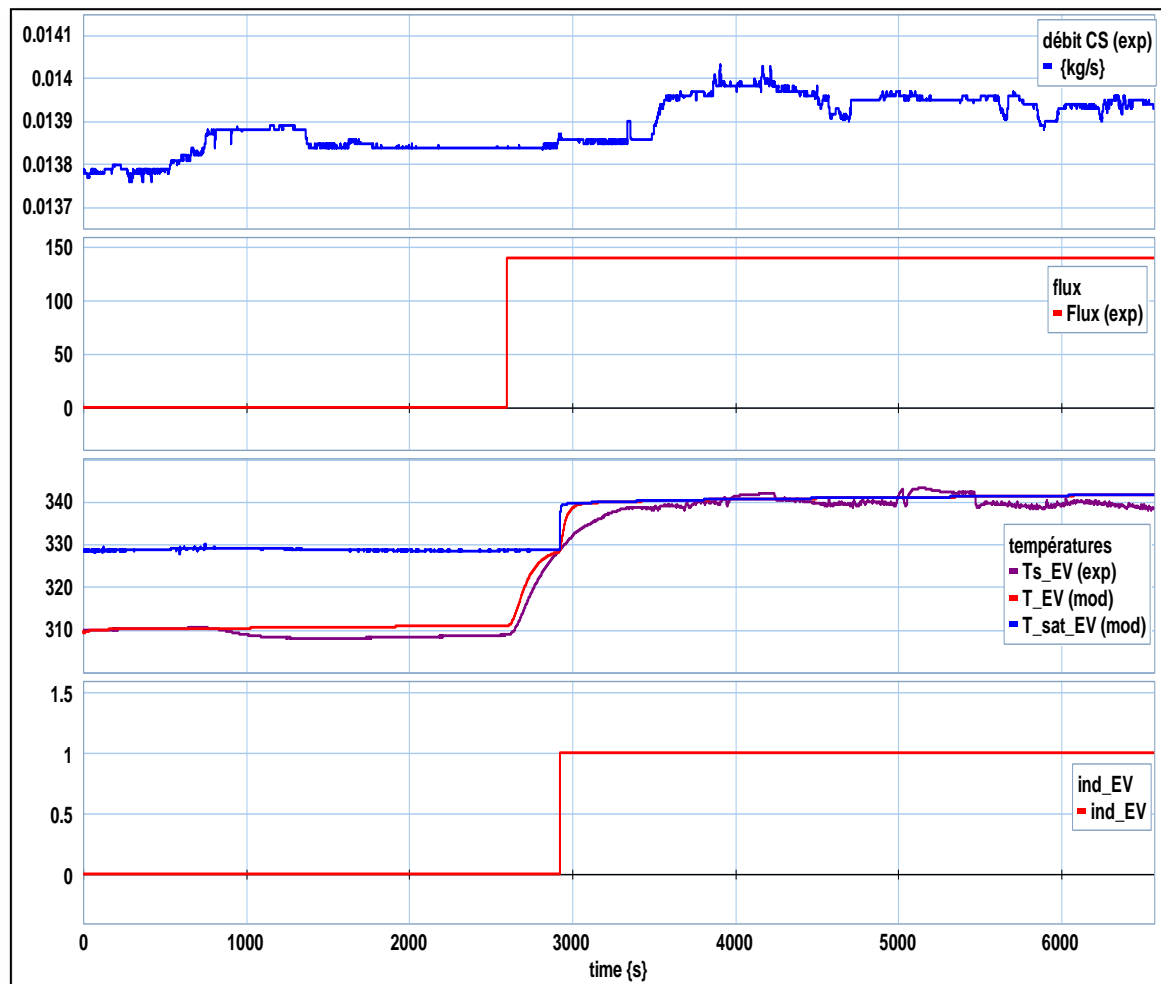


Figure VI. 11: Evolution temporelle du débit de la pompe du circuit secondaire, flux de puissance appliqué à l'évaporateur, température dans l'évaporateur et indicateur de changement de phase.

La Figure VI. 12 montre l'évolution de la température calculée par le modèle dans le volume diphasique du circuit primaire du condenseur $T_{diph_CP(mod)}$, et celle mesurée en entrée du même échangeur $Te_CP(exp)$. La dynamique du thermocouple a été modélisée et la température correspondante est donnée par la courbe $T_{diph_CP(mod_capt)}$. Il s'avère que les deux régimes permanents (initiaux et finals) sont convenablement prédits par le modèle. La phase transitoire présente un certain écart justifié qui ne dépasse pas 2% et qui est justifié par l'ensemble des hypothèses adoptées :

- la position des capteurs,
- le niveau de discrétisation adopté,
- la précision du thermocouple qui est de l'ordre de 2°C.
- les propriétés thermo physiques du fluide frigorigène utilisé dans l'essai sont celles de l'eau mélangée avec 4% de PAG alors que le fluide modélisé est l'eau pure.

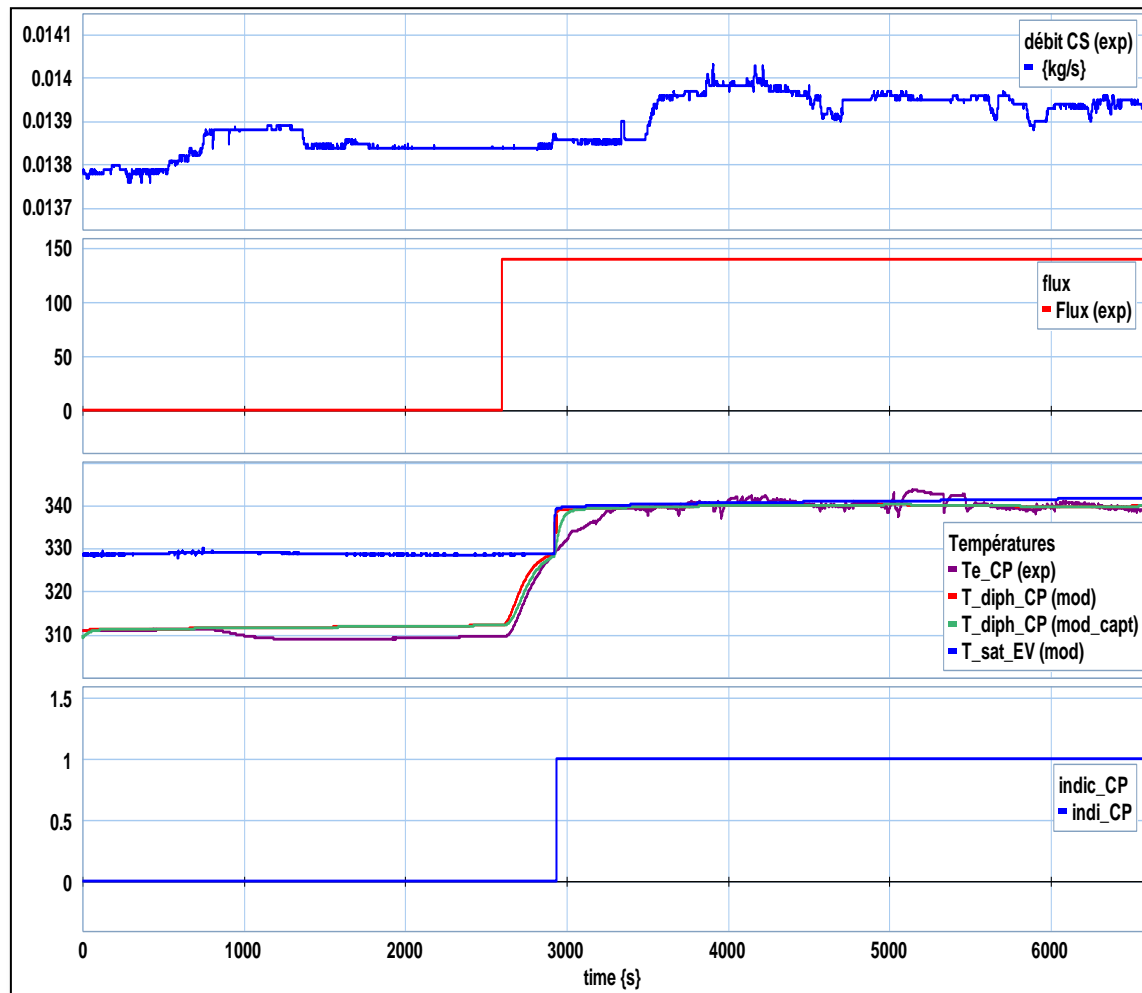


Figure VI. 12: Evolution temporelle du débit de la pompe du circuit secondaire, flux de puissance appliqué à l'évaporateur, température du volume diphasique dans le condenseur et indicateur de changement de phase.

La Figure VI. 13 montre l'évolution de la température calculée par le modèle dans le volume liquide du circuit primaire du condenseur $T_{liq_CP(mod)}$, et celle mesurée en entrée $Te_CP(exp)$ et en sortie $Ts_CP(exp)$ du même échangeur⁵. La dynamique du thermocouple a été modélisée et la température correspondante est donnée par la courbe $T_{liq_CP(mod_capt)}$. Il est important de signaler que le capteur possède une certaine dynamique, dont la prise en compte donne des résultats de simulation encore meilleurs. La courbe expérimentale de $Ts_CP(exp)$ affiche des oscillations dues à la régulation de la température du fluide (eau) qui alimente le circuit secondaire. Le régime permanent initial est bien retrouvé, par contre la courbe de la température du liquide dans le condenseur est inscrite entre les deux courbes expérimentales, ce qui est tout à fait attendu puisque le gradient de température le long du condenseur est assez important (20 °C). Aussi, il est intéressant de remarquer qu'une fois que la température du fluide, initialement liquide, atteint la température de saturation le changement de phase s'amorce comme le montre la courbe de l'indicateur ind_CP .

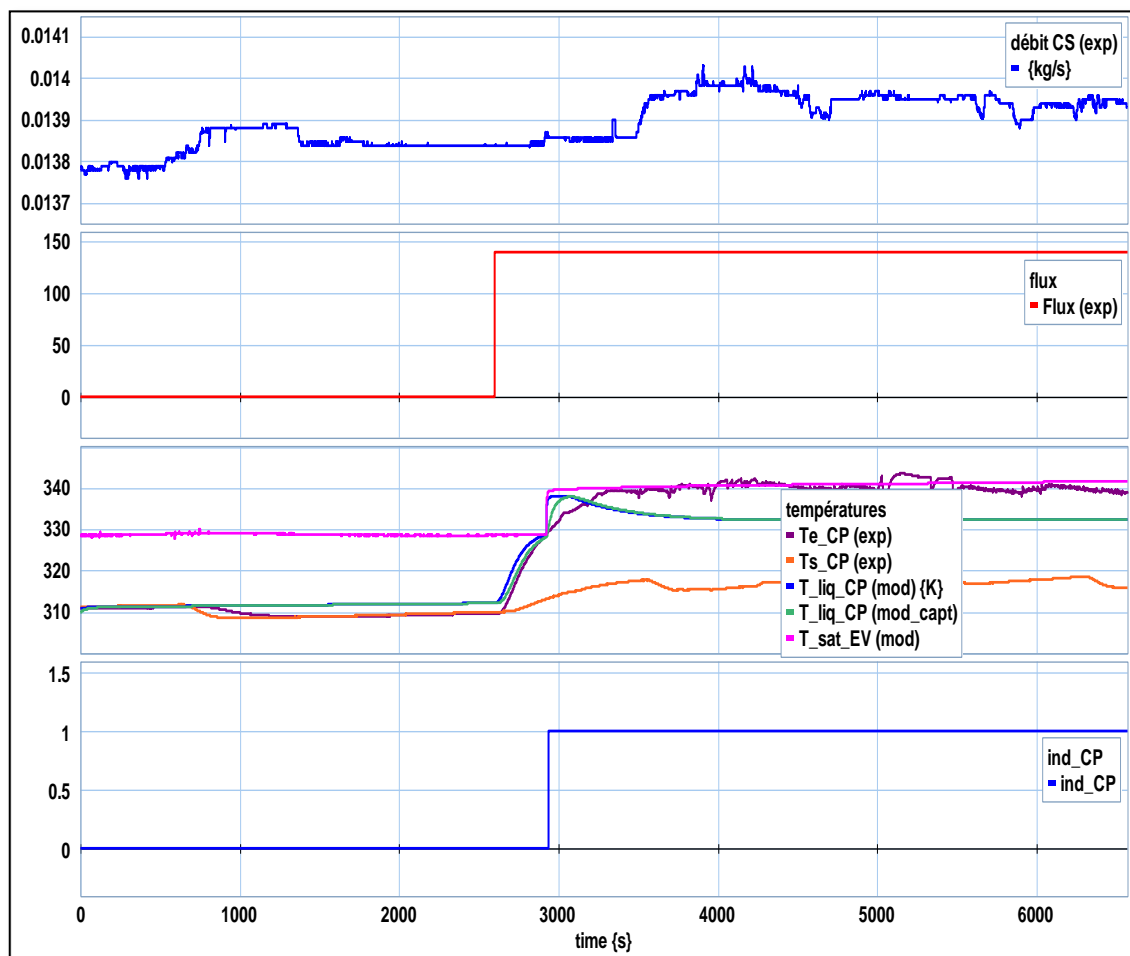


Figure VI. 13: Evolution temporelle du débit de la pompe du circuit secondaire, du flux de puissance appliqué à l'évaporateur, des températures du volume liquide dans le condenseur et de l'indicateur de changement de phase.

⁵Rappelons que lors du passage en diphasique la moitié du condenseur est supposée diphasique tandis que l'autre reste purement liquide.

Résultat intéressant :

La Figure VI. 14 affiche l'évolution de la température calculée au niveau de surface active de l'évaporateur et celle mesurée à l'aide d'un thermocouple collé au milieu de cette même surface. Cette information est particulièrement intéressante, car le rôle d'une boucle diphasique est de refroidir l'électronique de puissance déposée sur la surface active de l'évaporateur. Donc cette température est celle qui servira à refroidir l'électronique. Il s'agit d'un résultat primordial qui permet non seulement un pré-dimensionnement efficace mais donne aussi la possibilité de choisir, d'une manière optimale, les variables d'entrées de la boucle. A titre d'exemple, dans notre cas d'étude cette température est de 107°C, ceci signifie qu'une puce électronique en silicium peut être employée dans les conditions choisies pour cet essai (voir Tableau VI. 1) sans danger de fusion puisque sa température de jonction est de 125°C. La confrontation entre le résultat obtenu à l'aide du modèle et le résultat de l'essai montre une très bonne concordance. Premièrement, les régimes permanents (initial et final) calculés sont pratiquement identiques à l'expérience. Deuxièmement, le régime transitoire présente un écart de 2%, très proche de l'imprécision de 1.5% des thermocouples qui instrumentent la boucle. L'évolution de la température au niveau de la surface active est l'objectif ultime de toute la procédure complexe de modélisation développée dans le présent mémoire de thèse. Il convient d'affirmer, à ce stade, que ce résultat montre surtout que les multiples coefficients d'échanges thermiques et de pertes de charges implémentés dans tous les modèles dynamiques développés reflètent convenablement l'ensemble des phénomènes thermo-hydrauliques qui s'opèrent au sein de toute la boucle pompée.

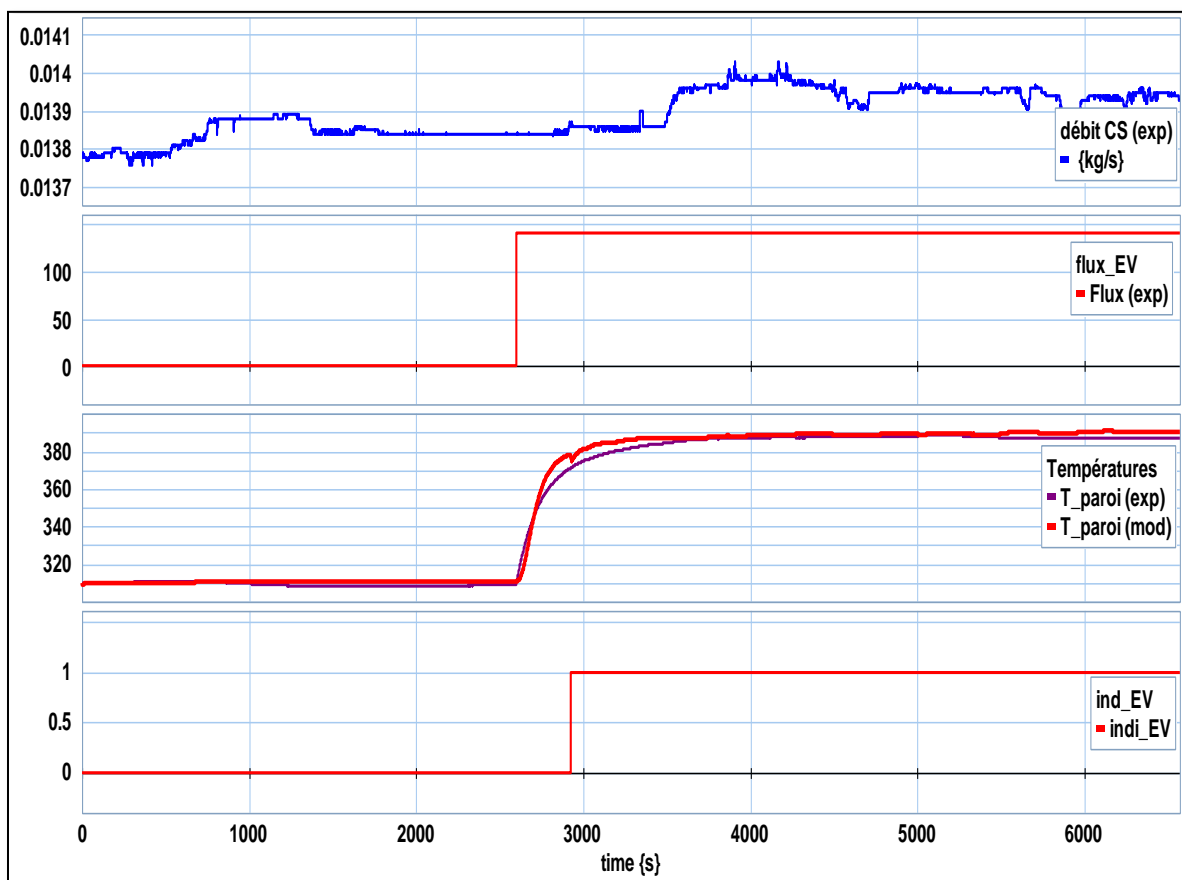


Figure VI. 14: Evolution temporelle du débit de la pompe du circuit secondaire, du flux de puissance appliqué à l'évaporateur, de la température de la surface active de l'évaporateur et de l'indicateur de changement de phase.

VI.2.2.2 Pressions

La Figure VI. 15 montre l'évolution de la pression calculée par le modèle à l'entrée de l'évaporateur à mini-canaux $Pe_{EV}(mod)$, et celle mesurée en entrée $Pe_{EV}(exp)$. Tout d'abord, les résultats théoriques sont très proches de ceux donnés par le relevé expérimental de la pression. En second lieu, il est important de conclure de cette figure que le modèle prévoit convenablement l'instant où le fluide change de phase (courbe $indi_{EV}$). En effet, la pression $Pe_{EV}(exp)$ commence à croître parce que la vapeur apparaît au niveau de l'évaporateur chauffé et tend à vider ce dernier, le liquide est alors injecté dans le pressuriseur (seul composant de la boucle contenant à cet instant un espace libre). De ce fait la vapeur présente dans cet élément se comprime et la pression croît partout dans la boucle et en particulier en entrée évaporateur.

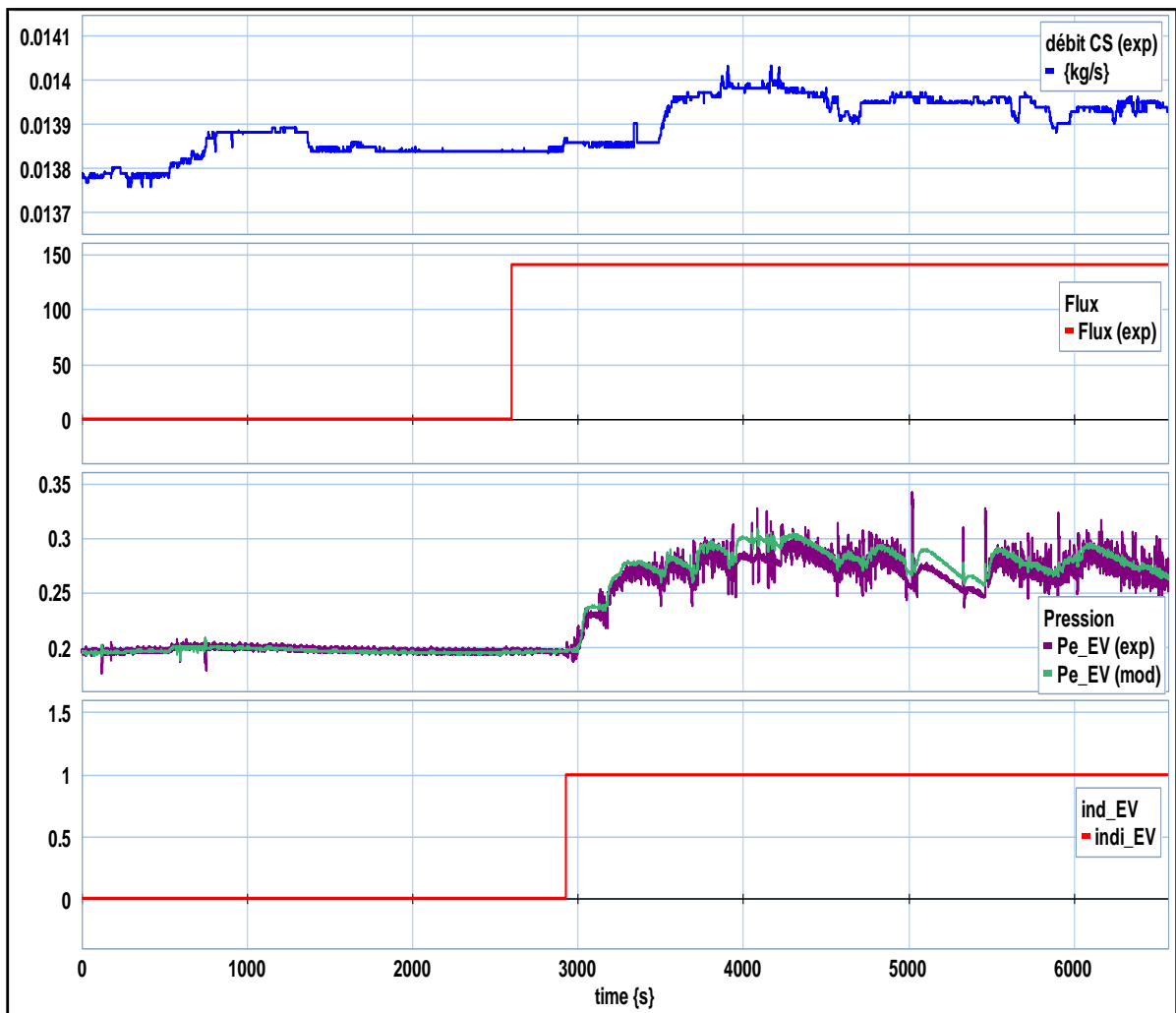


Figure VI. 15: Evolution temporelle du débit de la pompe du circuit secondaire, flux de puissance appliqué à l'évaporateur, pression en entrée de l'évaporateur et indicateur de changement de phase.

La Figure VI. 16 montre l'évolution de la pression calculée par le modèle en sortie de l'évaporateur à mini-canaux $Ps_{EV}(mod)$, et celle mesurée à sa sortie $Ps_{EV}(exp)$. La dynamique du capteur de pression a été modélisée et la pression correspondante est donnée par la courbe $Ps_{EV}(mod_{capt})$. Globalement, il apparaît que la pression en sortie évaporateur est correctement retrouvée par le modèle dynamique. La phase transitoire est correctement retranscrite par le modèle transitoire, les résultats se trouvent encore améliorés si l'on prend en compte la dynamique du capteur de pression. Il est judicieux de constater que la

réponse dynamique du modèle est identique à celle mesurée expérimentalement : la pression $P_{s_EV(mod)}$ commence à croître exactement au même moment où $P_{s_EV(exp)}$ monte avec une pente très similaire. Il faut rappeler à ce niveau que la pression $P_{s_EV(mod)}$ est le résultat d'un calcul complexe qui combine l'exploitation paramétrées du diagramme de Mollier et un calcul dynamique de l'enthalpie et du volume spécifiques.

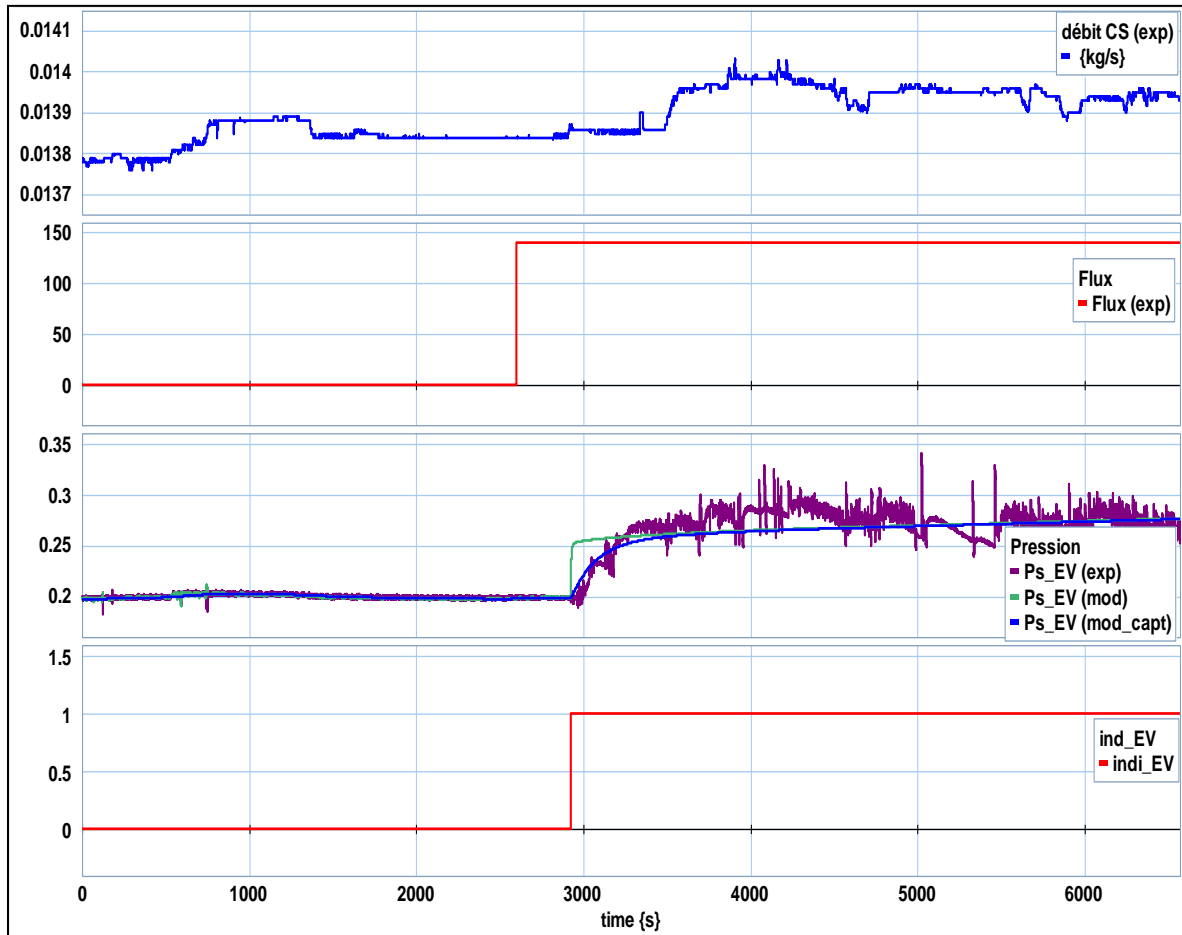


Figure VI. 16: Evolution temporelle du débit de la pompe du circuit secondaire, du flux de puissance appliqué à l'évaporateur, de la pression en sortie de l'évaporateur et de l'indicateur de changement de phase.

La Figure VI. 17 montre l'évolution de la pression calculée par le modèle dans le volume diphasique du condenseur à plaques brasées $P_{diph_CP(mod)}$, et celle mesurée en entrée $Pe_CP(exp)$, et en sortie $Ps_CP(exp)$. La dynamique du capteur de pression a été modélisée et la pression correspondante est donnée par la courbe $P_{diph_CP(mod_capt)}$. La confrontation des résultats numériques et expérimentaux semble acceptable dans la mesure où l'on tient compte de la dynamique du capteur de pression ; il faut également garder à l'esprit que le fluide modélisé est de l'eau pure alors que l'on mesure la pression de l'eau mélangée avec 4% de PAG. Néanmoins, les régimes permanents sont correctement prédits par le modèle, les phénomènes oscillatoires observés sur les relevés expérimentaux des pressions sont dus à la régulation de la source secondaire du condenseur. Les pics observés sur la courbe de la pression $Pe_CP(exp)$ sont expliqués par le passage des bulles de vapeur devant la membrane du capteur, ceci crée des fluctuations de pression enregistrée par le capteur et qui se traduit par les pics constatés. Enfin, remarquons que l'indicateur de phase ind_CP dans le condenseur informe sur l'apparition du diphasique au même moment où la pression $Pe_CP(exp)$ commence à croître.

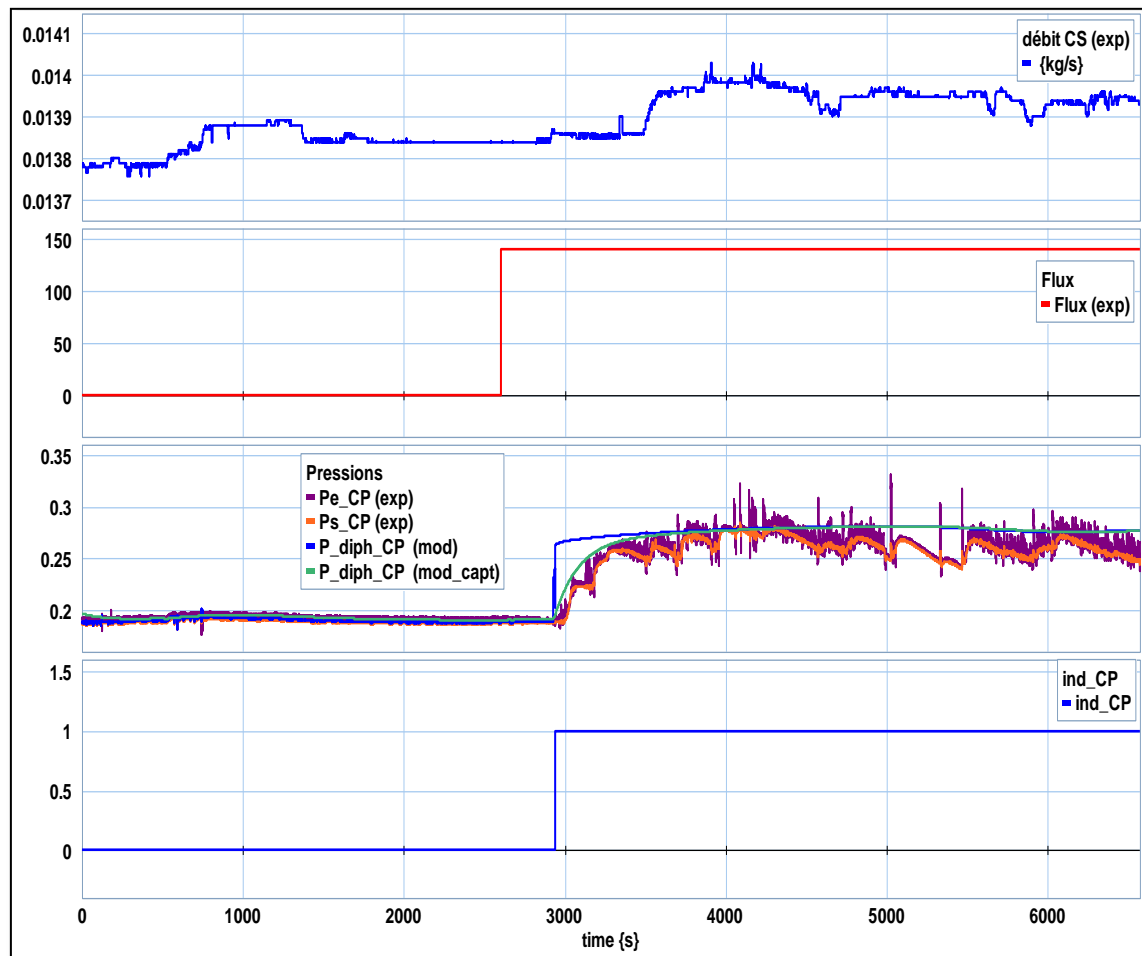


Figure VI. 17: Evolution temporelle du débit de la pompe du circuit secondaire, flux de puissance appliqué à l'évaporateur, pression du volume diphasique et indicateur de changement de phase dans le condenseur.

VI.2.2.3 Autres résultats

La Figure VI. 18 présente le temps que met le fluide pour parcourir la conduite reliant l'évaporateur et le condenseur, ce temps étant calculé comme le rapport de la longueur du tuyau par la vitesse de l'écoulement (calculée théoriquement). Deux remarques sont à prendre en compte :

- 1- Ce temps diminue de quelques secondes à partir du moment où la chauffe est appliquée à l'évaporateur, puis régresse encore une fois que le diphasique est amorcé. Ces diminutions s'expliquent par la densité du fluide qui décroît avec la température.
- 2- Le deuxième graphique de la même figure (voir zoom sur la Figure VI. 19) montre que le changement de phase dans le condenseur apparaît 12 secondes après l'apparition du diphasique en sortie évaporateur. Ce résultat est en bon accord avec le temps de parcours estimé de 12s.

Etant donné que les instants de changement de phase ont été expérimentalement prouvés, on en déduit que le temps de parcours est aussi implicitement validé et par voie de conséquence la vitesse de l'écoulement que ce soit monophasique ou diphasique.

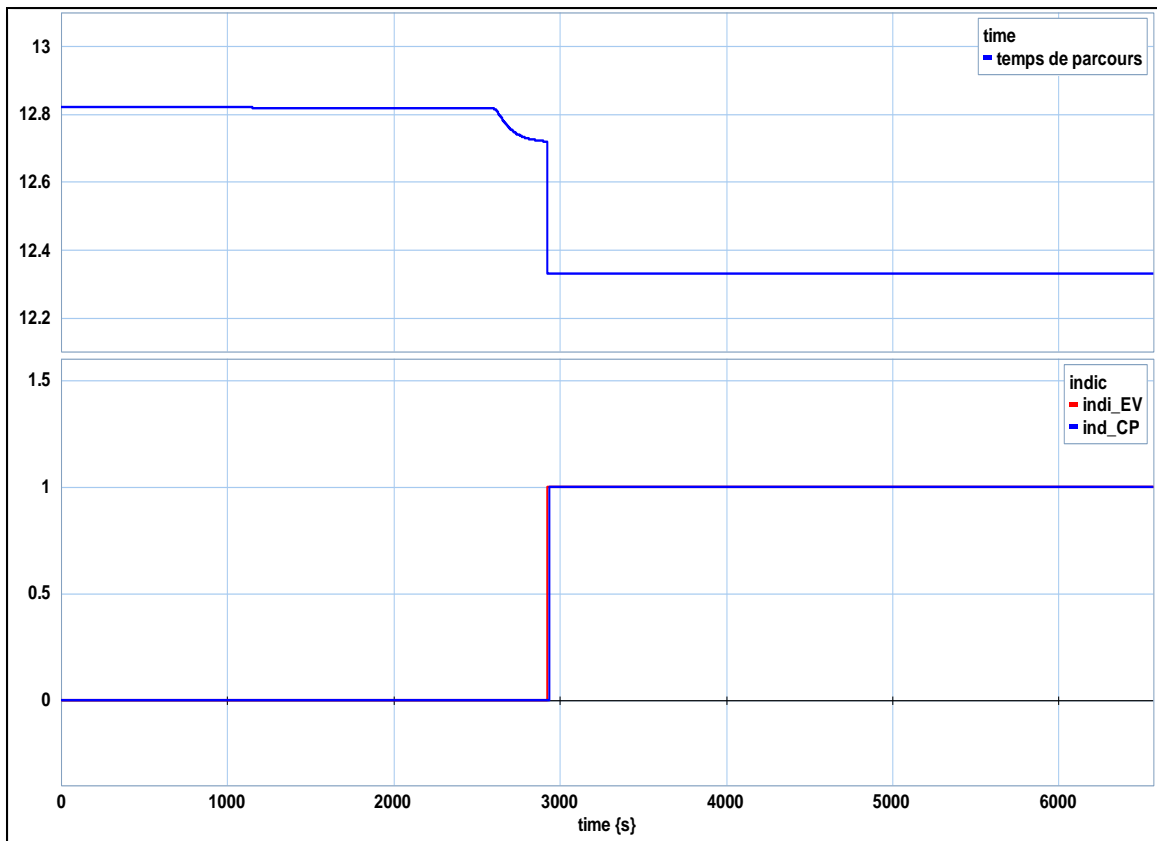


Figure VI. 18: temps nécessaire pour parcourir la conduite reliant l'évaporateur et le condenseur, et indicateur de changement de phase dans l'évaporateur et dans le condenseur.

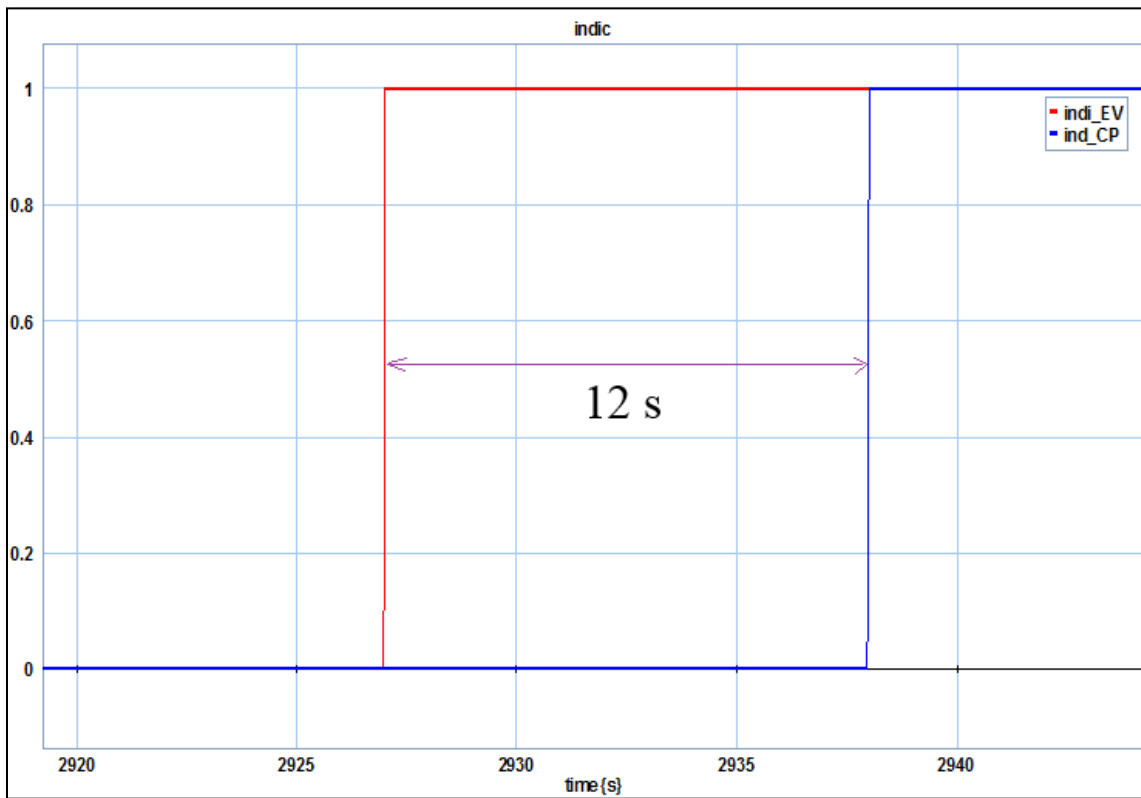


Figure VI. 19: zoom sur l'indicateur de changement de phase dans l'évaporateur et dans le condenseur.

Conclusion

Ce présent chapitre a pour objectif de coupler tous les modèles des composants de la boucle afin d'aboutir au modèle prédictif complet du comportement thermo hydraulique transitoire de la boucle diphasique, et de valider le modèle complet, après la validation de chacun des modèles de composant isolé.

La première partie est la description des modèles des conduites et de la pompe volumétrique. La seconde partie présente une étude de validation expérimentale qui a pour but de confirmer l'aptitude du modèle complet à retranscrire le comportement thermo hydraulique de la boucle. Pour des raisons de sécurité de fonctionnement de la pompe, le fluide frigorigène choisi pour l'essai est de l'eau mélangée avec 4% de polyalkylene glycol (PAG). Le banc décrit au chapitre II est mis au profit pour la validation du modèle. En parallèle, la simulation correspondant aux conditions opératoires a été lancée à l'aide du modèle complet développé dans le cadre de cette thèse. La température de consigne au niveau du pressuriseur est fixée à 60°C, une température d'entrée circuit secondaire de 40°C, un échelon de puissance de 200 W a été appliqué au dispositif expérimental. Une confrontation des résultats de la simulation avec les mesures est réalisée.

La comparaison témoigne d'une bonne capacité du modèle à prédire la réponse thermo hydraulique de la boucle et ce durant les phases permanentes et transitoires. ***Il est important de rappeler que ces résultats sont obtenus sans aucun recalage des coefficients d'échange thermique et de perte de charge, ce qui montre que les corrélations choisies sont pertinentes.***

Toutefois, si le modèle dynamique est représentatif du comportement de la boucle, quelques écarts entre mesures et calculs sont observés.

Ceci peut être amélioré par une discrétisation longitudinal du modèle de l'évaporateur ainsi que de celui du condenseur, en décomposant chaque composant en plusieurs volumes (discrétisation spatiale) ; ceci permettra de remonter à la longueur diphasique et de localiser un éventuel phénomène d'assèchement. Une discrétisation verticale de l'évaporateur peut également s'avérer utile et être envisagé.

De plus, il sera intéressant de mener d'autres essais expérimentaux, avec d'autres données d'entrée pour déterminer les intervalles de validité du modèle dans sa version actuelle pour une éventuelle amélioration.

Conclusion générale et perspectives

La démarche d'électrification mise en place depuis une dizaine d'années consiste à intégrer de nombreux actionneurs électriques faisant appel à des composants d'électronique de puissance. Les puissances thermiques dissipées étant importantes, une maîtrise de la température se révèle nécessaire pour protéger les équipements de tout risque de dégradation. Les techniques de refroidissement classiques basées uniquement sur l'exploitation de la conduction thermique sont insuffisantes pour faire face aux densités de puissance pouvant atteindre $100\text{W}/\text{cm}^2$. Compte tenu de ce fait, la solution adoptée par les industriels partenaires du projet FUI est celle de la boucle diphasique à pompage mécanique (BFDPM). Il s'agit d'une solution prometteuse pour plusieurs raisons : exploitation de la chaleur latente du fluide dans le transport de la chaleur, régulation en température à l'aide d'un pressuriseur, présence d'une pompe volumétrique et architecture flexible facilitant l'intégration de la boucle dans des endroits encombrés

Le premier chapitre a précisé l'objectif principal de la thèse consistant à développer un modèle thermo hydraulique expérimentalement validé, capable de retranscrire le comportement dynamique de la boucle diphasique.

Le second chapitre a décrit le banc d'essai et son instrumentation en capteurs de température, de pression et de débit. Ce banc a permis de valider les modèles développés pour chacun des composants de la boucle ainsi que le modèle dynamique complet pour un premier essai complet avec passage en diphasique dans l'évaporateur.

La modélisation par bond graph a été choisie car elle permet de représenter de façon très structurée et unifiée pour tous les domaines de la physique les phénomènes énergétiques et dynamiques intervenant dans la boucle, ainsi que les équations de conservation de la quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie sur toutes les mailles de la discrétisation. Les variables d'état choisies ici pour décrire l'état thermo hydraulique du système sont : la pression et le débit massique pour la partie fluide et la température et le flux d'enthalpie ou de chaleur pour la partie thermique. Il s'agit donc d'une approche en « pseudo-bond graph » puisque le produit des variables retenues dans chaque domaine (pression et débit massique, ou température et flux d'enthalpie) ne correspond pas exactement à la puissance échangée.

Chacun des trois chapitres III, IV et V a été structuré selon le plan suivant :

- Une première partie consacrée à un état de l'art sur les travaux de modélisation relatifs au composant considéré (pressuriseur, condenseur à plaques brasées et évaporateur à minicanaux). Un second état de l'art est réservé aux phénomènes d'échanges thermiques (coefficients de convection) et pertes de charges dans les écoulements monophasiques et diphasiques.
- Une description du modèle bond graph développé.
- Une étude de validation expérimentale du modèle mis au point.

Les couplages thermo hydrauliques jouent un rôle primordial dans le fonctionnement des BFDPM. Ainsi, pour le dimensionnement et l'appréhension du fonctionnement de pareils systèmes il a été essentiel de développer un modèle thermo hydraulique transitoire capable de traduire le comportement dynamique de la boucle. Les sous modèles dynamiques sont alors développés tout en accordant une attention particulière aux différents phénomènes d'échanges

thermiques et de pertes de charges au sein des composants. Ces phénomènes se produisant à une échelle microscopique, leur représentation a nécessité parfois de quitter l'approche « systèmes » et réaliser une modélisation plus fine (exemple de débit de condensation sur la paroi intérieur du pressuriseur).

Le fluide frigorigène employé dans les essais de validation est de l'eau mélangée avec 4% de PAG. La confrontation des résultats de simulation avec les relevés expérimentaux garantis par le banc d'essai a confirmé la capacité des sous modèles à retracer le comportement thermo hydraulique des composants modélisés.

Le dernier chapitre commence par la description des modèles des conduites et de la pompe avant de présenter le modèle thermo hydraulique dynamique complet de la boucle. La seconde partie du chapitre présente et confronte les grandeurs calculées et mesurées. La comparaison atteste que le modèle dans son état actuel est apte à prédire le comportement dynamique et fiable de la boucle. Une comparaison avec l'expérience de la réponse des différents composants à un échelon de puissance de 200W avec un débit de 2 cc/s, une température de régulation du pressuriseur de 60°C et de source secondaire de 40°C a montré une très bonne concordance entre les résultats numériques et expérimentaux. Compte tenu de l'objectif de base, et vu les résultats de validation, le modèle est finalement thermo hydrauliquement validé.

Résultats et contributions

La propriété de modularité garantie par l'approche bond graph permet au modélisateur d'affiner le modèle en intégrant d'autres phénomènes complexes par simple ajout d'éléments dissipatifs R, capacitifs C ou inertiels I. Il est ainsi possible d'améliorer le modèle et d'élargir sa gamme de validité.

Le modèle dans sa version actuelle constitue un outil de dimensionnement très peu consommateur en mémoire et en temps de calcul. Il est donc susceptible d'intéresser les industriels.

- le modèle thermo hydraulique peut prétendre à des objectifs d'analyses plus poussés permettant de mieux comprendre le comportement thermo-hydraulique de la BFDPM.
- il est capable de mesurer l'impact des grandeurs géométriques et thermiques sur la réponse de la boucle diphasique, ce qui offre la possibilité de faire tourner cette dernière dans des conditions de fonctionnement optimales.
- il est possible de connaître l'état thermodynamique et hydraulique du fluide dans différents points du système et de prévoir, par exemple, un éventuel assèchement.
- le modèle propose de calculer un grand nombre de sorties (enthalpies, titres, coefficients d'échanges thermiques...) aussi intéressantes pour une meilleure analyse et interprétation des résultats.

Il convient de rappeler que les validations expérimentales sont réalisées sans aucun recours au recalage expérimental des coefficients d'échanges thermiques ni ceux des pertes de charges, ce qui constitue un des points forts du modèle bond graph prédictif.

- la cartographie d'écoulement est implémentée dans le code, ce qui offre la possibilité de connaître le type d'écoulement (poche bouchon, annulaire ...)

Avec les résultats de modélisation et de validation obtenus et présentés dans ce mémoire il est tout à fait envisageable de parler d'une première tentative concluante dans le domaine de compréhension comportementale des boucles diphasiques pompées.

Perspectives

- Le modèle développé étant validé pour un essai, il serait intéressant, à court terme, de lancer d'autres simulations pour des paramètres d'entrées différents (puissance de chauffe, températures de consigne et débits) puis de comparer les résultats avec les essais expérimentaux dans l'objectif de déterminer les domaines de validité du modèle thermo hydraulique actuel.
- Une discrétisation longitudinale plus fine de l'évaporateur permettra de repérer, avec précision, les différents types d'écoulement (bulles, poche bouchon, annulaire) le long des mini-canaux et de détecter un éventuel assèchement.
- Une étude de sensibilité aux différents paramètres d'entrée serait intéressante pour remonter aux grandeurs qui influencent le plus le fonctionnement transitoire de la boucle. Cette étude paramétrique consiste à lancer des simulations pour différentes températures de source froide, températures de consigne au niveau du pressuriseur et de débit.
- Le banc expérimental développé le long des trois années présente un grand potentiel qui mérite l'exploitation. De nouvelles campagnes d'essais devraient être programmées.
- L'exploitation d'autres fluides caloporteurs s'annonce primordiale. Ainsi, il serait tout à fait envisageables de mener des expériences avec des fluides comme le R134 ou R410.
- Le fluide programmé actuellement dans le modèle est de l'eau pure dont les caractéristiques sont corrélées à partir des valeurs numériques données par le site NIST. Cependant, les essais de validation utilisent de l'eau mélangée avec 4% de PAG. Il serait alors judicieux, à court terme, de calculer les propriétés thermo physiques de ce fluide afin de les programmer dans le modèle développé.
- L'architecture flexible du banc expérimental est à exploiter. En effet, l'implantation des boucles diphasiques se fait généralement dans des milieux encombrés, ce qui demande de les étudier dans des configurations géométriques différentes.
- L'application d'une puissance hétérogène au niveau de l'évaporateur mérite une investigation. En effet, en pratique la puissance appliquée à la surface active n'est jamais uniforme. Une configuration réelle d'un besoin industriel serait amplement intéressante à tester et à confronter avec la réponse dynamique fournie par le modèle.

Les objectifs qui avaient été définis pour la thèse présentée sont atteints. Il s'agit d'un travail innovant qui vise à mettre en place un modèle dynamique permettant une meilleure compréhension du comportement thermo hydraulique des boucles diphasiques. Les perspectives à développer sont vastes.

Références

- Ablanque, N. et al., 2010. Two-phase flow distribution in multiple parallel tubes. *International Journal of Thermal Sciences*, 49(6), pp.909–921.
- Acrivos, A., Babcock, B.D. & Pigford, R.L., 1959. Flow distributions in manifolds. *Chemical Engineering Science*, 10(1–2), pp.112–124.
- Agostini, B., 2002. *Étude expérimentale de l'ébullition de fluide réfrigérant en convection forcée dans des mini-canaux*. Université Joseph Fourier.
- Ahmad, M.F. et al., 2007. Simulation of a stratified flow at the inlet of a compact plate heat exchanger. *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 56, pp.75–85.
- Arman, B. & Rabas, T.J., 1995. *Condensation analysis for plate-frame heat exchangers*, Tonawanda, NY 14151-0044.
- Ayad, F., 2007. *Modélisation et caractérisation expérimentale d'un évaporateur à mini-canaux de climatisation automobile fonctionnant au CO₂*. l'Université Henri Poincaré, Nancy 1.
- Azar, K., 2003. Cooling technology options, Part 2. *Electronics Cooling*, 9(4).
- Bajsic, I., Kutin, J. & Zagar, T., 2007. Response time of a pressure measurement system with a connecting tube. *Instrumentation Science & Technology*, 35, pp.399–409.
- Baroczy, C.J., 1966. A systematic correlation for two-phase pressure drop. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 62(64), pp.232–249.
- Bassiouny, M.K. & Martin, H., 1984. Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers-I U-type arrangement. *Chemical Engineering Science*, 39(4), pp.693–700.
- Benedict, R.P., 1984. *Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow measurements*. third edit., Wiley-Interscience.
- Bennett, A.W. et al., 1965. Flow visualisation studies of boiling at high pressure. In *Symposium on boiling heat transfer in steam generating units and heat exchangers*,. Manchester, UK.
- Bielskus, A. V., 2011. *Two Phase Flow Distribution In Parallel Flow Heat Exchangers - Experimentally Verified Model*. Graduate College of the University of Illinois, Illinois, USA.
- Bonjour, J., 1996. *Amélioration des transferts de chaleur en ébullition naturelle convective par effet de confinement*. INSA de Lyon.
- Bonjour, J. & Lallemand, M., 1998. Flow patterns during boiling in a narrow space between two vertical surfaces. *Int. J. Multiphase Flow*, 24, pp.947–960.
- Bowers, M.B. & Mudawar, I., 1994. High flux boiling in low flow rate, low pressure drop mini-channel and micro-channel heat sinks. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 3(2), pp.321–334.
- Branescu, C.N., 2000. *Ébullition en convection forcée du R22 et du R407c à l'intérieur de tubes horizontaux lisses et micro-ailetés*. INSA de Lyon, Lyon, France.
- Bucci, A. et al., 2003. Water single-phase fluid flow and heat transfer in capillary tubes. In *International Conference on Microchannels and Minichannels*.

- Carey, V., 1992. «Liquid-Vapor phase change phenomena: An introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment ». *Taylor & Francis*.
- Celata., G.P., 2004. *Heat Transfer and Fluid Flow in Microchannels* Begell & House, eds.,
- Chen, Y. & Cheng, P., 2002. Heat transfer and pressure drop in fractal tree-like microchannel nets. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45, pp.2643–2648.
- Chisholm, D., 1967. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 10(12), pp.1767–1778.
- Chisholm, D., 1973. Pressure gradients due to friction during the flow on evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 16, pp.347–348.
- Cho, H. & Cho, K., 2004. Mass flow rate distribution and phase separation of R-22 in multimicrochannel tubes under adiabatic condition. *Microscale Thermophysical Engineering*, 8(2), pp.129–139.
- Cho, Y., Lee, S. & Kim, W., 2003. Physical water treatment for the mitigation of mineral fouling in coolingtower water applications. *ASHRAE Transactions*, 109, pp.346–357.
- Choi, C.W. et al., 2006. Distribution of two phase flow in the evaporator header having multi-channels. In *Proceedings of the 3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning*. pp. 113–116.
- Chu, R.C., 1999. A review of IBM sponsored research and development projects for computer cooling. In *15th IEEE Semi-Therm Symposium*. San Diego, USA, pp. 151–165.
- Chuang, P.Y., 2003. *An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analyses*. The Pennsylvania State University.
- Churchill, S.W., 1977. Frictional equation spans all fluid flow regimes. *Chemical Engineering*, 84(24), pp.91–92.
- Collier, J.G. & Thome, J.R., 1996. *Convective Boiling and Condensation*. *Oxford Science*.
- Corbenm J, M. et al., 2000. Modelling of compact evaporators and condensers. In *To be presented at the Sixth International Conference on Advanced Computational Methods in Heat Transfer: Heat Transfer*. Madrid.
- Corberan, J.M., 2000. Detailed Modelling of Evaporators and Condensers.
- Cornwell, K. & Kew., P.A., 1992a. Boiling in small parallel channels. In *CEC Conf. on Energy Efficiency in Process Technology, Elsevier Applied Sciences*. Athens, Greece, p. 22.
- Cornwell, K. & Kew., P.A., 1992b. Boiling in small parallel channels. In *on Energy Efficiency in Process Technology. Paper 22, Elsevier Applied Sciences*,. Athens, Greece.
- Cotter, T.P., 1984. Principles and prospect of micro heat pipes. In *Vth Int. Heat Pipe Conference*. Tsukuba, Japon.
- Datta, A.B. & Majumdar, A.K., 1980. Flow Distribution In Parallel And Reverse Flow Manifolds. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2(4), pp.253–262.
- Dauphin-Tanguy, G., 2000. *Les bons graphs* H.- Lavoisier, ed.,

- Dauphin-Tanguy, G., Rahmani, A. & Sueur, C., 1999. *Bond graph aided design of controlled systems, Simulation Practice and Theory*, LAGIS: Laboratoire d'Automatique et d'informatique Industrielle de Lille.
- Delalandre, N., 2006. *Analyse par voie de modélisation du comportement thermohydraulique instationnaire de boucles diphasiques à pompage capillaire en environnement gravitaire : application au refroidissement de composants électroniques de puissance soumis à des sollicitations*. Poitiers.
- Delhaye, J.-M., 1990. «Transferts de chaleur : ébullition ou condensation des corps purs ». *Commissariat à l'Énergie Atomique*.
- Dembi, N.J., Dhar, P.L. & Arora, C.P., 1978. Statistical analysis of heat transfer data for convective boiling of refrigerants in a horizontal tube. In *Letters in Heat and Mass Transfer*. pp. 287–296.
- Diaz, M.C. et al., 2004. Flow boiling in mini and microchannels. In *2nd Int. Conf. on Microchannels and Minichannels*. Rochester, New York, USA, pp. 445–52.
- Djeziri, M.A., Bouamama, B.O. & Merzouki, R., 2009. Modelling and robust FDI of steam generator using uncertain bond graph model. *Journal of Process Control*, 19(1), pp.149–162.
- Dobhoff-Dier, K. et al., 2011. Time resolved measurement of pulsating flow using orifices. *Flow Measurement and Instrumentation*, 22, pp.97–103.
- Domanski, P.A., 1991. Simulation of an Evaporator With Nonuniform One-Dimensional Air Distribution. *ASHRAE Tran*, 97, pp.793–802.
- Eldeeb, R., Radermacher, R. & Aute, V., 2014. A Model for Performance Prediction of Brazed Plate Condensers with Conventional and Alternative Lower GWP Refrigerants. In *15 th international Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Perdue, pp. 2276–2286.
- Erber, 1983. *La mesure des pressions - manomètres et capteurs*. Masson.
- Fei, P. & Hrnjak, P.S., 2004. *Adiabatic Developing Two-phase Refrigerant Flow in Manifolds of Heat Exchangers*,
- Feng, Z. & Serizawa, A., 2000. wo-phase flow patterns in ultra-small channels. In *2nd Japanese-European Two-Phase Flow Meeting*. Tsukuba, Japan.
- Focke, W., Zachariades, J. & Olivier, I., 1985. Effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28, pp.1469–1479.
- Fouran, M. & Bories, S., 1995. Experimental study of air-water two-phase flow through a fracture (narrow channel). *Int. J. Multiphase Flow*, 21, pp.621–637.
- Fricc, C. Le, 1997. *Analyse du fonctionnement des boucles diphasiques à pompage capillaire menée par expérimentation d'une boucle à eau*. Université de Poitiers.
- Friedel, L., 1979. Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow. In *European Two-Phase Flow Group Meeting*. Ispra, Italy, pp. 485–491.
- Galbiati, L. & Andreini, P., 1994. Flow pattern transition for horizontal air-water flow in

- capillary tubes. A microgravity ``equivalent system'' simulation. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, 21, pp.461–468.
- Ginjfo, <http://www.ginjfo.com>.
- Gnielinski, V., 1976a. New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. *International Journal of Chemical Engineering*, 16, pp.359–368.
- Gnielinski, V., 1976b. New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Journal of Chemical Engineering*, 16(2), pp.359–368.
- Gordon, E.M., 1965. http://fr.wikipedia.org/wiki/Loi_de_Moore.
- Grabenstein, V. & Kabelac, S., 2012. Experimental and theoretical analysis of the local condensation heat transfer in a plate heat exchanger. In *6th European Thermal Sciences Conference*.
- GRIETH., 1987. *GRETh, Manuel technique*,
- Grimley, T.A., Mudawar, I. & Incropera, F.P., 1988. Limits to critical heat flux enhancement in a liquid film falling over a structured surface that simulates a microelectronic chip. *Transactions of ASME, Journal of Heat Transfer*, 110, pp.535–538.
- Grover, G., Cotter, T. & Erickson, G., 1964. Erratum: Structures of Very High Thermal Conductance. , 3072(1964), pp.51–52.
- Gullapalli, V.S., 2013. *Estimation of Thermal and Hydraulic Characteristics of Compact Brazed Plate Heat Exchangers Estimation of Thermal and Hydraulic Characteristics of Compact Brazed Plate Heat Exchangers*. Faculty of Engineering, LTH, Sweden.
- Guo, Z.. et al., 2000. «Continuous liquid-vapor phase transition in microscale». *Int. J. of Thermal Sciences*, 34(4), pp.481–489.
- Gut, J.A.W. et al., 2004. Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations. *Chemical Engineering Science*, 59, pp.4591–4600.
- Hausen, H., 1943. *Chemical Engineers Handbook, tm. 4, chap. Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure Beiheft Verfahrenstech*,
- Hetsroni, G. et al., 2005. Fluid flow in microchannels. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48, pp.1982–1998.
- Horiki, S. & Osakabe, M., 1999. Water flow distribution in horizontal protruding-type header contaminated with bubbles. *ASME Publication Heat Transfer Division*, 364(2), pp.69–76.
- Hrnjak, P. & Tu, X., 2007. Single phase pressure drop in microchannels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28, pp.2–14.
- Hsieh, Y.Y. & Lin, T.F., 2002. *Int. J. Heat and Mass Transfer*. , (45), p.1033.
- Idel'cik, I.E., 1994. *Handbook of hydraulic resistance* 3rd ed. C. R. C. Press, ed.,
- Idel'cik, I.E., 1986. Memento des pertes de charge, Collection de la Direction des Etudes et Recherches D'EDF, Eyrolles,.
- Inasaka, F., Nariyai, H. & Shimura, T., 1989. Pressure drops in subcooled flow boiling in narrow tubes. *Heat Transfer Jap. Res*, 18, pp.70–82.

- Incropera, F. p. & DeWitt, D.P., 1996. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4th Ed. John Wiley & Sons, ed., New York, USA.
- Incropera, F.P. & DeWitt, D., 2002. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* John Wiley., New York.
- IS, I., 2007. *Development of air-to-air heat pump simulation program with advanced heat exchanger circuitry algorithm*. Oklahoma State University.
- Ishii, M., 1977. *One-dimensional drift-flux model and constitutive equations for relative motion between phases in various two-phase flow regimes.*,
- Kakac, S. & Liu, H., 1998. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design. *CRC Press*, pp.232–354.
- Kakac, S., Shah, R.K. & Aungand, W., 1987. *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer* J. W. and Sons, ed.,
- KANDLIKAR, S.G., 2007. A Roadmap for Implementing Minichannels in Refrigeration and Air-Conditioning Systems. *Heat Transfer Engineering*, 28(12), pp.973–985.
- Kandlikar, S.G., 2004. Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels. *Journal of Heat Transfer*, 126(1), pp.8–16.
- Kandlikar, S.G. & Balasubramanian, 2004. An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels. *Heat Transfer Engineering*, 25, pp.86–93.
- Kandlikar, S.G. & Grande, W.M., 2003. Evolution of Microchannel Flow Passages—Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology. *Heat Transfer Engineering*, 24,(1), pp.3–17.
- Karnopp, D.. & Rosenberg, R., 1975. *System dynamics, a unified approach*, J Wiley, New York.
- Kattan, N., Thome, J.R. & Favrat, D., 1998. Flow boiling in horizontal tubes : Part 1- Development of Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map. *Journal of Heat Transfer*, 120, pp.140–147.
- Kaya, T. et al., 2007. Numerical simulation of transient operation of loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*.
- Kays, W.M. & London, A.L., 1964. *Compact Heat Exchangers* 2nd ed., New York: McGraw-Hill Book Co.
- Kebdani, M., Dauphin-Tanguy, G., Dazin, A., Dupont, P., 2015. Bond Graph Model of a mechanically Pumped Biphasic Loop (MPBL). *In 23rd Mediterranean Conference on Control and Automation. Meliá Costa del Sol, Torremolinos, Spain.*
- Kebdani (a), M., Dauphin-Tanguy, G., Dazin, A., Dupont, P., 2016. Two-phase reservoir: Development of a transient thermo-hydraulic model based on Bond Graph approach with experimental validation. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems.*
- Kebdani (b), M., Dauphin-Tanguy, G. & Dazin, A., 2016. Brazed plates condenser: Development of a transient thermo-hydraulic model based on Bond Graph approach with experimental validation. *Simulation Modelling Practice and Theory. SIMPRA.*

- Kebdani (c), M., Dauphin-Tanguy, G., Dazin, A., Dupont, P., 2016. Experimental development and bond graph modeling of a Brazed-Plate Heat Exchanger (BPHE). *“International Journal of Simulation and Process Modelling”*. Issue: *“New trends of simulation and process modelling in multiple domains: from business and production*.
- Kedzierski, M.A., 1997. M. A. Kedzierski. *Heat Trans. Eng.*, (18), p.25.
- Kew, P.A. & Cornwell, K., 1997. Correlations for prediction of boiling heat transfer in small diameter channels. *Applied Thermal Engineering*, 17(8), pp.705–715.
- Khandekar., S., 2004. *Thermo-hydrodynamics of Closed Loop Pulsating Heat Pipe*. University of Stuttgart.
- Kirshberg, J., Yerkes, K.L. & Liepmann, D., 2000. Demonstration of a micro- CPL based on MEMS fabrication technologies. In *35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibition*. Las Vegas, NV, USA, pp. 1198–1204.
- Kitto, J.J.B. & Robertson, J.M., 1989. Effects of maldistribution of flow on heat transfer equipment performance. *Heat Transfer Engineering*, 10(1), pp.18–25.
- Kozlov, B.K., 1954. Forms of flow of gas-liquid mixtures and their stability limits in vertical tubes. *Associated Technical Services Translation 136R. Translated from Zh. Tekh. Fiz.*, 24, pp.2285–2288.
- Kulkarni, C.W., B. & K., et C., 2004. Header design tradeoffs in microchannel evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 24(5), pp.759–776.
- Kuppan, T., 2000. *Heat exchanger design handbook. Mechanical engineering. A series of textbooks and reference books* M. Dekker, ed., New York: Marcel Dekker.
- Lachasagne, L., 2006. *Numerical modeling and experimental development of a capillary pumped two-phase loop by gravity environment: application to the cooling of power electronic components in automotive context*. National School of Mechanical and Aeronautical Engineering Poitiers.
- Lachasagne, L., 2010. *Développement expérimental et modélisation numérique d ’ une boucle diphasique à pompage capillaire en environnement gravitaire : application au refroidissement de composants d ’ électronique de puissance en contexte automobile*. Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d’Aérotechnique de Poitiers.
- Lallemand, M., 2006. Transferts en changement de phase - Ébullition convective, Techniques de l’in- génieur, BE 8236, BE8. *Transferts en changement de phase - Ébullition convective, Techniques de l’in- génieur, BE 8236, BE8*.
- Launay, S., Platel, V., et al., 2007. Transient modelling of loop heat pipes for the oscillating behaviour study. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 21(3).
- Launay, S., Sartre, V. & Bonjour, J., 2007. Effect of fluid thermophysical properties on loop heat pipe operation. In *In 14th International Heat Pipe Conference (14th IHPC)*. Florianopolis, Brazil, pp. 22–27.
- Launay, S., Sartre, V. & Bonjour, J., 2010. Selection criteria for fluidic and geometrical parameters of a lhp based on an analytical approach. In *In 15th International Heat Pipe Conference*. Clemson, USA.

- Lazarek, G.M. & Black., S.H., 1982. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R113. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 25(7), pp.945–960.
- Leblay, P., 2013. *Optimisation d'un évaporateur à mini-canaux par la maîtrise de la distribution en fluide frigorigène*. UNIVERSITÉ PIERRE ET MARIE CURIE.
- Lee, H.J. & Lee, S.Y., 2001. Pressure drop correlation of two-phase flow within horizontal rectangular channels with small heights. *Int. J. Multiphase Flow*, 27, pp.783–796.
- Lee, J. & Mudawar, I., 2005. Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II-heat transfer characteristics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(5), pp.941–955.
- Lee, J.K., 2009. Branching of two-phase flow from a vertical header to horizontal parallel channels. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 23(6), pp.1628–1636.
- Lockhart, R.W. & Martinelli, R.C., 1949. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chemical Engineering Progress*, 45(1), pp.39–48.
- Longo, G. ., 2009. R410A condensation inside a commercial brazed plate heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(2), pp.284–291.
- Lorenzo, C., Atharva, B. & Xiaoxiao, W., 2012. Effect of Condensation Temperature and Water Quality on Fouling of Brazed-Plate Heat Exchangers. *ASHRAE Transactions*, 118(1), pp.1086–1100.
- Loussouarn, D., 2008. *étude théorique et expérimentale du refroidissement diphasique à pompage capillaire des convertisseurs de puissance à haute densité de flux de chaleur pour la traction ferroviaire*. Poitiers.
- Maqbool, M.H., 2012. *Flow boiling of ammonia and propane in mini channels*. Royal Institute of Technology. Stockholm, Sweden.
- Mehendale, S.S., Jacobi, A.M. & Shah, R.K., 2000. Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales with Applications to Heat Exchanger Design. *Applied Mechanics Review*, 53, pp.175–193.
- Mirth, D.R. & Ramadhyani, S., 1993. Prediction of cooling-coil performance under condensing conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 14(4), pp.391–400.
- Mishima, K. & Hibiki, T., 1996. Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes. *International Journal of Multiphase flow*, 22(4), pp.703–712.
- Mishima, K. & Ishii., M., 1984. Flow regime transition criteria for upward twophase flow in vertical tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 27(5), pp.723–737.
- Morgante, A.M. & Fabre., J., 2005. Two-phase flow in square mini-channels: Flow pattern transition. In *3rd Int. Conf. on Microchannels and Minichannels*. p. Toronto, Ontario, Canada.
- Mueller, A.C. & Chiou, J.P., 1988. No TitleReview Of Various Types Of Flow Maldistribution In Heat Exchangers. *Heat Transfer Engineering*, 9(2), pp.36–50.
- Muthuraman, S., 2011a. The Characteristics of Brazed Plate Heat. *Global Journal of researches in engineering Mechanical and mechanics engineering*, 11(7), pp.11–26.

- Muthuraman, S., 2011b. The Characteristics of Brazed Plate Heat. , 11(7).
- Oh, S.-J., Lee, K.-S. & Moon, S.-J., 2006. Optimal design of a parallel-flow heat exchanger using a response surface methodology. *Numerical Heat Transfer Part A: Applications*, 49(4), pp.411– 426.
- Osta, W. EL, 2005. *SURVEILLABILITÉ STRUCTURELLE ET PLATITUDE POUR LE DIAGNOSTIC DES MODÈLES BOND GRAPH COUPLÉS*. Ecole Centrale de Lille.
- Owhaib, W. & Palm, B., 2004. Experimental investigation of single-phase convective heat transfer in circular microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28(2–3), pp.105–110.
- Pcworld, <http://www.pcworld.fr/composants>.
- Peng, X.F. & Wang, B.-X., 1993. Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36, p.3421–3427.
- Petukhov, B.S., 1970. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *tm. 6, T. F. Irvine and J. P. Hartnett, Eds.*
- Poggi, F., 2008. *Étude de la distribution d'écoulements mono- et diphasiques dans un échangeur à mini-canaux. Pertes de pression régulières et singulières*. Université Joseph Fourier, Grenoble, France,.
- Pouzet, E. et al., 2004. Dynamic response of a capillary pumped loop subjected to various heat load transients. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, pp.2293–2316.
- Qu, W. & Mudawar, I., 2003. Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro - channel heat sink. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 46, pp.2737–2753.
- Radia-soudure, <http://www.radia-soudure.fr/>.
- Revellin, R. et al., 2006. Characterization of diabatic two-phase flows in microchannels: Flow parameter results for R-134a in a 0.5 mm channel. *International Journal of Multiphase Flow*, 32(7), pp.755–774.
- Revellin, R., 2005. *Experimental Two-Phase Fluid Flow in Microchannels*. École Polytechnique Fédéral de Lausanne.
- Rohsenow, W.M. & Hartnett, J.P., 1973. *Handbook of Heat Transfer*, M. Hill, ed., New York, USA.
- Sánta, R., 2012. The Analysis of Two-Phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of the Boundary Condition. , 9(6), pp.167–180.
- Schalbart, P., 2006. *Modélisation du fonctionnement en régime dynamique d'une machine frigorifique bi-étagée à turbo-compresseurs - Application à sa régulation*. INSA de Lyon.
- Schmidt, H. & Loth, R., 1994. Predictive methods for two-phase flow pressure loss in tee junctions with combining conduits. *International Journal of Multiphase Flow*, 20(4), pp.703–720.
- Scott, D.S., 1963. Properties of cocurrent gas-liquid flow. *Advances in Chemical Engineering*, 4, pp.199–277.

- Serin, V., 2007. *Valérie SERIN Etude hydrodynamique et thermique de la vaporisation dans un micro-canal de section carrée : application aux micro-boucles diphasiques à pompage capillaire*. UNIVERSITE TOULOUSE III - PAUL SABATIER - U.F.R. P.C.A.
- Shah, R.. & Sekulic, D., 2003. *Fundamentals of heat exchanger design* J. W. and Sons, ed., New Jersey.
- Shah, R.K. & London., A.L., 1978. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*,
- Shah, R.K. & London, A.L., 1978. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*. New York: Academic Press.
- Sheng, C.H. & Palm, B., 2000. The visualization of boiling in small diameter tubes. In *International Conference on Heat Transfer and Transport Phenomena in Microscale*. Banff, Canada, pp. 204–208.
- Shuai., J., 2004. *Flow boiling heat transfer in narrow vertical channels*. University of Stuttgart.
- Shuai, J., Kulenovic, R. & Groll, M., 2003. Heat transfer and pressure drop for flow boiling of water in narrow vertical rectangular channels. *Therm. Sci. Eng.*, 11(6), pp.73–81.
- Simons, R.E., 1996. Direct liquid immersion cooling for higher power density microelectronics. *Electronics Cooling*, 2(2).
- Sobierska, E., 2009. EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FLOW BOILING OF WATER IN NARROW RECTANGULAR VERTICAL.
- Soler, P., 2009. *Expérimentation et modélisation thermohydraulique des boucles à pompage capillaire de type Loop Heat Pipe (-LHP-): étude du lien entre la chambre de compensation et l'évaporateur*. Université de Provence.
- Steinbauer, M. & Hecht, T., 1996. Optimised calculation of helical-coiled heat exchanger in LNG plants. In *In: EUROGAS96. Proceedings from the European applied research conference on natural gas, TAPIR*. pp. 223–228.
- Steiner, D., 1983. *Zweiphasenstromung in Apparateelementen. Hochschulkurs Wärmeübertragung II. Forschungs-Gesellschaft Verfahrenstechnik e.V. Dusseldorf*,
- Steinke, M.E. & Kandlikar, S.G., 2003. Flow boiling and pressure drop in parallel flow microchannels. In *1st International Conference on Microchannels and Minichannels*. New York: ASME, pp. 567–579.
- Stenger, F.J., 1966. Experimental feasibility study of water-filled capillary pumped heat-transfer loop. In Cleveland, OH.
- Suo, M. & Grith, P., 1964. Two-phase flow in capillary tubes. *J. Basic Engng*, 86, pp.576–582.
- Tabatabai, A. & Faghri, A., 2001. A new two-phase low map and transition boundary accounting for surface tension effects in horizontal miniature and micro tubes. *J. Heat Transfer*, 123, pp.958–968.
- Taborek, J., 1992. *Shell-and-tube heat exchangers: single-phase flow* in: G.F. H. B. H. Handbook of Heat Exchanger Design, ed., New York.

- Taitel, Y. et al., 2003. Flow distribution of gas and liquid in parallel pipes. *International Journal of Multiphase Flow*, 29(7), pp.1193–1202.
- Trauger, P.E. & Hughes, G.G., 1993. Construction and Performance Characteristics of the PFE Evaporator. *SAE International Congress and Exposition*.
- Triplett, K.A. et al., 1999. Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I : two-phase flow patterns. *International Journal of Multiphase Flow*, 25(3), pp.377 – 394.
- Turaga, M. & Guy, R.W., 1985. Refrigerant side heat transfer and pressure drop estimates for direct expansion coils. *International Journal of Refrigeration*, 8(3), p.134–142.
- Turki, M., Kebdani, M., Dauphin-Tanguy, G., Dazin, A., Dupont, P., 2015. Experimentally Validated Bond Graph Model of a Brazed-Plate Heat Exchanger (BPHE). *International Conference on Integrated Modeling and Analysis in Applied Control and Automation (IMAACA 2015), part of I3M 2015 MultiConference*.
- Vader, D.T. et al., 1995. Experimental investigation of subcooled liquid nitrogen impingement cooling. *IEEE Transactions, CPMT-Part A*, 18(4), pp.788–794.
- Valencia, C.D.E., 2007. INSTITUTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA (Institute for Energy Engineering) Research Publications. , (34).
- Vardhan, A. & Dhar, P., 1998. A new procedure for performance prediction of air conditioning coils. *Int J Refrig*, 21(1), pp.77–83.
- Vlasie, C. et al., 2004. Flow boiling in small diameter channels. *Int. J. Refrigeration*, 27, pp.191–201.
- Vlasogiannis, P. et al., 2002. Air-water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger. *International Journal of Multiphase Flow*, 28(5), pp.757–772.
- Wang, G., Mishkinis, D. & Nikanpour, D., 2008. Capillary heat loop technology: Space applications and recent canadian activities. *Applied thermal engineering*, 28, pp.284–303.
- Wang, L., Sundén, B. & Manglik, R., 2007. Plate Heat Exchangers: Design, Applications, and Performance. *Ashurst Lodge: WIT Press*.
- Warrier, G.R., Pan, T. & Dhir., V.K., 2001. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels. In *4th Int. Conf. on Multiphase Flow*,. New Orleans, Louisiana, USA.
- Watanabe, M. et al., 1995. General characteristics of two-phase flow distribution in a multipass tube. *Heat Transfer - Japanese Research*, 24(1), pp.32–44.
- Webb, R.L. & Gupte, N.S., 1992. A Critical Review of Correlations for Convective Vaporization in Tubes and Tube Banks. *Heat Transfer Engineering*, 13(3), pp.58–81.
- Whalley, P.B., 1987. Boiling condensation and gas-liquid flow. *Oxford Science Publications*.
- Whalley, P.B., 1996. Two-Phase Flow and Heat Transfer. *Oxford University Press*.
- Xiaoyang, R., Masahiro, K. & Burgers, J.G., 1995. 225: 115 (1995). *ASME*, (225), p.115.
- Yan, Y.Y., Lio, H.C. & Lin, T.F., 1999. Heat and Mass Transfer. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, (42), p.993.

Yu, W. et al., 2002. Two-phase pressure drop, boiling heat transfer and critical heat flux to water in small diameter horizontal tube. *Int. J. Multiphase Flow*, 28, pp.927–941.

Zubair, S.. & Qureshi, B., 2006. A probabilistic fouling and cost model for plate-and-frame heat exchangers. *International Journal of Energy Research*, 30, pp.1–17.

Zuber, N., 1958. On the stability of boiling heat transfer. *Trans. ASME*, 80, p.711.

Zurcher, O., Favrat, D. & Thome, J.R., 2002. Development of a diabatic twophase flow pattern map for horizontal Flow boiling. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45, pp.291–301.

Site 1 : <http://www.20sim.com/>

Site 2 : <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/index.html.fr>

Site 3 : <http://www.funke.de>

Annexes

Annexe A (Plans)

Banc

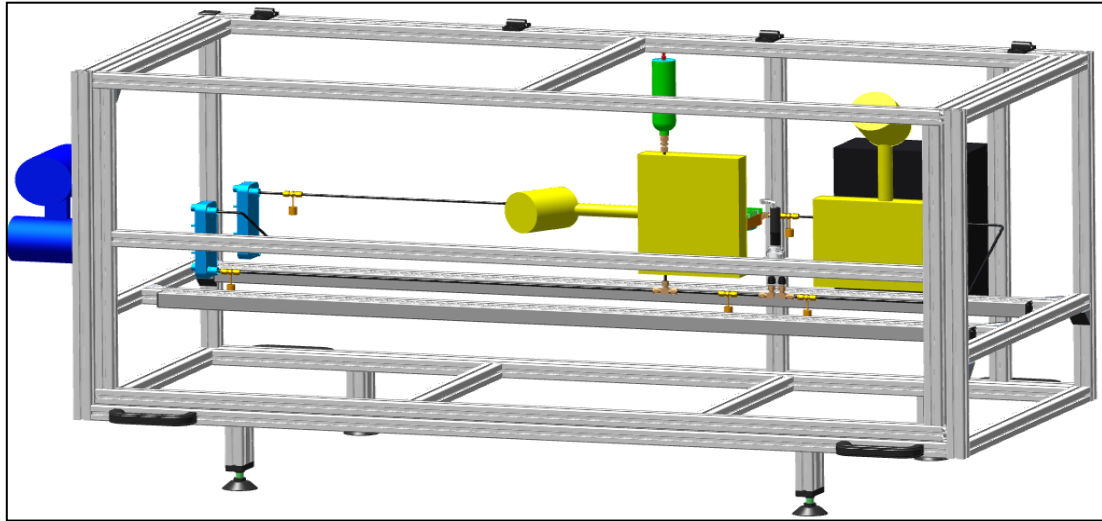


Figure A. 1: Vue globale du banc et la structure de profilé en aluminium.

Armoire électrique

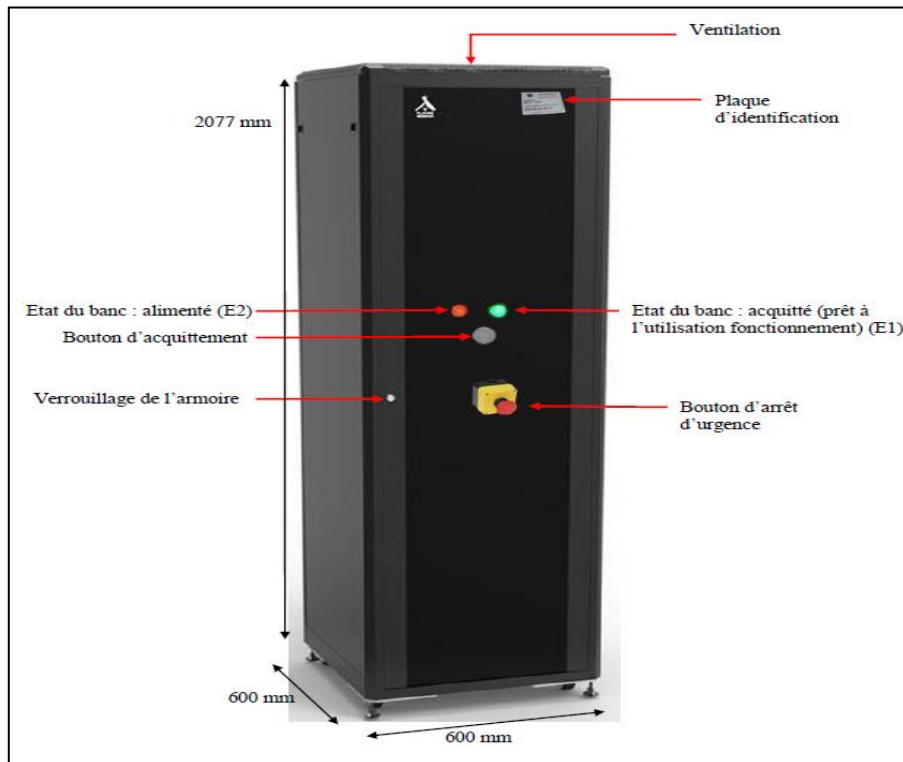


Figure A. 2: Armoire électrique.

Plan du pressuriseur

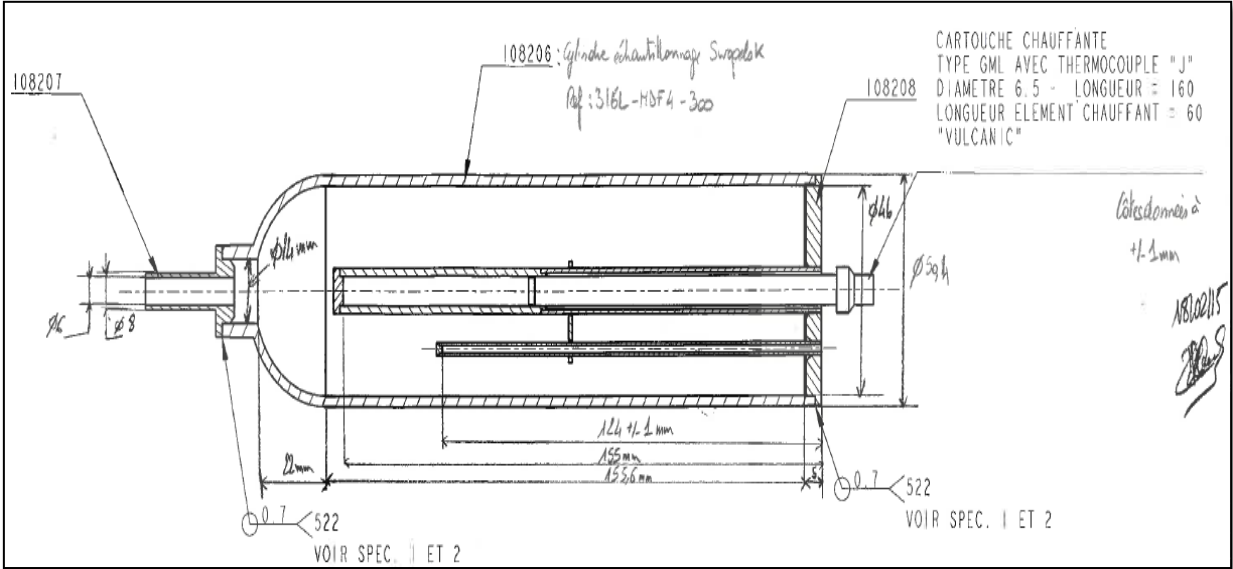


Figure A. 3: Plan du pressuriseur.

Plan de l'EMC

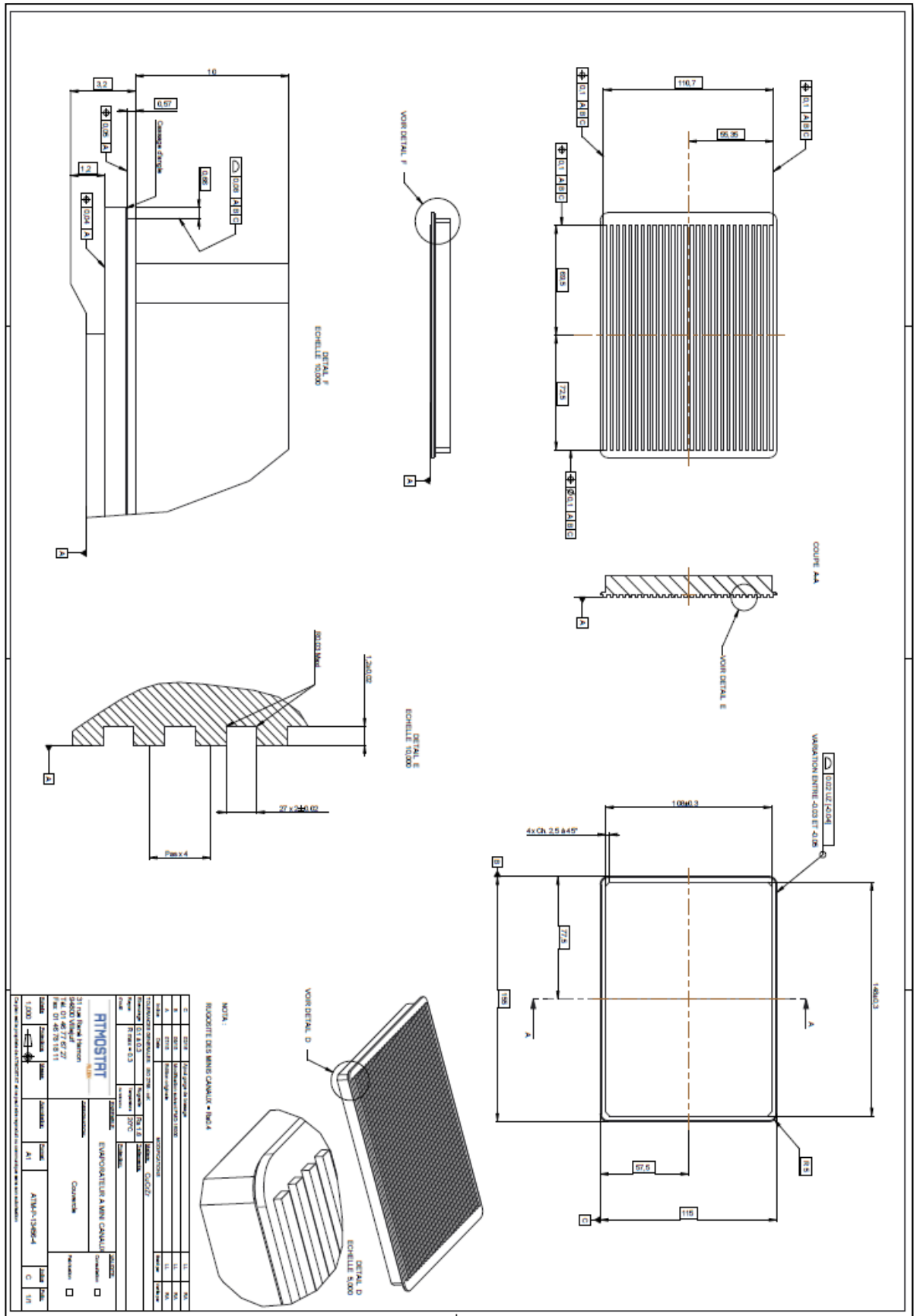


Figure A. 4: Plan de l'évaporateur à mini-canaux.



Figure A. 5: Plan de l'outillage de chauffe.

Plan du CPB

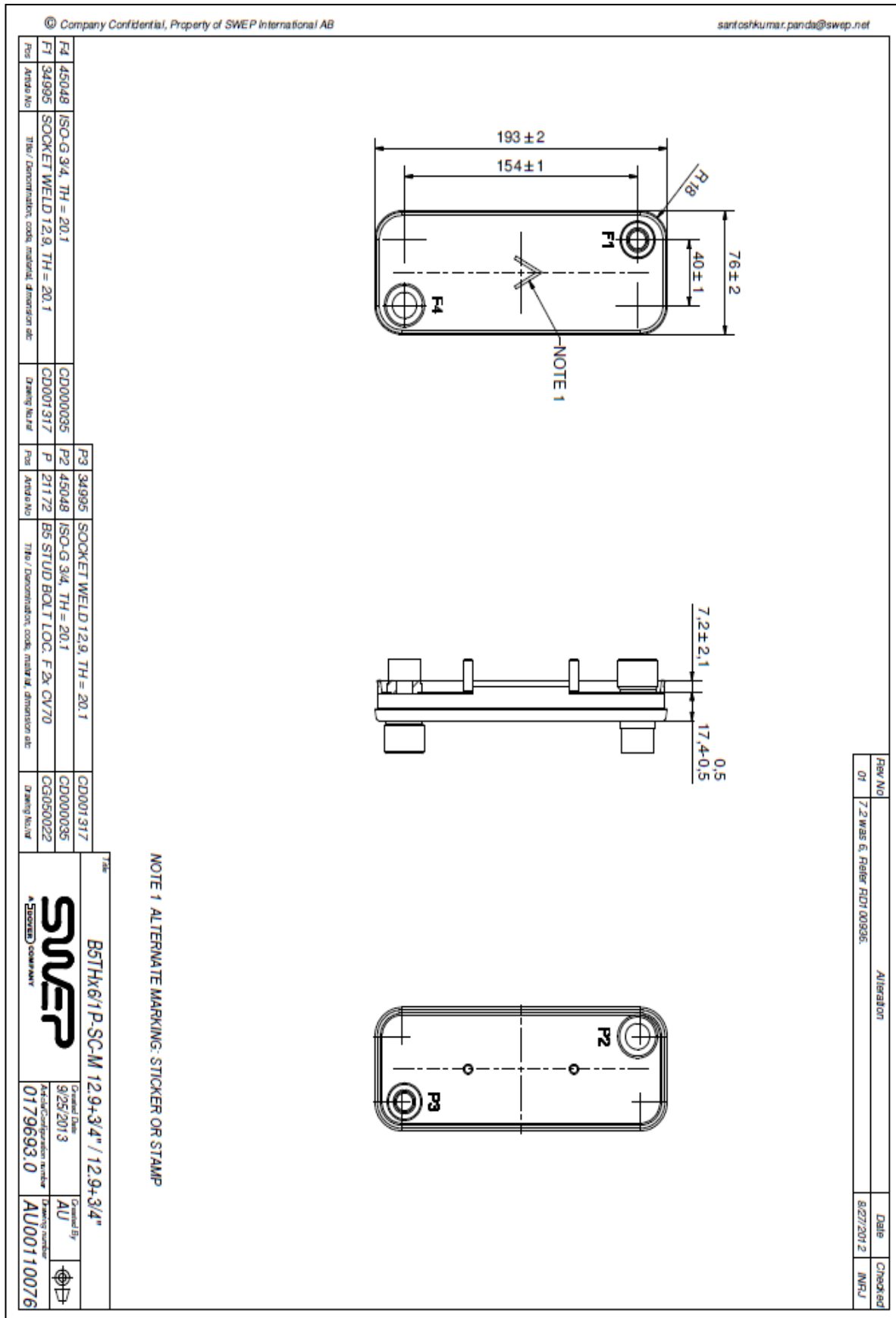


Figure A. 6: Plan du condenseur à plaques brasées.

Annexe B (Spécifications capteurs)**Nomenclature des capteurs**

Tsfe1 et 2	Température de l'eau de refroidissement en entrée de condenseur. Permet de calculer le flux thermique échangé avec le fluide de la boucle
Tcs	Température du fluide en sortie du condenseur. Permet de connaître la température du fluide en sortie du condenseur
Tv1 et Tv2	Température du pressuriseur
Tpe	Température du fluide en entrée de pompe
Tps	Température du fluide en sortie de pompe : permet de connaître la température en sortie de pompe et donc en entrée d'évaporateur (circuit calorifugé)
Tee	Température du fluide en entrée d'évaporateur
Te1 à 4	Température dans l'évaporateur
Tes	Température en sortie d'évaporateur
Tce	Température du fluide en entrée du condenseur
Tsfs1 et 2	Température de la source froide en sortie de condenseur. Permet de calculer le flux thermique échangé avec le fluide de la boucle
Tc1, Tc2, Tc3, Tc4, Tc5	Température de l'interface condenseur/source froide : permet de connaître la température de la source froide

Figure B. 1: Nomenclature des différents thermocouples de la boucle.

Pcs	Pression en sortie de condenseur
Ppe	Pression en entrée de pompe
Pps	Pression en sortie de pompe
Pee	Pression en entrée d'évaporateur
Pes	Pression en sortie d'évaporateur
Pce	Pression en entrée de condenseur

Figure B. 2: Nomenclature des différents thermocouples de la boucle.

Dee	Débitmètre en entrée d'évaporateur : permet de connaître la quantité de fluide injectée dans l'évaporateur. Permet d'assurer la bonne efficacité de l'évaporateur
Dv	Débitmètre du liquide qui entre ou sort dans le pressuriseur
Dsfe1 et Dsfe2	Débitmètre en entrées de la source froide

Figure B. 3: Nomenclature des différents débitmètres de la boucle.

Uv	Tension d'alimentation du pressuriseur
Up	Tension d'alimentation du moteur de la pompe
Urec1 à 4	Tension d'alimentation du réchauffeur
Upsf	Tension d'alimentation de la pompe de la source froide

Figure B. 4: Nomenclature des différents capteurs de tension dans la boucle.

Iv	Courant consommé par le pressuriseur
Ip	Courant consommé par le moteur de la pompe
Irec1 à 4	Courant consommé par le réchauffeur
Ipsf	Courant consommé par la pompe de la source froide

Figure B. 5: Nomenclature des différents capteurs d'intensité dans la boucle.

Spécifications des thermocouples

Fabricant		TC direct
Type		Thermocouple de type K
Alimentation		Pas d'alim
Puissance consommée		0
Plage de mesure	Minimum	10°C
	Maximum	120°C
Précision		1°C

Fréquence d'acquisition	1Hz
Signal de sortie	0.397-4.92mV
Dimensions	Diamètre 0.5 mm Longueur 150 mm (minimum)
Impact mécanique	Non
Contrainte(s) d'intégration	Doigt de gant

Figure B. 6: Caractéristiques techniques des thermocouples.

Spécifications des capteurs de pression

Demandeur		ARTS/CRISTAL
Fabricant		KELLER PAA-25/8797.1 (P/N : 222505.0628)
Référence Fabricant		Série 25
Type		absolu
Alimentation	Minimum	+15 Vcc
	Nominale	24 Vcc
	Maximum	+30 Vcc
Puissance consommée		$P_{MAXI} = 6\text{capteurs} \times 22.10(-3)W$
Plage de mesure	Minimum	0
	Maximum	5 bars max
Précision du capteur		+/- 0.5% Em
Précision voulue		+/- 0.5% Em
Conditionneur de signal		oui
Fréquence d'acquisition		5 kHz
Signal de sortie		4-20 mA 2 fils
Dimensions		Raccord filetés mâle G1/2"
Impact mécanique		Non
Contrainte(s) d'intégration		<p>Intégration d'un capteur de pression absolue sur pièce mécanique composée de</p> <ul style="list-style-type: none"> • Un raccord G1/2" (pièce usinée) en interface avec la tête du capteur, • Une cavité Ø1/2", hauteur = 2mm entre la membrane capteur et le tube Øint = 2mm incluse dans le raccord, • Un tube inox 316L, Øint = 2mm, Øext = 3mm (rèf Swagelok : SS-T3M-S-0.5M-6ME), longueur = 30mm soudé au raccord d'un côté et au centre d'un raccord union (rèf Swagelok : SS-6M0-6 ou SS-8M0-6) de l'autre. <ul style="list-style-type: none"> • Etanchéité via Joint Viton. • Couple de serrage du raccord : 5N.m (TBC) • Le capteur doit être situé sous la ligne fluide (« tête en bas ») pour éviter toute condensation de vapeur sur la membrane. • Le capteur sera relié à ses 2 zones de prise de mesure via un tube de Øint 2mm maxi positionné sous le tube de circulation de fluide pour être découplé thermiquement de la zone de mesure (perturbation minimale).

Figure B. 7: Caractéristiques techniques des thermocouples.

Spécifications des capteurs de débit

Coriolis

- ⇒ CMF015M pour le débitmètre en entrée d'évaporateur : Dee.
- ⇒ CMF010M pour le débitmètre du liquide qui entre ou sort dans le pressuriseur : Dv.

Demandeur		ARTS/CRISTAL	
Fabricant		EMERSON	EMERSON
Référence Fabricant		CMFS015M319N4FZFCZZ.	CMF010M
Désignation		Débitmètre massique Coriolis Micromotion série Elite.	Débitmètre massique Coriolis Micromotion série Elite.
Alimentation	Minimum	14.8Vcc	
	Nominale	24 Vdc	
	Maximum	30Vcc	
Plage de mesure	Minimum	1 kg/h (0.2 cm ³ /s)	
	Maximum	1500 kg/h (320 cm ³ /s)	
Précision du capteur		+/-0.5%	
Précision voulue		+/-1.5%	
Fréquence d'acquisition		1Hz	
Signal de sortie		Sortie fréquence 1 impl /cc 4-20 mA	
Impact mécanique		Raccordement 1/4" G F	Raccordement 1/4" G F
Impact transmetteur déporté		N°15000208 Le capteur et son transmetteur sont physiquement séparés. Ils sont montés via un tube de déport et une bride type KF	1700R11

Figure B. 8: Caractéristiques techniques des coriolis.

Débitmètre Electro Magnétique Rosmount 8732

Plage de débit

- ⇒ Capable de traiter les signaux générés par des fluides s'écoulant à des vitesses allant de 0,01 à 12 m/s dans les deux sens d'écoulement. Débits : 0-150 cc/s

Alimentation électrique

- ⇒ 90-250 Vca ± 10 %, 50-60 Hz ou 12-42 Vcc

Puissance consommée

- ⇒ 10 W maximum

Limites de température ambiante en fonctionnement

- ⇒ 50 à 74 °C sans indicateur, 25 à 65 °C avec indicateur

Signaux de sortie

- ⇒ Sortie fréquence 1 impl /cc, 4-20 mA.

Rosemount 8732:

- ⇒ Incertitude de $\pm 0,5$ % du débit de 1 à 12 m/s ;
 ⇒ Entre 0,01 et 1 m/s, l'incertitude est de $\pm 0,005$ m/s.

Pos	Qté	Description	Prix Unit HT	Prix Total HT	Délai
1	1	<p>DEBITMETRE ELECTROMAGNETIQUE 0-150 cc/s - 20°C – 5 Bar abs max</p> <p>Tube de mesure pour débitmètre électromagnétique Matériau du revêtement: PTFE / Teflon (température: - 29 °C à 177 °C) Matériau des électrodes: Acier inoxydable 316L, finition standard Type d'électrodes: standard - 2 électrodes de mesure Diamètre nominal: DN 15 mm (1/2") Brides: Carbon Steel, RF, Slip-on Flange; Class 150 Flange ASME B16.5 (ANSI) Class 150 (30/36 inch AWA C207 table 2 Class D Flat Face) Boîtier (électrode): Boîtier soudé étanche Certification zone dangereuse: Sans, Marquage CE Montage du transmetteur: Integral Mount with Model 8732 Transmitter</p> <p>Transmetteur de débitmètre électromagnétique Type de transmetteur: Standard Montage du transmetteur: Montage Intégré Alimentation: 90 à 250 VAC, 50-60Hz Sorties: 4-20 mA avec signal numérique HART superposé et impulsions Entrée(s) de câble: 1/2-14 NPT, 2 entrées de câble Certification zone dangereuse: Sans, Marquage CE Option d'indicateur: Indicateur avec interface opérateur locale Langue: Guide condensé et manuel en français</p> <p>Conforme à la DATASHEET</p>	1 940,00€	1 940,00€	6-8 semaines ARC

Figure B. 9: Caractéristiques techniques des débitmètres Electro Magnétique Rosmount 8732.

Spécifications des capteurs de tension et d'intensité

U _v		
Demandeur		ARTS/CRYSTAL
Plage de mesure	Minimum	0V
	Maximum	24V
Précision du capteur		1%
Fréquence d'acquisition		4kHz
Signal de sortie		4-20 mA

Urec		
Demandeur		ARTS/CRISTAL
Plage de mesure	Minimum	0V
	Maximum	220V
Précision du capteur		1%
Fréquence d'acquisition		4kHz
Signal de sortie		4-20mA

Figure B. 10: Caractéristiques techniques du capteur de tension de la résistance de chauffe du réchauffeur « Uv » et capteur de la tension de la résistance de chauffe du régulateur « Urec ».

Iv		
Demandeur		ARTS/CRISTAL
Plage de mesure	Minimum	0
	Maximum	5A
Précision du capteur		1%
Fréquence d'acquisition		4kHz
Signal de sortie		4-20 mA
Irec1		
Demandeur		ARTS/CRISTAL
Plage de mesure	Minimum	0A
	Maximum	10A
Précision du capteur		1%
Fréquence d'acquisition		4kHz
Signal de sortie		4-20mA

Ip		
Demandeur		ARTS/CRISTAL
Plage de mesure	Minimum	0A
	Maximum	10A
Précision du capteur		1%
Fréquence d'acquisition		4kHz
Signal de sortie		4-20mA

Figure B. 11: Caractéristiques techniques du capteur de courant de la résistance de chauffe du régulateur « Iv », capteur de courant du moteur de la pompe « Ip » et caractéristiques techniques du capteur de courant de la résistance de chauffe du réchauffeur « Irec1 ».

Spécifications du capteur de la vitesse de la pompe

Ω_p		ARTS/CRIST AL
Demandeur		
Type		Numérique
Alimentation	Minimum	Dépend du moteur (5Vdc ou 10Vdc)
	Nominale	
	Maximum	
Puissance consommée		<1W
Plage de mesure	Minimum	N/A
	Maximum	N/A
Précision du capteur		N/A
Fréquence d'acquisition		10kHz
Signal de sortie		Impulsion
Dimensions		Dans le moteur

Figure B. 12: Caractéristiques techniques du capteur de la vitesse de la pompe.

Mesure de tension et d'intensité

Les caractéristiques techniques de ces capteurs sont regroupées dans le tableau B10 et B11. La mesure d'intensité du courant, et de la tension est assurée par un ensemble de capteurs « LEM » avec un signal de 1V. Ils sont montés sur les cartes d'acquisition de Controlsys. Comme le montre la Figure II. 14, ces grandeurs sont mesurées aux points suivant

- aux bornes de la résistance de chauffage du régulateur.
- aux bornes du moteur d'entraînement de la pompe.
- aux bornes de chaque résistance chauffante de l'évaporateur.
- aux bornes du moteur d'entraînement de la pompe du circuit secondaire (boucle froide).

Mesure de la vitesse de la pompe

La mesure de la vitesse de la pompe est effectuée à partir des capteurs à effet hall. Ils détectent la variation du champ magnétique lors du passage des pôles du rotor ou d'une pièce magnétique disposée de telle sorte qu'elle représente l'image des pôles de la machine. Il s'agit d'un signal délivré sous forme de créneaux. Le capteur est noté sur la Figure II. 14 par le symbole Ω_p

Annexe C (Intégration des capteurs)

Intégration des capteurs de pression et de température dans les conduites et l'EMC

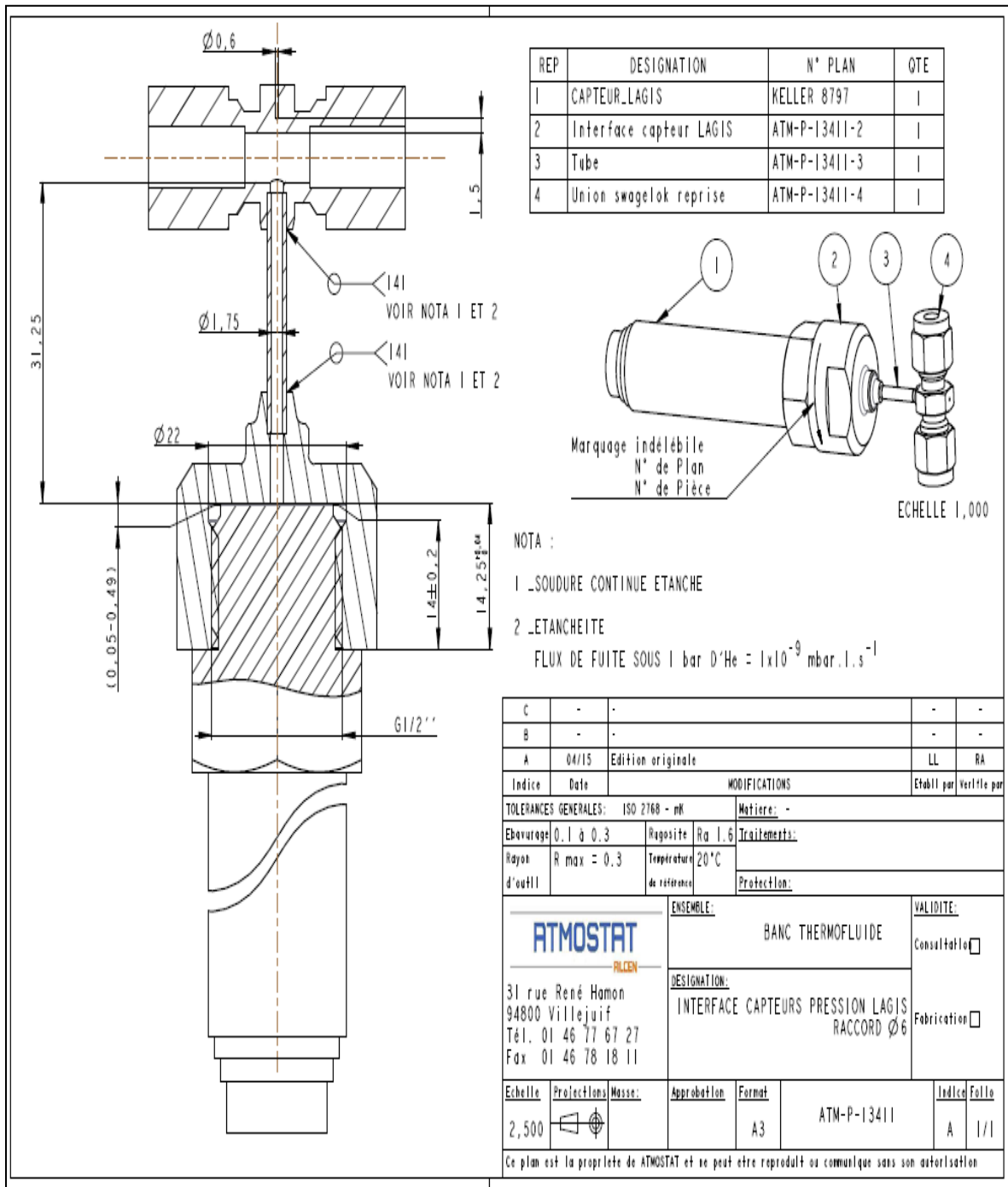


Figure C. 1: Plan d'intégration des capteurs de pression et de température dans les conduites.

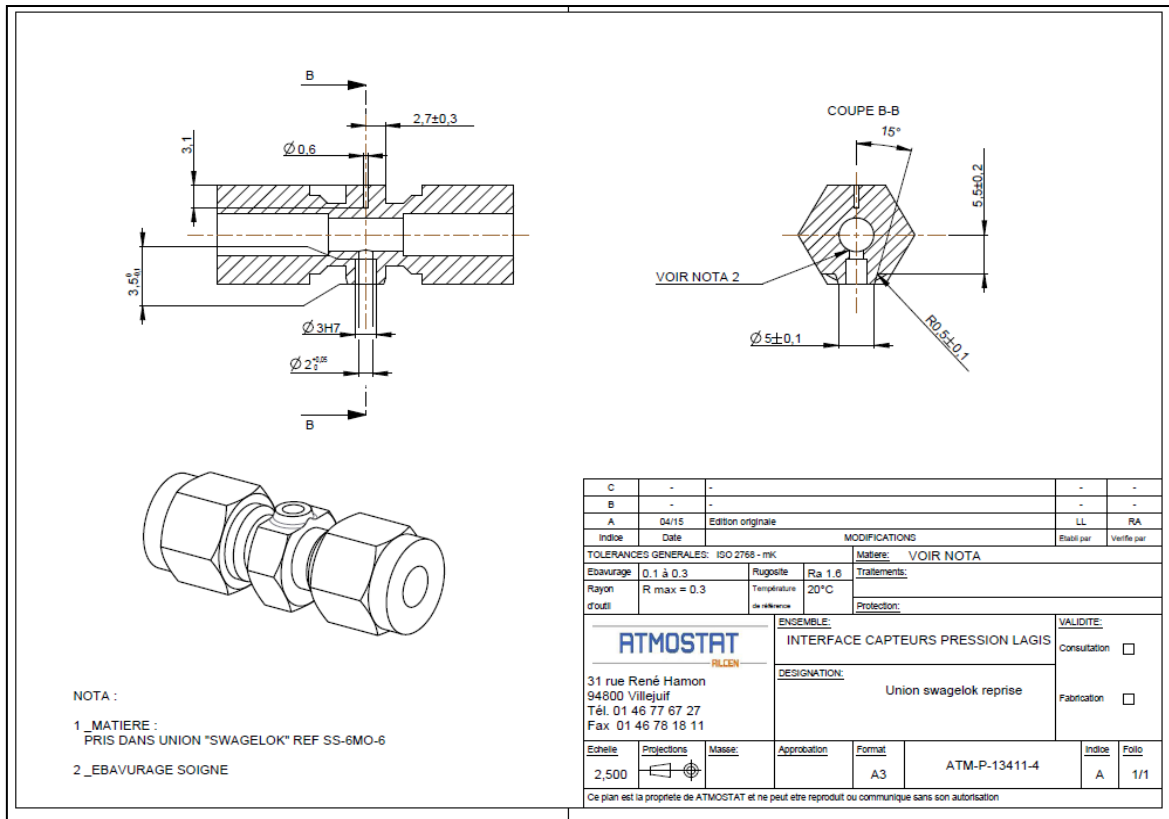


Figure C. 2: Pièce d'intégration des capteurs de pression et de température dans les conduites liquide.

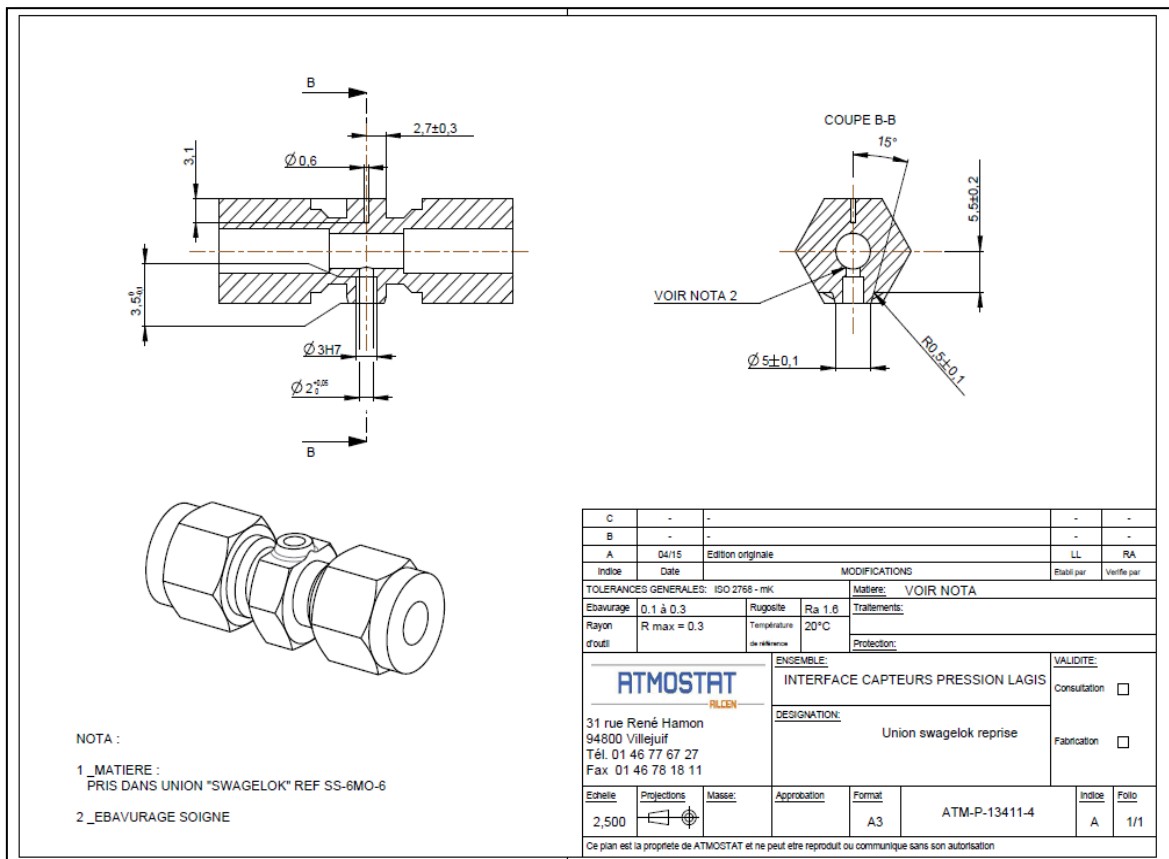


Figure C. 3: Pièce d'intégration des capteurs de pression et de température dans les conduites vapeur.

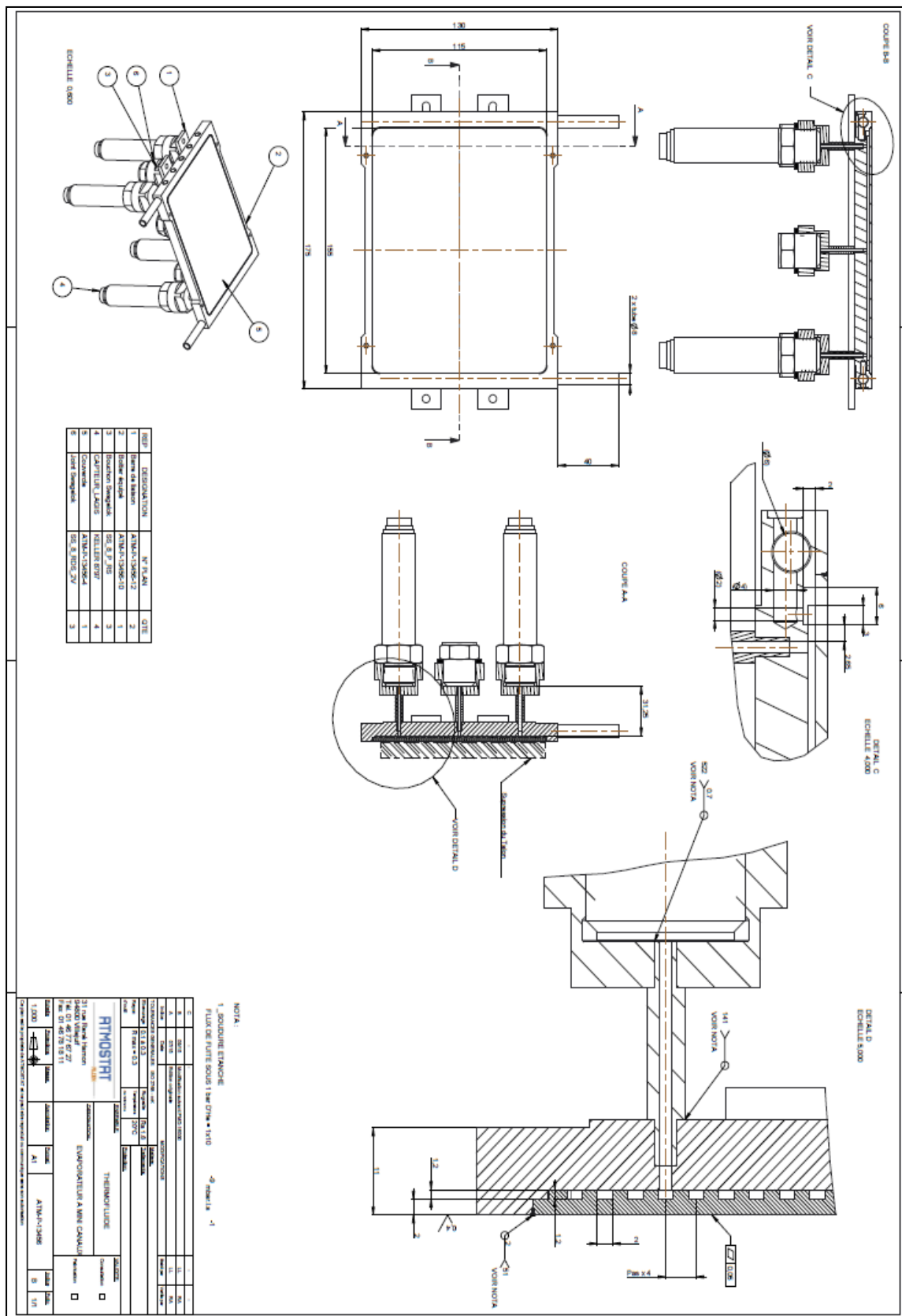


Figure C. 4: Plan d'intégration des capteurs de pression dans l'évaporateur.

Intégration du Coriolis

La mesure de débit à l'aide d'un débitmètre type Coriolis est, certes précise, mais pose, par ailleurs, **un problème de perturbation thermique**. En effet la masse importante d'un Coriolis qui n'est pas chauffé préalablement perturbe thermiquement l'écoulement. Afin de palier à ce problème, il a été convenu de déporter le Coriolis et de l'isoler thermiquement.

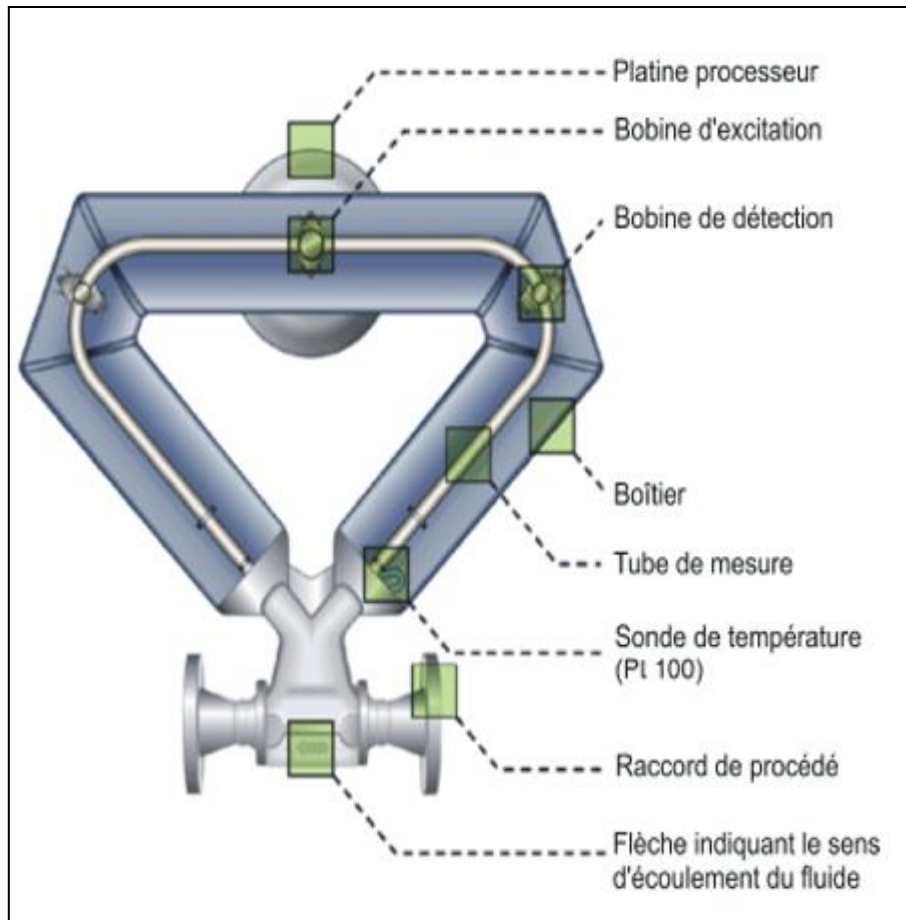


Figure C. 5: Différents composants d'un débitmètre de type « Coriolis »

Annexe D (Spécifications matérielles et sécurité)

1. Caractéristiques matérielles.

1.1 Contrôle commande boucle : CTR CMD BCL :

1.1.1. Moteur pompe volumétrique:

- Référence : Moteur EC22 (100 W) – 386674
- Fabricant : Maxon
- Fournisseur : ATMOSTAT
- Couple nominale : 43.7 mNm
- Vitesse nominale : 27300 rpm.
- Le rapport de réduction est : 128 :1)
- Alimentation de puissance :
 - Puissance : 100 W.
 - Tension : 24Vdc (nominal).
 - Courant : 5.83A (nominal), 89.1A (démarrage)

1.1.2. Cartouche chauffante pour le pressuriseur thermo-régulé :

Résistances Vulstar Haut Charge type 10163,

-Alimentation de commande : Pilotage de la puissance de chauffe via l'intensité qui traverse la cartouche.

-Alimentation de puissance :

- Puissance : 100 W
- Tension d'alimentation 230 V
- Charge spécifique 8.2 W/cm².

1.1.3. Paramètres pour la gestion de la boucle de régulation

Le module se trouvant au cœur du système doit être le plus petit possible. De ce fait, uniquement les capteurs servant à la régulation sont utilisés pour le contrôle commande de la boucle. Ci-dessous sont listées les informations nécessaires à la régulation des équipements. La Figure D. 1 illustre la position des capteurs servant pour ladite régulation.

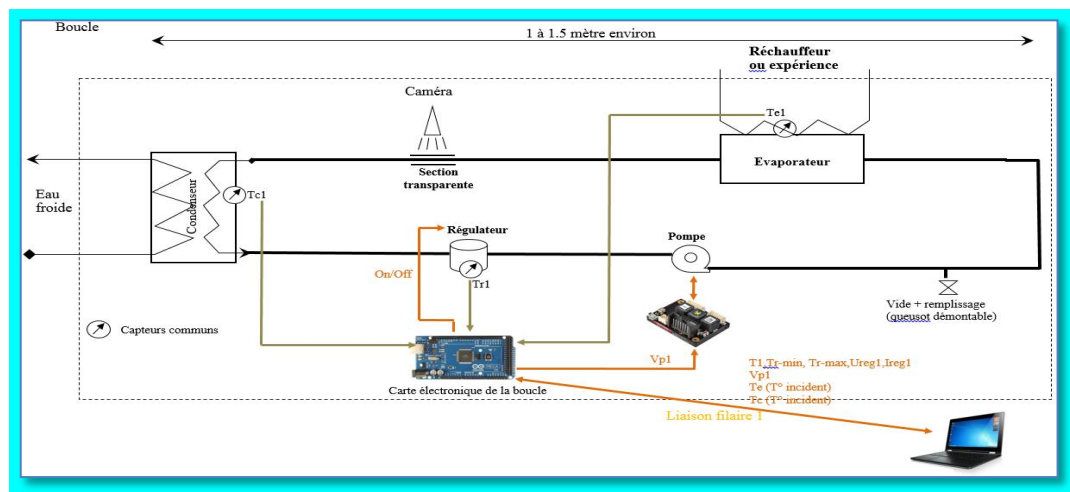


Figure D. 2: Schéma de principe de position et de type des capteurs du CTRL CMD BCL.

Moteur de la pompe volumétrique:

L'identification définira automatiquement la tension et l'intensité du moteur électrique.

La vitesse est saisie grâce à l'IHM de l'ordinateur et envoyée vers la carte électronique de la boucle. Lors de l'activation de la boucle, la valeur de la vitesse (**Vp1**) est transférée dans la carte électronique de la boucle. Un boîtier de régulation indépendant de la carte de la boucle permettra d'assurer une régulation de la pompe en boucle fermée afin d'obtenir une vitesse de rotation la plus constante possible. La stabilité et la précision sont deux critères importants, la rapidité est un critère moins important car contraint par l'inertie thermique de la boucle. Le temps nécessaire pour atteindre une valeur de consigne stable à maxi +/-1 tr/min est de 2 secondes au maximum.

Une des exigences des grands groupes est la suivante : « la pompe doit avoir un signal électrique de sortie indiquant son état de fonctionnement ». L'objectif étant de s'assurer de son état de fonctionnement.

Cartouche chauffante pour le pressuriseur thermo-régulé :

La température : l'utilisateur définit une température de consigne (**T1**). Les valeurs **TrMin** et **TrMax** peuvent être définies par d'autres paramètres propres à la régulation mise en place. Ces paramètres peuvent être modifiés. La cartouche chauffante est équipée d'un thermocouple intégré qui donnera la température (**Tr1**) de paroi de la cartouche. Pour les essais, il est prévu un thermocouple supplémentaire qui plonge dans le fluide. Un certain nombre d'essais permettront de définir une loi de comportement pour définir la vitesse de montée en température du fluide en fonction de la température de la cartouche chauffante. Il y aura deux valeurs mesurées : **Tr1** de la cartouche chauffante, **Tr2** du fluide contenu dans le pressuriseur. La température **Tr1** sera transmise à l'électronique de la boucle pour assurer la régulation de l'intensité à appliquer à la cartouche chauffante.

Thermocouple de l'évaporateur « Te1 »:

- La température de seuil qui déclenchera une alerte « incident ».
- Dans la procédure de mise en fonction du banc, il y a des étapes importantes :
 - mise en chauffe du pressuriseur. Atteinte de la température de consigne et mise en route de la pompe. La température de l'évaporateur « Tevap » pourra, en fonction de sa valeur :
 - Phase de démarrage :
 - Tevap << Te1 : indiquer qu'il n'est pas nécessaire de faire tourner la pompe. Laissons alors l'électronique chauffer dans un 1^{er} temps.
 - Tevap >> Te1 : indiquer une chauffe de la source chaude importante alors que la boucle n'est pas en route donc alerter l'opérateur sur un possible dysfonctionnement de la boucle ou de la commande de boucle. Lui indiquer de mettre en place une solution de « secours » ou une alternative.
 - Phase incident :
 - Tevap >> Te1 maxi (90 °C) : indiquer une surchauffe de la source chaude que la boucle ne peut pas absorber. Risque de grosse montée en pression et de destruction du matériel.
 - Tevap >> Te1 maxi : dans le cadre du banc : arrêter la puissance de la source chaude tout en conservant la rotation du moteur (pour refroidir l'installation). Alerter l'opérateur.

Thermocouple du condenseur « Tc1 »:

- La température de seuil qui déclenchera une alerte « incident ».
- Pour le banc :
 - Phase de démarrage ou incident :
 - $T_{cond} \gg T_{c1}$ (ou température de consigne): vérifier que la pompe du condenseur est activée.

1.2. Contrôle commande banc : CTRL CMD BANC

L'alimentation du banc est prévue pour une prise domestique en 230 Vac avec une consommation inférieure à 16 A.

Alimentation de l'interface électronique

- Tension : 230 Vac
- Courant : 16 A

Moteur pompe (source froide)

- Référence : 8000-443-136.
- Fabricant : SHURFLO.
- Fournisseur : SOLARIS-STORE.
- Vitesse maxi : 2000tr/min
- Alimentation de puissance :
 - Puissance : 90W maxi.
 - Tension : 12VCC.
 - Courant : 7.2A maxi.

Cartouche chauffante pour l'évaporateur (source chaude) :

-Alimentation de commande : Pilotage de la puissance de chauffe via l'intensité qui traverse la cartouche.

-Alimentation de puissance :

- Référence : Fabrication spécifique
- Fournisseur : ATMOSTAT
- Tension : 230Vac
- Courant : 10A maxi (variable en fonction de la puissance à apporter)
- Puissance unitaire : 2200W (maximum)
- Quantité : 2
- Puissance maxi utile : 2200W

Source chaude

La source chaude simulera le composant électronique à refroidir. Cette source dont le comportement s'apparente à une résistance électrique, viendra s'interfacer avec un évaporateur de la boucle. La puissance de la source chaude sera donc définie par les paramètres via l'IHM du banc.

Il est possible de créer et d'enregistrer des profils de comportement de la source chaude pour définir des phases transitoires du type : démarrage et arrêt normaux, démarrage et arrêt brutaux (simulation de casse matériel ou de dysfonctionnement), évolution de la température en fonction du temps suivant un profil particulier (simulation d'un décollage, vol stationnaire, atterrissage).

Source froide

La source froide simulera le refroidissement du fluide contenu dans la boucle. Cette source froide sera composée d'un condenseur dont le circuit primaire sera en interface avec la boucle et le circuit secondaire sera connecté à une pompe d'alimentation en eau urbaine. La pompe est alimentée via l'électronique du banc. L'activation de la pompe est pilotée à partir de l'IHM par un tout ou rien et tourne à sa vitesse nominale.

Paramètres pour la gestion du banc

Les données des capteurs sont collectées vers une interface électronique pour conditionner le signal puis transférées vers une carte d'acquisition vers le PC. Ci-dessous sont listées les informations nécessaires à la régulation :

Résistance électrique (source chaude) :

La puissance : la tension et l'intensité

Pompe (source froide) :

Vitesse : la pompe tourne à sa vitesse nominale.

2. Sécurité

La sécurité occupe une place indispensable dans les fonctionnalités du banc. Trois types de sécurité sont présents sur le banc : Utilisateur, matériel et logiciel.

2.1.Sécurité de l'utilisateur à mettre en annexe

La sécurité des personnes est assurée par un arrêt d'urgence matériel « ARU » placé sur le banc permettant de couper instantanément l'alimentation de puissance.

But : Le bouton d'arrêt d'urgence est un bouton coup de poing pour garantir un arrêt rapide et protéger l'utilisateur. Lorsqu'il est pressé, il coupe la chaîne de sécurité.

Condition d'ouverture : L'utilisateur veut stopper le banc manuellement et rapidement.

Condition de fermeture : L'utilisateur doit tourner le bouton poussoir



Figure D. 3: ARU (bouton d'arrêt d'urgence).

2.2.Sécurité matérielle

Températures dans l'évaporateur et le condenseur

Il est possible de paramétrer la température maximale admissible dans le condenseur et dans l'évaporateur. Si l'une des températures mesurées dépasse la valeur définie dans les paramètres, l'essai s'arrête, l'alimentation de la source chaude se coupe et le moteur se met à tourner à sa vitesse maximale. L'onglet maintenance se met à clignoter pour avertir l'utilisateur de la surchauffe. L'utilisateur peut reprendre un essai lorsque le point de mesure atteint la température définie dans les paramètres « moins 10°C ».

Température ambiante de l'armoire

But : Protéger le matériel.

Condition d'ouverture : Le thermostat détecte une température hors de la plage ($t < 0^{\circ}\text{C}$ ou $t > 60^{\circ}\text{C}$).

Condition de fermeture : La température ambiante est dans la plage ($0^{\circ}\text{C} < t < 60^{\circ}\text{C}$).

Un contrôle de la température ambiante de l'armoire est effectué grâce à un thermostat.

Lorsque l'on est hors de la plage définie, la chaîne de sécurité s'ouvre.

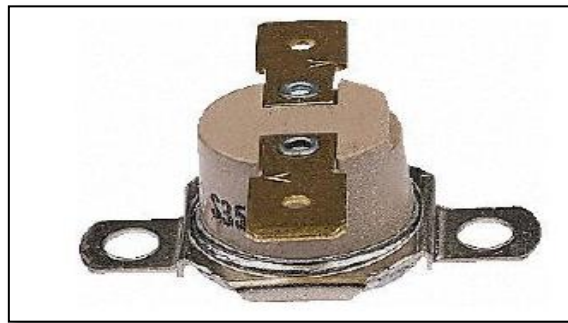


Figure D. 4: thermostat.

Vitesse du moteur de la pompe

Un contrôle de la vitesse est effectué en permanence. Si une erreur de +/-15% par rapport à la valeur consigne apparaît, l'essai s'arrête, l'alimentation de la source chaude et du pressuriseur se coupent, le moteur s'arrête.

Chaîne de sécurité

L'ensemble du système est soumis à une validation matérielle. Une *chaîne de sécurité* permet de relier en série les différents capteurs de sécurité du banc. Pour lancer le banc, il est indispensable que tous les capteurs soient fermés. L'ouverture d'un de ces capteurs est immédiatement détectée par le « preventa » qui est l'organe central de sécurité. L'ouverture de la chaîne de sécurité entraîne l'arrêt immédiat de l'alimentation du moteur, du pressuriseur et de la source chaude.

Watchdog pour la sécurité de l'ordinateur

But : S'assurer du bon fonctionnement de l'ordinateur.

Condition d'ouverture : L'ordinateur est gelée/bloquée.

Condition de fermeture : L'ordinateur fonctionne correctement et l'utilisateur active la génération du signal (automatique lors du lancement de l'application).

La carte National Instrument génère un signal périodique carré. Ce signal est traité par une carte électronique détectant le changement de front. Lorsque l'ordinateur ne fonctionne pas

correctement, le changement d'état de la sortie n'est plus opéré, le relais de la carte s'ouvre, ce qui coupe la chaîne de sécurité.

Capteur de fermeture des portes

But : Protéger l'utilisateur (accès à la partie puissance).

Condition d'ouverture : la porte de l'armoire électrique est ouverte.

Condition de fermeture : fermer la porte de l'armoire électrique.



Figure D. 5: Capteur de fermeture des portes.

Sécurité logiciel

Les boîtiers de régulations *ESCON 36/3* et *70/10* préviennent contre :

- La surtension, la sous-tension.
- La surcharge thermique.
- Une erreur logique de commutation des capteurs à effet hall, une erreur de séquence de commutation des capteurs à effet hall et contre une fréquence excessive des capteurs à effet hall.

L'allumage de la « led » rouge indique la présence d'un de ces défauts.

Le boîtier de régulation *BDE 40* prévient contre :

- La surchauffe de la carte de régulation et du moteur.
- La surtension, sous-tension.

2.3.Isolation

Il a été convenu d'envelopper l'ensemble des composants de la boucle avec de la laine de roche. Des transferts thermiques vers l'extérieur sont toutefois présents et doivent être tenus en compte dans les travaux de modélisation de la boucle diphasique pompée.

Annexe E (Conditions opératoires EMC)

sources	fluides	géométrie	D_h	G	Re_{lo}	\dot{q}	x
			[mm]	[kg/m ² s]		[kW/m ²]	
Wambsganss <i>et al.</i> (1993)	R-113	circulaire	2,92	50 – 300	1933 – 2013	8,8 – 90,75	0 – 0,9
Lin <i>et al.</i> (2001)	R-141b	circulaire	1,1 ; 1,8	93 – 570	536 – 2955	18 – 72	0,02 – 1,0
Yen <i>et al.</i> (2002)	R-123	circulaire	0,51 ; 0,19	145 – 295	410 – 72	5,46 – 26,9	0,05 – 0,98

Figure E. 1: Données expérimentales liés au coefficient de convection de Kandlikaret Balasubramanian(Kandlikar & Balasubramanian 2004).

Source	Fluide	D_h	p_{sat}	\dot{q}	G	x_{ent}	x_{sor}
		[mm]	[bar]	[kW/m ²]	[kg/m ² s]	[%]	[%]
Lee et Mudawar (2005b)	R-134a	0,35	1,44 à 6,6	159 à 938	159 à 654	1 - 25	49 - 100
Qu et Mudawar (2003)	eau	0,35	1,17	135 à 402			

Figure E. 2: Conditions opératoires exploitées par Lee et Mudawar(Lee & Mudawar 2005).

		MAE [%]	percentage of experimental data within		
			± 20 %	± 30 %	± 50 %
Chen, 1966 [67]	0.271 mm	5118	2.50	4.17	7.5
	0.359 mm	525	4.15	6.71	15.65
	0.484 mm	452	10.12	17.00	29.96
Lazarek and Black, 1982 [69]	0.271 mm	70	18.33	35.00	74.17
	0.359 mm	49	28.43	43.45	67.41
	0.484 mm	44	23.89	34.41	47.77
Kandlikar, 1990 [76]	0.271 mm	576	5.00	6.67	12.50
	0.359 mm	338	6.07	9.90	25.24
	0.484 mm	151	14.98	21.86	40.49
Kandlikar, only NBD, 1990 [76]	0.271 mm	189	10.00	15.00	36.67
	0.359 mm	85	21.09	30.67	60.70
	0.484 mm	56	19.43	28.74	48.18
VDI-Wärmeatlas, 1997 [68]	0.271 mm	815	5.00	9.17	23.33
	0.359 mm	85	18.85	28.11	49.20
	0.484 mm	46	19.03	29.15	41.70
Yu et al., 2002 [78]	0.271 mm	181	16.67	28.33	54.17
	0.359 mm	51	30.03	43.77	70.61
	0.484 mm	39	31.98	46.15	67.21
Warrier et al., 2002 [72]	0.271 mm	2639	3.33	5.00	9.17
	0.359 mm	157	6.07	10.86	32.91
	0.484 mm	52	30.77	46.15	79.35
Shuai, 2004 [79]	0.271 mm	709	10.00	17.50	40.00
	0.359 mm	77	20.45	37.38	70.29
	0.484 mm	41	41.70	57.89	79.76

Figure E. 3: Synthèse des comparaisons entre le coefficient de convection mesuré par Sobierska et celui estimé par les corrélations classiques(Sobierska 2009).

Annexe F (Méthodes calcul CPB)

a) Procédure de calcul pour Heat Transfer Research, Inc (HTRI)

- Partant d'un profil de température. ΔT_n , un flux de chaleur imposé Q , et un coefficient d'échange arbitraire $K_{n_initial}$, la méthode DTLM donne en contrepartie la surface d'échange requise A_n pour chaque section n selon l'équation:

$$A_n = \int_0^{Q_n} [K_{n_initial} \cdot \Delta T_n]^{-1} dQ \quad (F. 1)$$

- Cette surface permet de sélectionner les paramètres géométriques de l'échangeur.
- Basé sur la géométrie sélectionnée, et le profil des températures, le coefficient d'échange thermique réel est alors calculé selon l'équation :

$$K_{n_new} = \int_0^{Q_n} [A_n \cdot \Delta T_n]^{-1} dQ \quad (F. 2)$$

- Ensuite, un calcul itératif permet d'ajuster la géométrie et s'arrête au moment où l'écart de surface entre deux itérations successives est inférieur à une valeur fixée par le concepteur.
- Une fois la géométrie converge, le modèle calcule la perte de pression induite par cette géométrie. En comparant cette perte de charge avec les pertes de charge souhaitée par le concepteur, le modèle réajuste à nouveau la surface d'échange jusqu'à convergence.

b) Méthode de Corberán

Equation de conservation 1D en régime monophasique

Les équations en régime permanent implémentées dans le modèle sont

$$G = \rho \cdot u = cst \quad (F. 3)$$

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{d(\rho \cdot u^2)}{dz} - f \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2 \cdot D_h} - \frac{d(z \cdot g \cdot \rho)}{dz} \quad (F. 4)$$

$$A \cdot G \cdot \frac{d\left(i + \frac{u^2}{2}\right)}{dz} = P \cdot h \cdot (T_w - T) \quad (F. 5)$$

Compte tenu du découplage des équations de quantité de mouvement et d'énergie, la résolution de chacune est indépendante de l'autre. L'équation de l'énergie donne alors la température, celle de quantité de mouvement fourni la pression.

Equations de conservation en régime diphasique

Les équations de conservation en régime permanent sont:

$$\begin{aligned}
-\frac{dp}{dz} &= \frac{2 \cdot f \cdot G^2 \cdot (1-x)^2}{D_h \cdot \rho_f} \cdot \Phi_f^2 + G^2 \cdot \frac{d}{dz} \left(\frac{x^2}{\rho_g \cdot \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_g \cdot (1-\alpha)} \right) + (\alpha \cdot \rho_g + (1-\alpha) \cdot \rho_f) \cdot g \cdot \sin(\theta) \\
A \cdot G \cdot \frac{\partial}{\partial z} \left[x \cdot \left(i_g + \frac{G^2 \cdot x^2}{2 \cdot \rho_g^2 \cdot \alpha^2} \right) + (1-x) \cdot \left(i_f + \frac{G^2 \cdot (1-x)^2}{2 \cdot \rho_f^2 \cdot (1-\alpha)^2} \right) \right] + A \cdot G \cdot \frac{\partial}{\partial z} (z \cdot g \cdot \sin(\theta)) &= P \cdot h \cdot (T_w - T)
\end{aligned} \tag{F. 6}$$

Notons, que l'auteur considère un écoulement diphasique annulaire. Cette hypothèse simplifie considérablement le choix du coefficient de convection thermique. A ce sujet, la corrélation semi-empirique développée par Chi Chuan Wang est choisie. Quant au taux de vide α , l'auteur utilise la corrélation de Chisholm.

Contrairement au cas monophasique, les équations de quantité de mouvement et d'énergie en diphasique sont couplées par l'intermédiaire de la pression qui influence la température. Cependant, l'hypothèse d'équilibre permet à l'auteur de découpler ses équations, puisque pression et température sont liées en équilibre thermodynamique. Cette notion de découplage constitue la particularité du modèle de Corberán.

Température de la paroi

La détermination de la température des parois est assurée par la résolution de l'équation de transport de chaleur où l'auteur néglige le flux de chaleur propagé par conduction le long des parois:

$$k \cdot e \cdot \nabla^2 T_w = 0 \tag{F. 7}$$

Schéma général de calcul

La méthode présentée par Corberán est itérative. D'abord, la distribution des températures de la paroi est renseignée au code par défaut, puis une première résolution des équations de conservation donne la pression et la température dans chaque élément. Ces grandeurs servent à évaluer les propriétés thermodynamiques des fluides. Ensuite, la température de paroi est estimée à nouveau depuis l'équation (F. 7). La même procédure est répétée tant que le critère de convergence n'est pas satisfait.

c) Méthode d'Arman et Rabas

1. Le calcul démarre par une valeur estimée de la pression et du titre massique en sortie du j-ième incrément.
2. Basé sur cette pression initiale, la température de saturation est calculée.
3. Basé sur le titre massique initial, le débit de condensation est déduit.
4. Le bilan thermique du côté du réfrigérant permet alors de calculer le flux de chaleur $q''_{w,j}$ traversant la paroi de l'échangeur.

$$q''_{w,j} \cdot A = \dot{m}_{g,j-1} \cdot h_{g,j-1} + \dot{m}_{l,j-1} \cdot h_{g,j-1} - \dot{m}_{g,j} \cdot h_{g,j} - \dot{m}_{l,j} \cdot h_{g,j} \tag{F. 8}$$

5. Connaissant le flux de chaleur $q''_{w,j}$ il est alors possible de calculer la température du liquide de refroidissement T_{cool} en intégrant (F. 8).

$$\dot{m}_{cool} \cdot c_{p,cool} \cdot \frac{dT_{cool}}{dz} = q''_{w,j} \cdot W \quad (\text{F. 9})$$

6. Connaissant la température T_{cool} et celle du film de condensat (considérée égale à la température de la vapeur estimée au départ), les équations (F. 8) et (F. 9) permettent alors d'accéder à une nouvelle valeur de flux de chaleur q''_{w,j_new} et du coefficient d'échange thermique global.

$$q''_{w,j_new} = h_0 \cdot (T_c - T_{cool}) \quad (\text{F. 10})$$

$$h_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_{cool}}} \quad (\text{F. 11})$$

7. Avec les deux valeurs $q''_{w,j}$ et q''_{w,j_new} , un test de convergence est programmé: tant que la valeur absolue de la différence est supérieure à 0.0001, la valeur du titre massique initiale est incrémentée. Les étapes citées depuis le point trois sont alors reprises.
8. Une fois le calcul converge, la valeur du titre massique est connue, d'où la possibilité de calculer les nouvelles valeurs de pression en sortie du liquide primaire et secondaire. Cette pression est basée sur un calcul complexe faisant appel à la théorie de Lockhart et Martinelli pour la perte de pression par frottement en diphasique, Panchal pour les pertes de charge en monophasique, et Premoli pour la corrélation du taux de vide adoptée.
9. Enfin, le modèle effectue une comparaison entre ces nouvelles valeurs de pression et celles initiées au départ. Si la valeur absolue de la différence est supérieure à la valeur tolérée, fixée à 0.0005, le point deux dans la programmation est à nouveau repris.

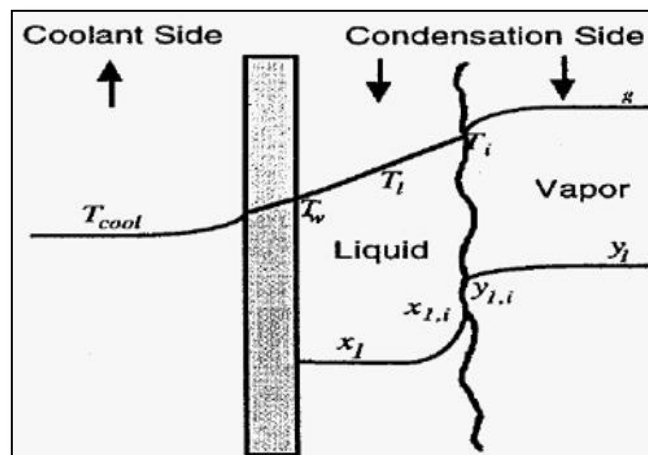


Figure F. 1: Schéma typique de la condensation sur une paroi froide

Annexe G (Calcul de la pression)

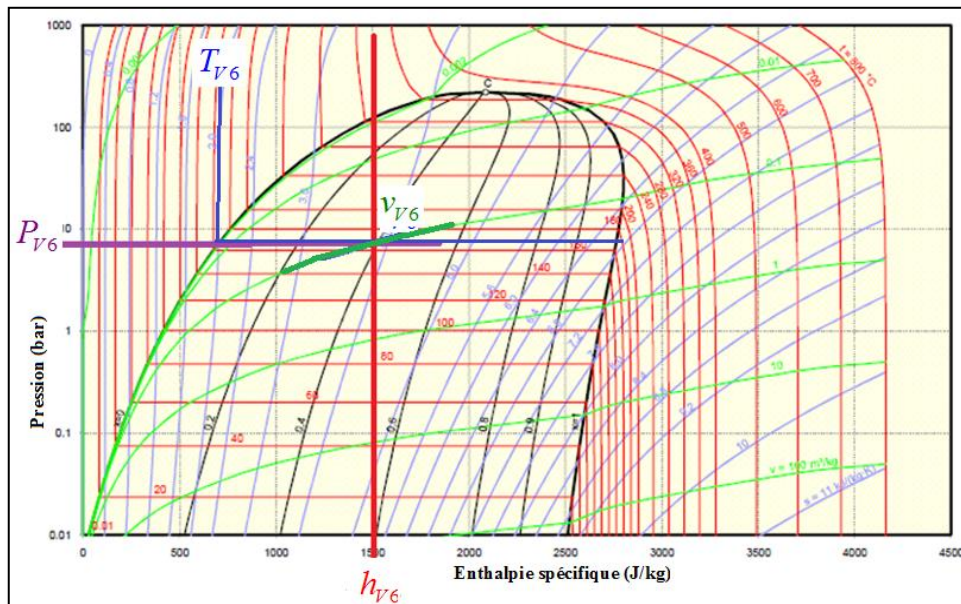


Figure G. 1: Diagramme P-h de Mollier.

Développement théorique de la méthode :**a) Enthalpie spécifique du mélange diphasique :**

$$h_{V6}(t) = \frac{H_{acc_V6}(t)}{m_{acc_V6}(t)} \quad (G. 1)$$

$H_{acc_V6}(t)$ est l'enthalpie du mélange à l'instant t , obtenue à l'aide de l'équation (IV.44).
 $m_{acc_V6}(t)$ est la masse du mélange calculée à chaque instant t grâce à l'équation (IV.42).

b) Volume spécifique du mélange diphasique :

$$v_{V6}(t) = \frac{V6}{m_{acc_V6}(t)} \quad (G. 2)$$

c) Construction du polynôme d'ordre 12

Le volume spécifique du mélange $v_{V6}(t)$ peut aussi s'exprimer comme :

$$v_{V6}(t) = x \cdot v''(P_{V6}(t)) + (1-x) \cdot v'(P_{V6}(t)) \quad (G. 3)$$

L'enthalpie spécifique du mélange $h_{V6}(t)$ peut s'exprimer comme :

$$h_{V6}(t) = x \cdot h''(P_{V6}(t)) + (1-x) \cdot h'(P_{V6}(t)) \quad (G. 4)$$

Remarque sur les fonctions thermodynamiques:

v'' , h'' , v' et h' sont respectivement le volume et l'enthalpie spécifique de la portion vapeur dans le mélange et le volume et l'enthalpie spécifique de la portion liquide du mélange. Ces quatre fonctions thermodynamiques sont toutes exprimées en fonction de la pression $P_{V6}(t)$ à l'aide des interpolations polynômiales, chacune d'ordre 6. Toutefois, la précision nous a imposé de développer des interpolations sur plusieurs intervalles de pression.

- Pour v' deux intervalles de pression ont été distingués :

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [0,0.5] \text{ alors : } v'(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 v'_{i,1} \cdot P_{V6}^i(t)$$

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [0.5,6] \text{ alors : } v'(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 v'_{i,2} \cdot P_{V6}^i(t)$$

- Pour v'' quatre intervalles de pression ont été considérés :

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [0.01612,0.056079] \text{ alors : } v''(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 v''_{i,1} \cdot P_{V6}^i(t)$$

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [0.056079,0.5] \text{ alors : } v''(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 v''_{i,2} \cdot P_{V6}^i(t)$$

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [0.5,2] \text{ alors : } v''(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 v''_{i,3} \cdot P_{V6}^i(t)$$

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [2,6] \text{ alors : } v''(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 v''_{i,4} \cdot P_{V6}^i(t)$$

- Pour h' deux intervalles de pression ont été distingués :

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [0.01612,0.5] \text{ alors : } h'(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 h'_{i,1} \cdot P_{V6}^i(t)$$

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [0.5,6] \text{ alors : } h'(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 h'_{i,2} \cdot P_{V6}^i(t)$$

- Pour h'' quatre intervalles de pression ont été considérés :

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [0,0.5] \text{ alors : } h''(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 h''_{i,1} \cdot P_{V6}^i(t)$$

$$- \text{ Si } P_{V6} \in [0.5,6] \text{ alors : } h''(P_{V6}(t)) = \sum_{i=0}^6 h''_{i,2} \cdot P_{V6}^i(t)$$

Les deux équations (G. 1) et (G. 2) s'écrivent alors :

$$v_{V6}(t) = x \cdot \left[\sum_{i=0}^6 v''_{i,j} \cdot P_{V6}^i(t) \right] + (1-x) \cdot \left[\sum_{i=0}^6 v'_{i,j} \cdot P_{V6}^i(t) \right] \quad (\text{G. 5})$$

$$h_{V_6}(t) = x \cdot \left[\sum_{i=0}^6 h_{i,j}'' \cdot P_{V_6}^i(t) \right] + (1-x) \cdot \left[\sum_{i=0}^6 h_{i,j}' \cdot P_{V_6}^i(t) \right] \quad (\text{G. 6})$$

Avec j l'indice associé à l'intervalle de pression de travail.

A partir de ces deux équations, et quelques arrangements, nous sommes en mesure d'obtenir l'équation polynomiale d'ordre 12, d'inconnue la pression du mélange $P_{V_6}(t)$:

$$\begin{aligned} v_{V_6}(t) \cdot \left[\left(\sum_{i=0}^6 h_{i,j}'' \cdot P_{V_6}^i(t) \right) - \left(\sum_{i=0}^6 h_{i,j}' \cdot P_{V_6}^i(t) \right) \right] - \left\{ \left(\sum_{i=0}^6 v_{i,j}'' \cdot P_{V_6}^i(t) \right) \cdot \left[h_{V_6}(t) - \left(\sum_{i=0}^6 h_{i,j}' \cdot P_{V_6}^i(t) \right) \right] \right\} \\ \dots - \left\{ \left(\sum_{i=0}^6 v_{i,j}' \cdot P_{V_6}^i(t) \right) \cdot \left[\left(\sum_{i=0}^6 h_{i,j}'' \cdot P_{V_6}^i(t) \right) - h_{V_6}(t) \right] \right\} = 0 \end{aligned} \quad (\text{G. 7})$$

d) Titre massique du mélange diphasique

La résolution de l'équation (G. 7) donne, à chaque pas de temps, la valeur de la pression $P_{V_6}(t)$. Cette valeur étant connue, la détermination du titre massique est alors aisée :



$$x(t) = \frac{v_{V_6}(t) - \left(\sum_{i=0}^6 v_{i,j}'' \cdot P_{V_6}^i(t) \right)}{\left(\sum_{i=0}^6 v_{i,j}' \cdot P_{V_6}^i(t) \right) - \left(\sum_{i=0}^6 v_{i,j}'' \cdot P_{V_6}^i(t) \right)} \quad (\text{G. 8})$$

e) La température du mélange diphasique

Cette température est obtenue directement à partir de la pression $P_{V_6}(t)$, puisqu'on suppose que le mélange liquide-vapeur est dans un état de saturation. La pression et la température sont alors liées par l'interpolation suivante :

$$T_{V_6}(t) = 367.5 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{V_6}(t) - 1.078}{1.081}\right)^2\right) + 125 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{V_6}(t) - 0.173}{0.4797}\right)^2\right) + 38.87 \cdot \exp\left(-\left(\frac{P_{V_6}(t) - 0.03264}{0.1967}\right)^2\right) \quad (\text{G. 9})$$

Annexe H (PAG)

		Ingredients and services for the formulation of lubricants and industrial fluids	
<div style="border: 1px solid black; border-radius: 15px; padding: 10px; width: fit-content; margin: 0 auto;"> <p style="background-color: #4a7ebb; color: white; padding: 5px; border-radius: 10px; display: inline-block;">Technical data sheet</p> </div>			
<h2 style="margin: 0;">PAG C 150</h2>			
<p>Description : PAG C 150 is a high performance water soluble polyalkylene glycol basestock with a viscosity of 133 mm²/s at 40°C.</p>			
<p>Applications :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Gear, bearing and calender lubricants • Compressor lubricants • MWF 			
<p>Typical characteristics :</p>			
		Unit / Unité	Typical Value / Valeurs typiques
Appearance Aspect			Colorless to slightly yellow liquid
Viscosity at 40°C Viscosité à 40°C	mm ² / s		133
Viscosity at 100°C Viscosité à 100°C	mm ² / s		25.5
Viscosity index Indice de viscosité			230
Pour point Point d'écoulement	°C		- 48
Density at 20°C Masse volumique à 20°C	g / cm ³		1.051
Refractive index at 20°C Indice de réfraction à 20°C			1.46
Vapour pressure at 20 °C Pression de vapeur à 20 °C	mmHg		< 0.001
Water content Teneur en eau	%		< 0.25
Flash point COC Point éclair COC	°C		240

The information provided is based on our present knowledge as guidance for product use and believed to be accurate, but no representation of warranty as to its completeness or accuracy is made. The data reported do not constitute a guarantee and are given in good faith. It is the user's responsibility to undertake their own tests and analysis to determine the suitability of these products for their own particular purpose. Quality of product is guaranteed under LUMAR General Conditions of Sale. Existing property rights, if any, must be observed.

Lumar France 6 avenue Eiffel 78420 Carrières sur Seine France Tel : +33 1 80 83 50 40 contact@lumarfrance.com	Lumar Quimica Milanesat, 25-27, 4t. 1a. 08017 Barcelona España Tel : +34 93 594 75 00 lumar@lumarquimica.com	Lumar Italia Str. Comunale Per Campagna n°5 20078 San Colombano Al Lambro (Milano) - Italia Tel: +39 0371 200463 italia@lumarquimica.com
--	--	---

Annexe I (Une démonstration)

Etablissement de la formule :

$$\frac{d(m_{liq} \cdot c_{p,liq} \cdot T_{liq})}{dt} = \dot{H}_e - \dot{H}_s + \dot{Q} + V \cdot \dot{P}$$

En général la chaleur spécifique C_p est définie telle que :

$$\left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_p = m(t) \cdot c_p$$

En dérivant cette expression par rapport au temps on obtient :

$$\left(\frac{\partial^2 H(T,t)}{\partial T} \right)_p = \frac{\partial (m(t) \cdot c_p)}{\partial t}$$

Théorème :

Théorème de Schwarz : Soit f , une fonction numérique de n variables, définie sur un ensemble ouvert U de \mathbb{R}^n . Si les dérivées partielles existent à l'ordre p et sont continues en un point x de U , alors le résultat d'une dérivation à l'ordre p ne dépend pas de l'ordre dans lequel se fait la dérivation par rapport aux p variables considérées.

Dans le cas particulier de notre fonction $H(T,t)$ on obtient :

$$\left(\frac{\partial^2 H(T,t)}{\partial t \partial T} \right)_p = \frac{\partial^2 H(T,t)}{\partial T \partial t}$$

Cette équation devient alors :

$$\left(\frac{\partial^2 H(T,t)}{\partial T \partial t} \right)_p = \frac{\partial^2 m(t) \cdot c_p}{\partial t}$$

$$\left(\frac{\partial^2 H(T,t)}{\partial T \partial t} \right)_p = c_p \cdot \frac{\partial m(t)}{\partial t} + m(t) \cdot \frac{\partial c_p}{\partial t}$$

Hypothèse

Supposons que la chaleur spécifique c_p est constante. En effet, cette hypothèse est bien vérifiée, puisque le c_p varie très peu avec la pression et la température dans le domaine de fonctionnement de la boucle fluide diphasique à pompage mécanique.

On a alors :

$$\left(\frac{\partial^2 H(T,t)}{\partial T \partial t} \right)_p = \dot{m}(t) \cdot c_p$$

Après intégration de cette équation par rapport à la variable température on obtient la formule:

$$\dot{H} = \dot{m}(t) \cdot c_p \cdot T$$

Annexe J (Théorie des bond graphs)

Généralités sur les bond graphs

1. Définition.

La méthodologie de la modélisation par bond graph est basée sur la caractérisation des phénomènes d'échange de puissance au sein d'un système. Cette méthodologie consiste à exprimer les puissances dissipées sous forme d'un produit « flux-effort », les sous systèmes étant liés par des jonctions de type « 0 » ou « 1 » afin de reproduire les échanges au sein du système (Karnopp & Rosenberg 1975) et (Dauphin-Tanguy 2000).

Il existe aussi quelques bond graphs, que nous verrons plus loin, où le produit « flux-effort » ne correspond pas à une puissance. Ils sont appelés « pseudo bond graphs », et sont utilisés principalement pour la modélisation des phénomènes rencontrés en génie des procédés (thermiques, chimiques ...).

Les bond graphs permettent, à partir d'un système physique quelconque, d'obtenir une représentation graphique indépendante du domaine physique étudié. La construction d'un modèle bond graph est réalisée en trois étapes.

La première consiste à décomposer le système à modéliser en sous-systèmes associés aux différents composants technologiques. L'interconnexion des composants est assurée par des variables de liaison. Cette représentation est appelée *bond graph à mot* ou *word bond graph*. On peut dire que c'est l'étape technologique de la modélisation.

La deuxième étape consiste à reproduire graphiquement tous les phénomènes physiques pris en compte dans les hypothèses de modélisation. A ce niveau l'outil bond graph à vocation pluridisciplinaire, permet par sa nature graphique à l'aide d'un langage unique de mettre en évidence la nature des échanges de puissance dans le système, tels que les phénomènes de stockage, de transformation et de dissipation d'énergie. L'ordre et le type de dynamique du système sont directement déduits du modèle bond graph. Enfin, grâce à son caractère évolutif, la structure du modèle graphique obtenu, peut être modifiée par simple ajout d'éléments (de frottement, d'inerte, compressibilité,...etc). Ce niveau constitue *une étape physique*.

La troisième étape consiste à écrire les lois constitutives des composants ou des phénomènes, en tenant compte des causalités affectées, c'est *la représentation mathématique* (Djeziri et al. 2009).

2. Eléments Bond Graphs à un port

2.1. Représentation

Dans chaque système fermé, il y a non seulement conservation de l'énergie, mais aussi continuité de puissance. On représente le flux d'énergie entre deux systèmes A et B en liaison, par un lien de puissance, désigné par le symbole visible sur la Figure J. 1 qui caractérise le "bond" (ou lien) du bond graph. Le sens de la demi-flèche correspond à la direction de la puissance « P » échangée.

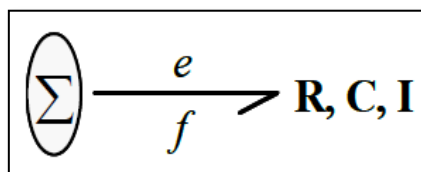


Figure J. 1: Représentation d'un élément bond graph 1 port.

2.2. Utilisation des variables dans la modélisation bond graph.

Les variables mises en jeu dans la modélisation par bond graph sont:

Variables de liaison : la puissance échangée « P » s'exprime par le produit de deux variables dites de puissance, l'effort (e) et le flux (f) : $P = e \cdot f$

Domaine	Effort	Flux	Impulsion	Déplacement
	[Unités]	[Unités]	[Unités]	[Unités]
	$e(t)$	$f(t)$	$p(t)$	$q(t)$
<i>Electrique</i>	Tension	Courant	flux magnétique	charge électrique
	[Volt]	[Ampere]	[Weber]	[Coulomb]
<i>mécanique de rotation</i>	Couple	Vitesse angulaire	Impulsion angulaire	Angle
	[N.m]	[Rad/s]	[N.s]	[Rad]
<i>mécanique de translation</i>	Force	vitesse linéaire	impulsion	distance
	[N]	[m/s]	[N.s]	[m]
<i>hydraulique</i>	Pression	débit volumique	impulsion de pression	Volume
	[Pa]	[m ³ /s]	[Pa.s]	[m ³]
<i>Thermique</i>	Température [K]	Flux de chaleur [J/s]	-	Energie calorifique [J]
<i>Thermodynamique</i>	Température [K]	Flux d'entropie [J/(K.S)]	-	Entropie [J/K]
<i>Chimique</i>	Potentiel chimique	Débit molaire	-	Nombre de moles

Tableau J. 1: Variables utilisées dans la modélisation bond graph.

Variables d'énergie : elles sont définies par les relations intégrales suivantes :
 $p(t)$ étant l'impulsion ou la quantité de mouvement généralisé :

$$p(t) = \int_0^t e(t)dt + p(0) \quad (J. 1)$$

$q(t)$ le déplacement généralisé :

$$q(t) = \int_0^t f(t)dt + q(0) \quad (\text{J. 2})$$

La signification des variables citées pour les principaux domaines est indiquée dans le :Tableau J. 1. Par ailleurs, on distingue les éléments bond graphs suivants : passifs, actifs, et de jonction.

2.3. Eléments passifs

Ils dissipent de la puissance. La demi-flèche est normalement représentée entrante dans ces éléments. Ces éléments sont désignés par « R », « C » et « I ».

Résistance « R »: modélise tout phénomène physique liant l'effort et le flux. Citons à titre d'exemple : résistance électrique, diode, restriction hydraulique, frottement, résistance thermique. La loi liant le flux et l'effort peut être linéaire ou non linéaire et est sous forme:

$$\Phi_r(r, f) = 0 \quad (\text{J. 3})$$

Exemple A.1.1 :

La loi d'ohm en électricité: $U = R * i$, ou la loi de Bernoulli en hydraulique : $P = K \cdot \dot{V}^2$.

Les représentations graphiques respectives sont données par la Figure J. 2.

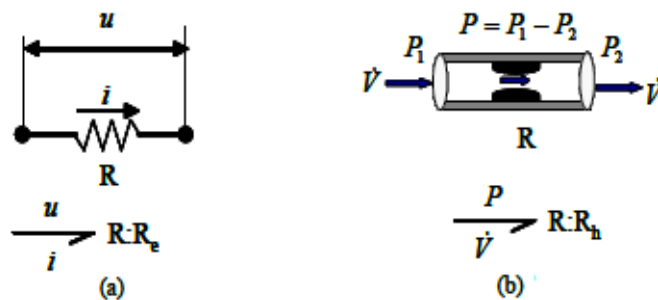


Figure J. 2: Représentations graphiques d'un élément R.

Capacité « C »: modélise tout phénomène physique liant l'effort au déplacement; exemple : ressort, condensateur, accumulateur, réservoir de stockage, phénomène de compressibilité. « C » est un élément de stockage d'énergie.

$$\Phi_c(e, q) = 0 \quad \text{ou} \quad \Phi_c\left(e, \int f(t)dt\right) = 0 \quad (\text{J. 4})$$

Exemple: $u = \frac{1}{C} \int idt$ ou $u = \frac{q}{C}$ en électricité.

$P = \frac{V}{C}$ en hydraulique.

Les représentations graphiques respectives sont données par la Figure J. 3.

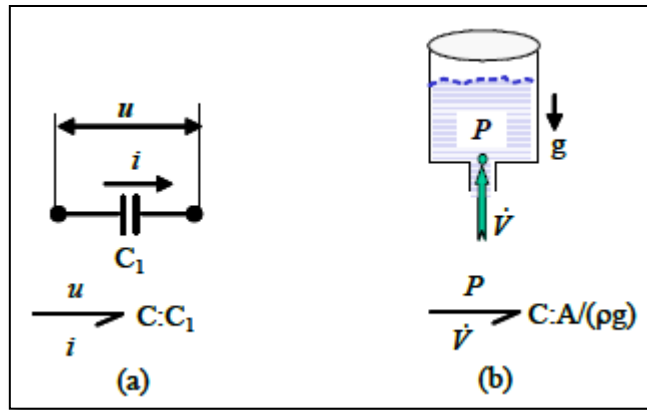


Figure J. 3: Représentations graphiques d'un élément C.

Inertie « I » : modélise tout phénomène d'inertie liant le flux à l'impulsion. « I » est un élément de stockage d'énergie. Exemple : masse en translation, inductance. La relation est de la forme:

$$\Phi_I(p, f) = 0 \text{ ou } \Phi_I\left(f, \int e(t)dt\right) = 0 \quad (\text{J. 5})$$

Exemple: $u = L \cdot \frac{di}{dt}$ ou $\Phi = L \cdot i$ en électricité

$P = \frac{\rho \cdot l}{A} \cdot \dot{V}$ en hydraulique.

Les représentations graphiques respectives sont données par la Figure J. 4.

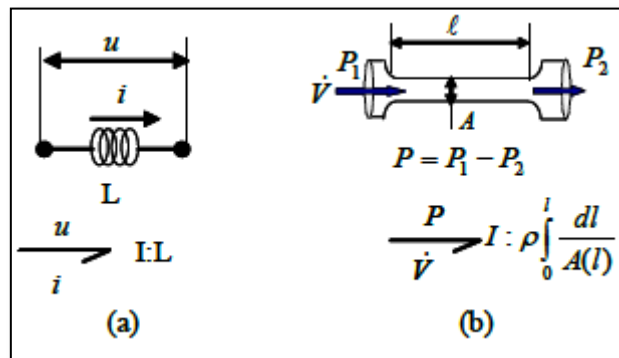


Figure J. 4: (a) Exemple électrique, (b): Exemple hydraulique.

Les éléments « I » et « C » sont tous les deux associés à un stockage d'énergie. Mais contrairement à « C », dans l'élément « I », l'énergie ne se conserve pas lorsque la variable du flux disparaît : l'énergie est stockée grâce à la dynamique du système.

2.4. Éléments actifs.

Les éléments actifs sont des sources qui fournissent de la puissance au système. On distingue les sources d'effort « Se » (tel que générateur de tension) et les sources de flux « Sf » (générateur de courant, vitesse appliquée). On les désigne par la Figure J. 5. L'orientation de la demi-flèche est fixée et supposée toujours sortant de la source.

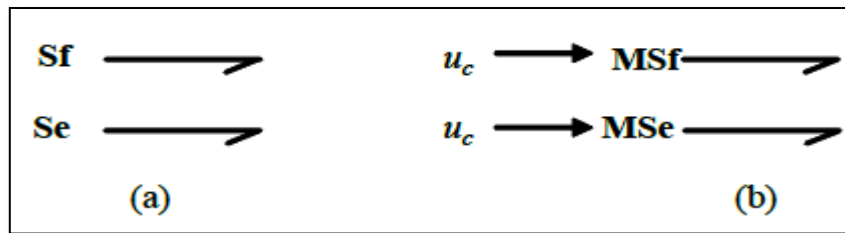


Figure J. 5: Eléments actifs. (a): Sources d'effort et de flux. (b): Sources modulées d'effort et de flux

2.5. Eléments de jonction.

Ils servent à coupler les éléments « R », « C » et « I » et composent la structure du modèle. Ils sont conservatifs de puissance.

Jonction 0: associe les éléments soumis au même effort, ce qui correspond à des éléments en série en mécanique (même force) et en parallèle en hydraulique et électricité (même tension, même pression). La jonction et la loi constitutive sont données par la Figure J. 6.

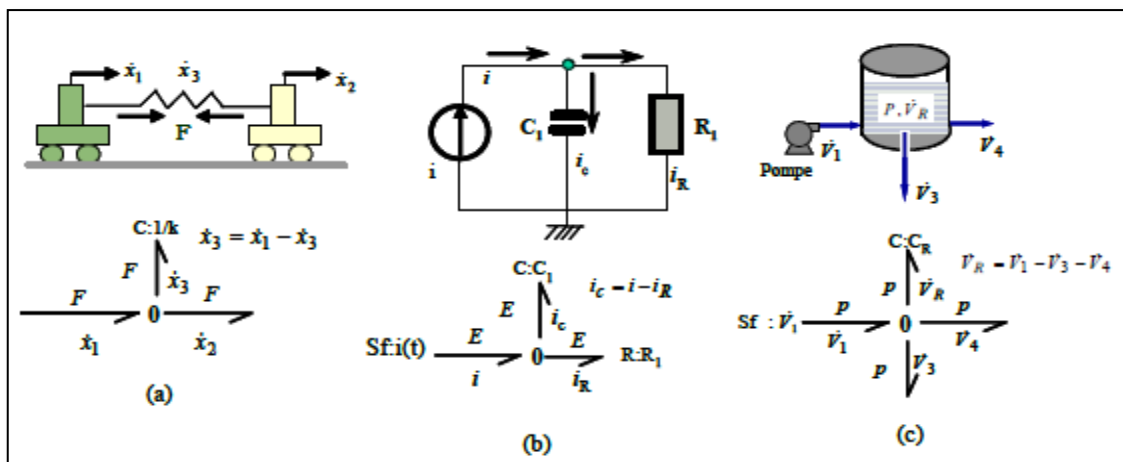


Figure J. 6: Jonction 0. (a): Système mécanique. (b): Système électrique. (c): Système hydraulique.

Jonction 1: elle associe les éléments soumis à un même flux. Elle représente des éléments en parallèle en mécanique (même vitesse) et en série en électricité et en hydraulique (même courant ou même débit volumique).

Dans les deux jonctions, nous avons une conservation de puissance qui est exprimée par le bilan des puissances.

$$\sum_{i=1}^n a_i \cdot e_i \cdot f_i = 0 \quad (J. 6)$$

Avec $a_i = \pm 1$ suivant que la demi-flèche est entrante ou sortante de la jonction.

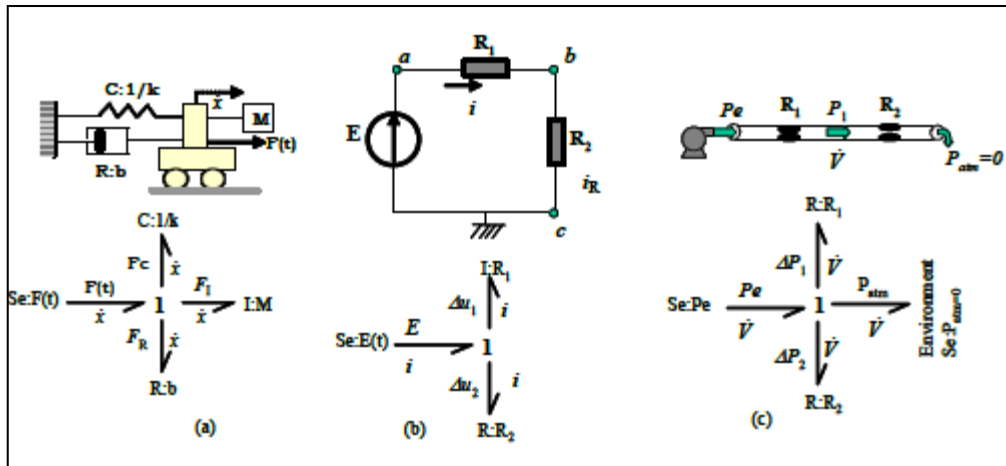


Figure J. 7: Jonction 1. (a): Système mécanique. (b): Système électrique. (c): Système hydraulique.

3. Eléments bond graphs à 2 ports (Osta 2005)

3.1. Transformateur TF.

L'élément « TF » est un élément à deux ports qui modélise les éléments transformateurs de puissance tels qu'un transformateur électrique, un système d'engrenage ou un bras de levier Figure J. 8. Si le module « m » n'est pas constant, le transformateur est dit modulé et est noté par « MT F », la variable « m » peut alors être continue ou booléenne (0,1).

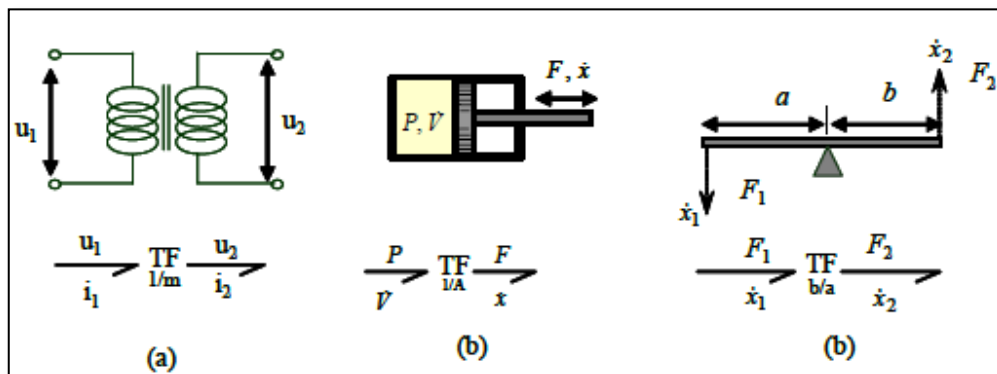


Figure J. 8: Elément TF. (a): Transformateur électrique. (b): Piston hydraulique. (c): Levier.

3.2 Gyrateur GY.

Cet élément est un 2-ports représenté par la Figure J. 9.

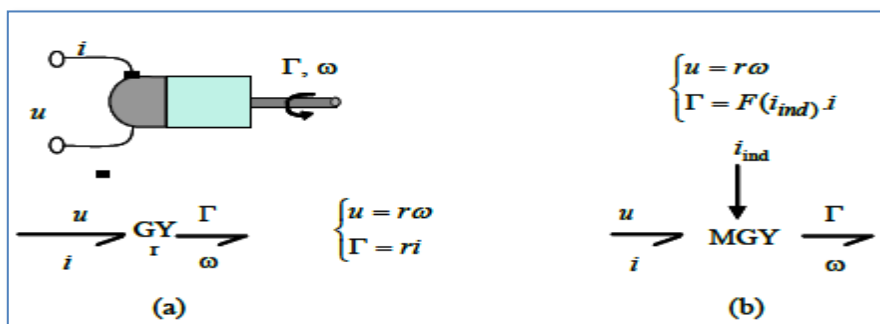


Figure J. 9: (a): Gyrateur. (b): Gyrateur modulé.

3.3 Multiport \mathbf{R} thermodynamique (Osta 2005)

Les phénomènes de dissipation d'énergie sont modélisés par un élément deux ports \mathbf{R} qui met en œuvre des lois matricielles. Les principaux phénomènes modélisés par le multiport \mathbf{R} sont le changement de phase de la vapeur (l'évaporation et la condensation de la vapeur), la convection d'un fluide à travers une restriction hydraulique (conduite, vanne, filtre, ...), etc...

Les causalités peuvent être quelconques, mais dans le cas général, les efforts amont et aval sont imposés, et on détermine les flux hydraulique f_H et thermique f_T .

Causalité conductance

La causalité conductance est naturelle dans un élément résistif de type convection dans une conduite ou conduction thermique. En effet, c'est le flux massique transféré qui est la conséquence d'une différence entre les efforts amonts et avals (gradient de pression, température, potentiel chimique...). Dans notre cas, nous avons quatre entrées et quatre sorties choisies en fonction des causalités affectées à cet élément : les efforts amont et aval sont imposés, et on détermine les flux thermiques \dot{H} et hydraulique \dot{m} . Un modèle bond graph et un schéma bloc de simulation du multiport \mathbf{R} en causalité conductance sont représentés sur la Figure J. 10. Les liens bond graphs sont entourés par des anneaux pour représenter le couplage des énergies. SE représente les sources d'effort imposées par l'environnement (la température et la pression) : $SE = [P\ T]$.

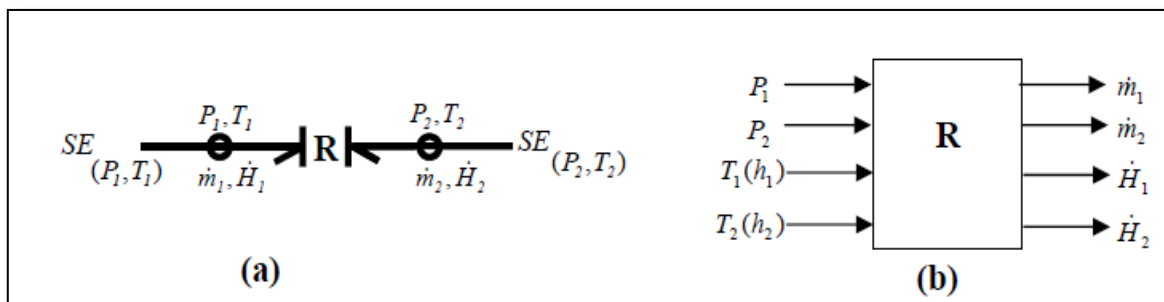


Figure J. 10: (a) Modèle Bond Graph d'un multiport résistance en causalité conductance, (b) Schéma Block de simulation

En général, le 2-Ports \mathbf{R} en causalité conductance met en œuvre des lois matricielles :

$$\begin{bmatrix} \dot{m}_1 \\ \dot{m}_2 \\ \dot{H}_1 \\ \dot{H}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{R1}(P_1, P_2, T_1, T_2) \\ \Phi_{R2}(P_1, P_2, T_1, T_2) \\ \Phi_{R3}(P_1, P_2, T_1, T_2) \\ \Phi_{R4}(P_1, P_2, T_1, T_2) \end{bmatrix}$$

où les indices 1 et 2 correspondent respectivement aux positions amont et aval de la résistance.

Les quatre relations sont non linéaires et dépendent du phénomène physique modélisé (saturé, sous saturé). La continuité sur la restriction conduit à l'égalité du débit massique et du débit d'enthalpie, comme exprimé par l'équation (J. 6). T_1 est la température à l'entrée de la restriction et C_P la chaleur spécifique à pression constante. Dans le cas iso thermique, la continuité sur la restriction conduit à l'égalité du débit massique et du débit d'enthalpie, on a :

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m} \\ \dot{H}_1 &= \dot{H}_2 = \dot{H} = \dot{m} \cdot C_p \cdot T_1, \quad T_1 = T_2 \end{aligned} \quad (\text{J. 7})$$

Les relations constitutives peuvent être écrites sous la forme :

$$\begin{bmatrix} \dot{m} \\ \dot{H} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{Rh}(P_1, P_2, T_1, T_2) \\ \Phi_{RT}(P_1, P_2, T_1, T_2) \end{bmatrix} \quad (J. 8)$$

Dans la littérature le multiport **R** se modélise par la Figure J. 11 (a) *Karnopp et al. (1990)* et (b) *Ould Bouamama et al. (1997)*.

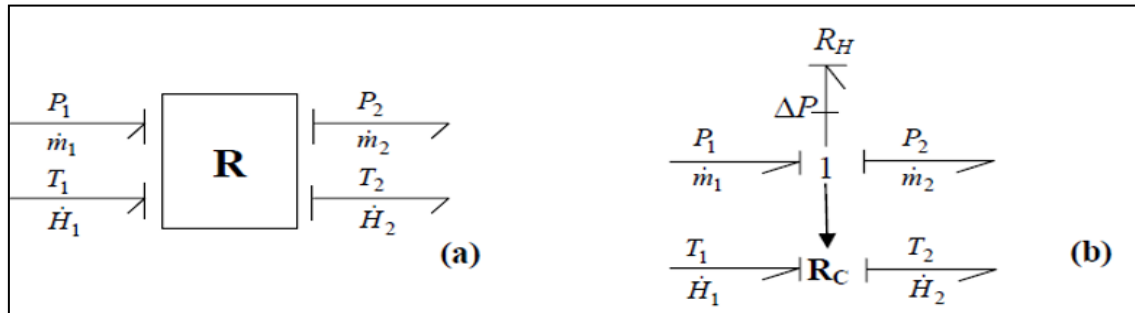


Figure J. 11: Modèle non linéaire d'un Multiport R.

3.4 Multiport RS

En bond graph, le symbole R signifie un élément dissipatif quelconque. Pour inclure les effets thermiques, on ajoute à celui ci le symbole **S** comme source d'énergie. L'élément **RS** prend en effet en compte la génération de la chaleur. Cette structure conserve la puissance et le phénomène associé est irréversible. L'élément **RS** modélise tout type de résistance qui génère de la chaleur, il se manifeste surtout par échauffement dans les phénomènes de frottement. On distingue le frottement mécanique, hydraulique, ou électrique dans une résistance. Le modèle bond graph de la dissipation de l'énergie thermique dans une restriction hydraulique a été considéré Cette section considère la dissipation de l'énergie thermique dans une restriction thermo fluide.

La Figure J. 12 représente le multiport **RS** en pseudo BG. Le flux thermique généré par la résistance par échauffement est représenté par le lien thermique $T_2 - \dot{Q}$. En effet, l'augmentation de la température est souvent importante suite à une variation de la pression. L'énergie hydraulique $P \cdot \dot{V}$ provoque un échauffement du fluide. Sur le modèle bond graph, le flux d'énergie dissipée par échauffement \dot{Q} modélisé par le multiport RS s'ajoute donc directement à la puissance thermique convectée \dot{H}_1 . La température moyenne T_2 du fluide est alors calculée par l'élément C de capacité thermique global C_f .

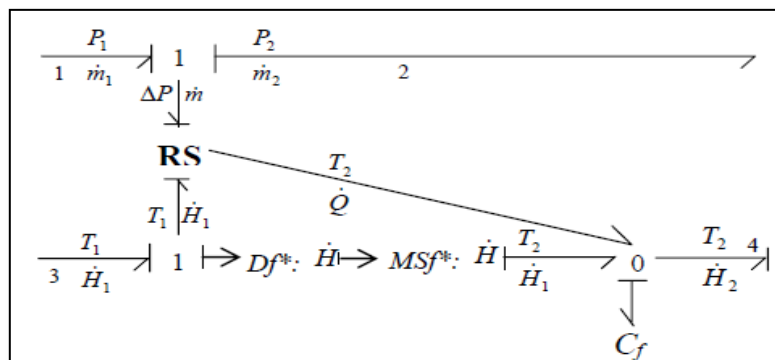


Figure J. 12: Bond graph de la dissipation de l'énergie thermique par une restriction thermo-fluide en utilisant un Multiport RS.

Les équations constitutives déduites du modèle bond graph donnent alors :

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= (P_1 - P_2)\dot{V} \\ T_2 &= \frac{1}{C_f} \int (\dot{Q} + \dot{H}_1 - \dot{H}_2) dt + T_2(0) = \frac{U}{mc_v} + T_2(0) \end{aligned} \quad (\text{J. 9})$$

avec, \dot{H}_2 la puissance thermique convectée à la sortie de la résistance hydraulique, U l'énergie interne et m la masse du fluide dans le système.

3.5 Multiport C thermodynamique : accumulateur d'énergie

La Figure J. 13 représente la représentation symbolique d'un accumulateur général soumis à des flux thermiques par convection $\dot{H}_i (i=1..n)$, par conduction $\dot{Q}_j (j=1..r)$ et des flux hydrauliques $\dot{m}_k (k=1..m)$. n et r sont le nombre des ports de flux par convection et par conduction respectivement. \dot{m}_0 et \dot{H}_0 sont respectivement le flux de sortie hydraulique et thermique. Dans les processus industriels, les multiports **C** représentent des accumulateurs d'énergies (chaudière, réservoir, ballons...) et sont associés à un stockage d'énergie thermique et hydraulique.

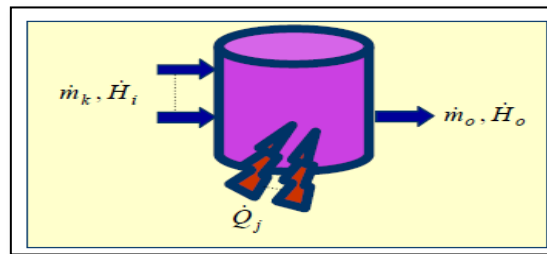


Figure J. 13: Représentation Symbolique d'un Multiport C.

En pseudo bond graph, le multiport C en thermodynamique mis en causalité intégrale comporte deux variables d'état : la quantité d'énergie thermique H_c (associée à la température) et hydraulique (la masse mc). Les équations constitutives d'un multiport C sont:

$$\begin{bmatrix} P_c \\ T_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{c1} \left(\int (\sum \dot{m}_k, \sum \dot{H}_i, \sum \dot{Q}_j, \dot{m}_o, \dot{H}_o) dt \right) \\ \Phi_{c2} \left(\int (\sum \dot{m}_k, \sum \dot{H}_i, \sum \dot{Q}_j, \dot{m}_o, \dot{H}_o) dt \right) \end{bmatrix} \quad (\text{J. 10})$$

où P_c et T_c sont la pression et la température du réservoir respectivement. En vrai BG, les variables d'états sont le volume de l'accumulateur V et l'entropie S . Les variables de puissance du multiport C sont la température (ou l'enthalpie spécifique) et le flux d'entropie (ou le flux d'enthalpie sur le lien thermique et la pression et le débit volumique (ou massique) sur le lien hydraulique. Ce phénomène de couplage entre les effets thermiques et hydrauliques est plus important pour les gaz. Les fonctions Φ_{c1} et Φ_{c2} sont non linéaires et dépendent de l'état thermodynamique du fluide (état saturé ou non saturé).

3.3. Liens d'information.

Lorsqu'une des variables effort ou flux est très faible, la puissance transmise est négligeable, on représente alors le signal transmis (par un capteur, un intégrateur, un sommateur) par un lien d'information Figure J. 14 (c). Les capteurs d'effort D : D_e , et de flux D : D_f sont représentés par la Figure J. 14 (a) et (b).

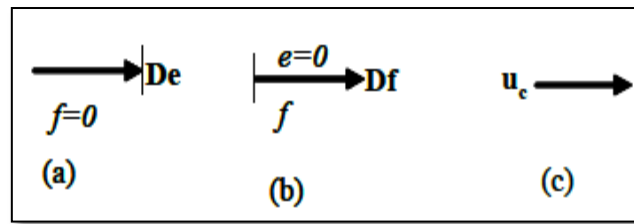


Figure J. 14: (a): détecteur d'effort et (b): détecteur de flux. (c): Lien d'information.

4. Notion de causalité

Une propriété importante du bond graph par rapport aux représentations graphiques est la possibilité de mettre en évidence les relations de cause à effet au sein du système. Celles-ci sont mises en évidence par le trait causal placé perpendiculairement au lien. Le trait indique par convention le sens dans lequel l'effort est connu, le flux étant toujours considéré comme connu dans le sens opposé au trait causal.

Dans notre cas Figure J. 15 (a), « A » applique à « B » un "effort" e , qui réagit en envoyant à « A » un "flux" f . L'effort imposé par « A » est une donnée pour « B ». La notion de causalité en bond graph permet de résoudre le niveau algorithmique de la modélisation en choisissant par exemple des causalités intégrales (la résolution numérique d'une intégration étant plus simple que la dérivation). Soulignons que la position du trait causal est indépendante du sens de la demi-flèche.

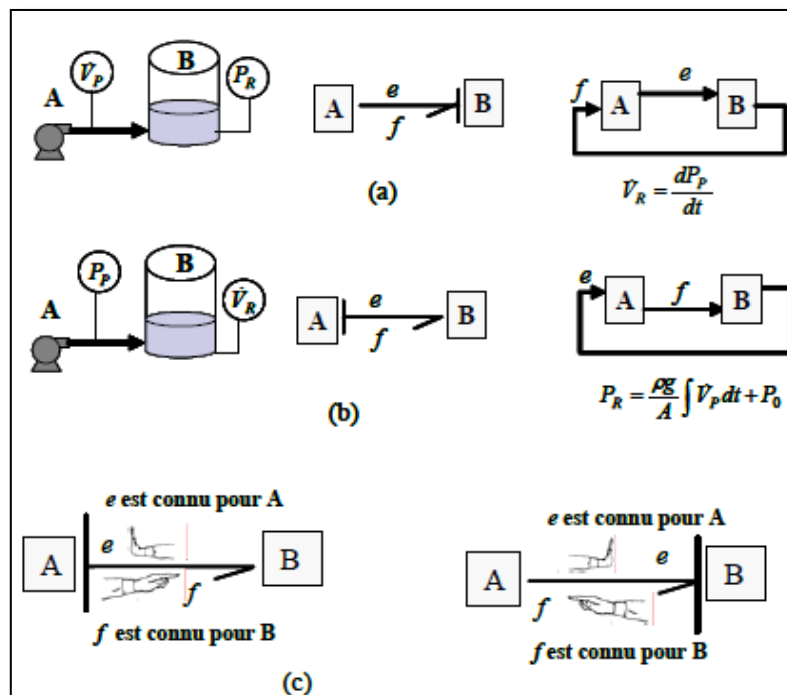


Figure J. 15: Causalités en bond graph. (a) Effort connu pour B. (b) Flux connu pour B. (c).

1.4.1. Règle d'affectation de la causalité.

Les relations de cause à effet associées à leurs schémas bloc ainsi que les règles d'affectation des causalités pour les éléments de bond graph sont présentées par le tableau Tableau J. 1. La procédure d'affectation des causalités SCAP (*Sequential causality application procedure*) est effectuée comme suit :

1. Affecter la causalité aux sources.
2. Mettre les éléments « I » et « C » en causalité intégrale et affecter la causalité obligatoire sur les « R » non linéaires et répercuter sur l'environnement. On essaiera toujours d'affecter aux éléments « C » et « I » une causalité associée à une loi de type intégrale car il est plus aisé et plus robuste d'intégrer que de dériver.
3. Affecter les causalités aux jonctions 0,1, T F, GY.
4. Affecter les causalités aux éléments « R » linéaires en fonction des possibilités restantes.
5. Rechercher les conflits de causalité. En cas de conflit, reprendre en 2 et modifier la causalité sur l'élément « I » ou « C » origine du conflit. Quelquefois, on est contraint d'ajouter des éléments « C » ou « I » (pouvant représenter un phénomène physique) pour obtenir une causalité intégrale.

Element	Bond graph	Causal equation	Bloc diagrams	Rule
Effort source	$Se:e \rightarrow$	e known	$f \leftarrow$ Système $Se:e \rightarrow$ Système	L'effort (ou flux) imposé par la source d'effort (ou de flux) est une donnée connue par le système. <u>Règle</u> : La causalité est obligatoire
Flow source	$Sf:f \leftarrow$	f known	$e \leftarrow$ Système $Sf:f \rightarrow$ Système	
Junction 0		$\begin{cases} e_2 = e_1 \\ e_3 = e_1 \\ e_4 = e_1 \\ f_1 = -f_2 + f_3 - f_4 \end{cases}$		Un seul effort peut donner sa valeur aux autres, (ici e_1). <u>Règle</u> : Un seul trait causal près de la jonction 0.
Junction 1		$\begin{cases} f_2 = f_1 \\ f_3 = f_1 \\ f_4 = f_1 \\ e_1 = -e_2 + e_3 - e_4 \end{cases}$		Un seul flux peut donner sa valeur aux autres (ici f_1). <u>Règle</u> : Un seul lien sans trait causal près de la jonction 1.
TF		$\begin{cases} e_1 = m e_2 \\ f_2 = m f_1 \end{cases}$ $\begin{cases} e_2 = \frac{1}{m} e_1 \\ f_1 = \frac{1}{m} f_2 \end{cases}$		Un effort et un flux sont imposés au TF <u>Règle</u> : Un seul trait près de TF

GY	$\begin{array}{c} \begin{array}{c} \overline{e_1} \rightarrow \text{GY} \leftarrow e_2 \\ \overline{f_1} \rightarrow \text{GY} \leftarrow f_2 \end{array} \\ \begin{array}{c} \overline{e_1} \rightarrow \text{GY} \leftarrow e_2 \\ \overline{f_1} \rightarrow \text{GY} \leftarrow f_2 \end{array} \end{array}$	$\begin{cases} e_1 = r f_2 \\ e_2 = r f_1. \end{cases}$ $\begin{cases} f_2 = \frac{1}{r} e_1 \\ f_1 = \frac{1}{r} e_2. \end{cases}$	$\begin{array}{c} f_2 \rightarrow \begin{bmatrix} r & 0 \\ 0 & r \end{bmatrix} \rightarrow e_1 \\ f_1 \rightarrow \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow e_2 \\ e_1 \rightarrow \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \rightarrow f_2 \\ e_2 \rightarrow \begin{bmatrix} r & 0 \\ 0 & r \end{bmatrix} \rightarrow f_1 \end{array}$	<p>Deux flux ou deux efforts sont imposés au GY</p> <p><i>Règle : Deux trait ou aucun trait près de GY</i></p>
C	$\begin{array}{c} \overline{e} \rightarrow \text{C:C}_1 \\ \overline{e} \rightarrow \text{C:C}_1 \end{array}$	$e = \Phi_C(\int f dt) = \Phi_C(q)$ $f = \frac{d}{dt}(\Phi_C^{-1}(e))$	$\begin{array}{c} f \rightarrow \Phi_C(\int f dt) \rightarrow e \\ e \rightarrow \frac{d}{dt}(\Phi_C^{-1}(e)) \rightarrow f \end{array}$	<p>Causalité intégrale préférentielle</p> <p>Causalité dérivée préférentielle</p>
I	$\begin{array}{c} \overline{e} \rightarrow \text{I:I}_1 \\ \overline{e} \rightarrow \text{I:I}_1 \end{array}$	$f = \Phi_I(\int e dt) = \Phi_I(p)$ $e = \frac{d}{dt}(\Phi_I^{-1}(f))$	$\begin{array}{c} e \rightarrow \Phi_I(\int e dt) \rightarrow f \\ f \rightarrow \frac{d}{dt}(\Phi_I^{-1}(f)) \rightarrow e \end{array}$	<p>Causalité intégrale préférentielle</p> <p>Causalité dérivée</p>
R	$\begin{array}{c} \overline{e} \rightarrow \text{R:R}_1 \\ \overline{e} \rightarrow \text{R:R}_1 \end{array}$	$e = \Phi_R(f)$ $f = \Phi_R^{-1}(e)$	$\begin{array}{c} f \rightarrow \Phi_R(f) \rightarrow e \\ e \rightarrow \Phi_R^{-1}(e) \rightarrow f \end{array}$	<p>Causalité résistance</p> <p>Causalité conductance</p>

Tableau J. 2: Causalité des éléments bond graph.

1.4.2. Chemin causal.

Définition : Un chemin causal dans une structure de jonction (0,1,T F ou GY) est une alternance de liens et d'éléments de base (« R », « C » ou « I »), appelés nœuds telle que tous les nœuds ont une causalité complète et correcte, et deux liens du chemin causal ont en un même nœud des orientations causales opposées. Suivant la causalité, la variable traversée est l'effort ou le flux. Pour changer cette variable il faut passer par un élément de jonction GY, ou par un élément passif (« I », « C » ou « R »).

Définition: Un chemin causal est dit simple s'il est parcouru en suivant toujours la même variable. Il existe donc pour une même séquence de liens et de nœuds, deux chemins en suivant soit l'effort soit le flux Figure J. 16.

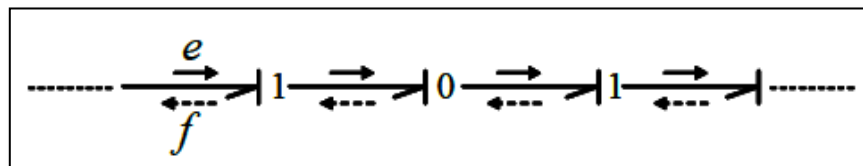


Figure J. 16: Chemin causal simple en suivant l'information "effort" → ou l'information flux

Modélisation dynamique basée sur l'approche Bond graph d'une boucle fluide diphasique à pompage mécanique avec validation expérimentale

Cette thèse s'inscrit dans le cadre du projet FUI THERMOFLUIDE-RT impliquant des Grands Groupes (Zodiac DS, Safran Hispano, MBDA), des PME (Atmostat, ADR, ControlSys) et cinq laboratoires (CRISAL, LML Arts et Métiers Paris Tech, LEGI Grenoble, LMT ENS Cachan, CEA-Liten Grenoble). Le but est d'étudier un nouveau système de refroidissement de l'électronique embarquée. La technologie retenue est celle d'une boucle fluide diphasique à pompage mécanique (BFDPM). La thèse étudie la modélisation dynamique et la validation expérimentale des composants de la boucle. Ceci permet de prévoir l'efficacité du système à partir de ses paramètres d'entrée, d'analyser les problèmes de régimes transitoires, et de proposer un outil de dimensionnement. La méthodologie bond graph est retenue à cause du caractère multi-physique des composants. **D'abord**, la problématique de base et le contexte sont présentés. Ceci permet d'introduire la solution retenue, celle des BFDPM. Les objectifs de la thèse sont décrits. **Ensuite**, une description du banc expérimental développé est proposée. Les **trois chapitres** suivants sont consacrés à l'étude théorique et expérimentale des équipements de la boucle. Chacun de ces chapitres commence par l'état de l'art sur les travaux de modélisation et les corrélations des coefficients d'échange et des pertes de charge. Une seconde partie décrit les phénomènes et les équations. Une troisième partie est réservée à la validation des modèles. Un **dernier chapitre** récapitule les travaux de couplage des modèles dynamiques validés séparément. **En conclusion**, un récapitulatif des contributions est effectué. Des perspectives à court et moyen terme sont proposées.

Mots clefs : boucle (système) de refroidissement, évaporateur à mini-canaux, écoulement diphasique, bond graph, modélisation dynamique, transitoire, transferts thermiques, changement d'état.

Bond Graph Based Modeling and Experimental Validation of a two-phase fluid loop mechanically pumped

This thesis is part of the collaborative project FUI THERMOFLUIDE-RT involving major groups (Zodiac DS, Safran Hispano, and MBDA), SMEs (Atmostat Alcen, ADR, AER, ControlSys) and five research laboratories (CRISAL Ecole Centrale de Lille, LML Arts et Métiers Paris Tech, LEGI Grenoble, LMT ENS Cachan, CEA-Liten Grenoble). The main purpose is to study a new cooling system for embedded electronic components. The technology chosen consists of a two-phase fluid loop mechanically pumped (TPLMP). The thesis deals with the dynamic modeling and experimental validation of the cooling components. The developed dynamic model allows predicting the efficiency of the cooling loop, to conduct the study of transitional regimes, and provides an original tool dedicated to design the loop components. The bond graph methodology is adopted because of the multi physics character of the studied components. **First**, the basic issues and the industrial context are presented. This allows introducing the chosen solution (TPLMP). The objectives of the thesis are described. **Then**, a description of the rig test is proposed. The **following three chapters** are devoted to a theoretical and experimental study of the loop equipment. Each chapter begins with a state of the art on modeling and correlations of the heat exchange coefficients and losses. A second part of the chapter describes phenomena and equations. A third part is dedicated to the experimental validation. A **final chapter** presents the coupling works of dynamic models validated separately. Finally, a summary of all contributions is made. Prospects for future developments in short and medium term are proposed.

Key words : Cooling loop (system), Mini-channel evaporator, Two-phase flow, Bond graph, Dynamic modeling, Transient, heat transfer, change of state.

Modélisation dynamique basée sur l'approche Bond graph d'une boucle fluide diphasique à pompage mécanique avec validation expérimentale

Cette thèse s'inscrit dans le cadre du projet FUI THERMOFLUIDE-RT impliquant des Grands Groupes (Zodiac DS, Safran Hispano, MBDA), des PME (Atmostat, ADR, ControlSys) et cinq laboratoires (CRISAL, LML Arts et Métiers Paris Tech, LEGI Grenoble, LMT ENS Cachan, CEA-Liten Grenoble). Le but est d'étudier un nouveau système de refroidissement de l'électronique embarquée. La technologie retenue est celle d'une boucle fluide diphasique à pompage mécanique (BFDPM). La thèse étudie la modélisation dynamique et la validation expérimentale des composants de la boucle. Ceci permet de prévoir l'efficacité du système à partir de ses paramètres d'entrée, d'analyser les problèmes de régimes transitoires, et de proposer un outil de dimensionnement. La méthodologie bond graph est retenue à cause du caractère multi-physique des composants. **D'abord**, la problématique de base et le contexte sont présentés. Ceci permet d'introduire la solution retenue, celle des BFDPM. Les objectifs de la thèse sont décrits. **Ensuite**, une description du banc expérimental développé est proposée. Les **trois chapitres** suivants sont consacrés à l'étude théorique et expérimentale des équipements de la boucle. Chacun de ces chapitres commence par l'état de l'art sur les travaux de modélisation et les corrélations des coefficients d'échange et des pertes de charge. Une seconde partie décrit les phénomènes et les équations. Une troisième partie est réservée à la validation des modèles. Un **dernier chapitre** récapitule les travaux de couplage des modèles dynamiques validés séparément. **En conclusion**, un récapitulatif des contributions est effectué. Des perspectives à court et moyen terme sont proposées.

Mots clés : boucle (système) de refroidissement, évaporateur à mini-canaux, écoulement diphasique, bond graph, modélisation dynamique, transitoire, transferts thermiques, changement d'état.

Bond Graph Based Modeling and Experimental Validation of a two-phase fluid loop mechanically pumped

This thesis is part of the collaborative project FUI THERMOFLUIDE-RT involving major groups (Zodiac DS, Safran Hispano, and MBDA), SMEs (Atmostat Alcen, ADR, AER, ControlSys) and five research laboratories (CRISAL Ecole Centrale de Lille, LML Arts et Métiers Paris Tech, LEGI Grenoble, LMT ENS Cachan, CEA-Liten Grenoble). The main purpose is to study a new cooling system for embedded electronic components. The technology chosen consists of a two-phase fluid loop mechanically pumped (TPLMP). The thesis deals with the dynamic modeling and experimental validation of the cooling components. The developed dynamic model allows predicting the efficiency of the cooling loop, to conduct the study of transitional regimes, and provides an original tool dedicated to design the loop components. The bond graph methodology is adopted because of the multi physics character of the studied components. **First**, the basic issues and the industrial context are presented. This allows introducing the chosen solution (TPLMP). The objectives of the thesis are described. **Then**, a description of the rig test is proposed. The **following three chapters** are devoted to a theoretical and experimental study of the loop equipment. Each chapter begins with a state of the art on modeling and correlations of the heat exchange coefficients and losses. A second part of the chapter describes phenomena and equations. A third part is dedicated to the experimental validation. A **final chapter** presents the coupling works of dynamic models validated separately. Finally, a summary of all contributions is made. Prospects for future developments in short and medium term are proposed.

Key words : Cooling loop (system), Mini-channel evaporator, Two-phase flow, Bond graph, Dynamic modeling, Transient, heat transfer, change of state.