

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Génie Civil et Sciences de l'habitat**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Yeweon KIM

Thèse dirigée par **Gilles FRAISSE**
codirigée par **Julien RAMOUSSE**

préparée au sein du **Laboratoire Optimisation de la Conception et
Ingénierie de l'Environnement**
dans l'École Doctorale **SISEO**

Etude numérique et expérimentale d'une pompe à chaleur thermoélectrique innovante basée sur une conception intégrée et la technique du jet impactant

(Version définitive du 25/07/2013)

Thèse soutenue publiquement le **19 Avril 2013**
devant le jury composé de :

M. Assaad ZOUGHAIB

Docteur HDR, MINES Paris Tech, Rapporteur

M. Christophe GOUPIL

Professeur, ENSICAEN, Caen, Rapporteur

M. Jean-Pierre BEDECARRATS

Professeur, ENSGTI, Pau, Membre

M. Pascal DALICIEUX

Ingénieur EDF R&D, Membre

M. Julien RAMOUSSE

Maître de conférences, LOCIE, Chambéry, Membre

M. Gilles FRAISSE

Professeur, LOCIE, Chambéry, Membre



TABLE DES MATIERES

Introduction.....	7
I. Etude Bibliographique.....	11
I.1 Contexte et enjeux	12
I.2 Le chauffage des bâtiments basse consommation	13
I.2.1 Le confort thermique	13
I.2.2 Le vecteur air	14
I.2.3 Les pompes à chaleur	17
I.3 Les pompes à chaleur thermoélectrique	19
I.3.1 Historique de la thermoélectricité	19
I.3.2 Les effets thermoélectriques.....	20
I.3.3 Matériaux thermoélectriques.....	22
I.3.4 Analyse de l'efficacité par rapport au cycle de Carnot	24
I.3.5 Les modules thermoélectriques	25
I.3.6 Les applications	26
I.4 Echangeurs de chaleur	29
I.4.1 Comparaison des différentes technologies d'échangeurs.....	29
I.4.2 Technique du jet impactant	31
I.5 Conclusion de l'étude bibliographique	38
II. Analyse numérique d'un échangeur à jets impactants.....	39
II.1 Généralités	40
II.2 Configuration étudiée	41
II.3 Validation du modèle dans une configuration de jet unique	42
II.3.1 Construction du domaine	42
II.3.2 Etude de sensibilité au maillage	42
II.3.3 Comparaison des modèles de turbulence	45
II.3.4 Sensibilité des résultats au maillage et au modèle de turbulence.....	46
II.4 Configuration de l'échangeur à jets multiples	49
II.4.1 Etude des jets impactant sans ailettes.....	49
II.4.2 Etude des jets impactant avec ailettes	52
II.4.3 Etude du distributeur	56
II.4.4 Etude du collecteur.....	57
II.5 Comparaison entre échangeur classique et à jets impactants	60
II.6 Conclusion de l'analyse numérique	62

III.	Conception optimisée du panneau thermoélectrique d'une PACTE	65
III.1	Modélisation d'une pompe à chaleur thermoélectrique	66
III.1.1	Puissance thermique	66
III.1.2	Le coefficient de performance COP	68
III.1.3	Résistance thermique de la PACTE	69
III.2	Etude paramétrique préliminaire	70
III.2.1	Caractéristiques du module thermoélectrique	70
III.2.2	Fonctionnement donnant un COP module maximal	71
III.2.3	Conditions de fonctionnement nominales	73
III.2.4	Influence de ZT et de la résistance thermique sur le COP _n	73
III.3	Conception optimisée du panneau thermoélectrique	78
III.3.1	Influence de la réduction de la densité de jambes	78
III.3.2	Comparaison entre module classique et module innovant	81
III.4	Conclusion sur la conception de la PACTE	86
IV.	Etude expérimentale	87
IV.1	Conception du prototype	88
IV.1.1	Conception du module thermoélectrique innovants.....	90
IV.1.2	Conception des échangeurs thermiques à jets impactant	91
IV.2	Banc expérimental	92
IV.2.1	Instrumentation.....	92
IV.2.2	Dispositifs expérimentaux.....	94
IV.3	Problèmes rencontrés et solutions envisagées	99
IV.3.1	Historique des essais	99
IV.3.2	Analyse de l'origine de l'ouverture du circuit de la boucle	99
	Conclusion de l'étude expérimentale	109
V.	Couplage de la PACTE au bâtiment	111
V.1	Généralités	112
V.2	Les différentes configurations de couplage	112
V.2.1	Cas 1 : Couplage de la PACTE avec l'air extérieur	114
V.2.2	Cas 2 : Couplage PACTE avec un échangeur statique (amont).....	115
V.2.3	Cas 3 : Couplage PACTE avec un puits canadien	115
V.2.4	Les différentes définitions de COP	115
V.3	Comparaison des configurations en mode statique	117
V.3.1	La loi de chauffe.....	117
V.3.2	Conditions de fonctionnement	118
V.3.3	Résultats et discussion.....	119
V.3.4	Optimisation avec des conditions saisonnières	124
V.4	Contrôle-commande de la PACTE couplée au bâtiment en mode dynamique	126
V.4.1	Hypothèses	126
V.4.2	Lois de commande (débit constant / variable).....	130

V.4.3 Etude comparative (COP _s , consommation énergétique...)	133
V.5 Conclusion sur le couplage au bâtiment	135
Conclusion générale	137
Perspectives	140
Nomenclature	141
Références	143
ANNEXE I. Norme pour la détermination du COP d'une PAC	150
ANNEXE II. Performance annuelle pour les cas de couplages 2 et 3	151
ANNEXE III. Température de soufflage au cours de l'année pour les cas 2 et 3	153

« 티끌모아 태산 »
(On peut construire une montagne en rassemblant des grains de poussière)
(*Proverbe Coréen*)

Introduction

Le dernier rapport rendu par le groupe intergouvernemental d'experts pour l'étude du climat (GIEC) a confirmé le relèvement de la température moyenne de l'atmosphère terrestre de 1,1 à 6,4°C d'ici à la fin du siècle. En partie responsables, les émissions de gaz à effet de serre, dont le CO₂, sont au cœur des préoccupations environnementales de ce début de siècle.

Le secteur du bâtiment est à l'origine de 36 % des émissions nationales de CO₂. Il est également le premier consommateur d'énergie englobant 43 % de la consommation d'énergie finale du pays en 2010 (65 % pour le résidentiel et 35 % pour le tertiaire). Sa consommation a progressé au niveau national de près de 25 % au cours des 20 dernières années.

Le bâtiment constitue un secteur d'actions prioritaires au regard des potentiels d'économies d'énergie qu'il représente. Dans un environnement de forte pression sur les énergies fossiles du fait de leur raréfaction, le budget moyen dévolu par les français au chauffage a bondi de 32 % en 10 ans [INC, 2011].

L'ensemble des acteurs du bâtiment et fournisseurs d'énergie s'activent à mettre en place des solutions visant à réduire la consommation énergétique des bâtiments. Les solutions permettant la réduction de la consommation des équipements de ventilation et de chauffage/climatisation de l'habitat sont particulièrement pertinentes puisque ces équipements représentent aujourd'hui 75 % de la consommation du secteur résidentiel français.

Parmi les équipements innovants de chauffage/climatisation, les Pompes A Chaleurs ThermoElectriques (PACTE), bien qu'encore très peu répandues, sont de plus en plus étudiées car elles permettraient de réduire leur coût de fabrication et de maintenance tout en garantissant une faible consommation électrique. Bien que peu performantes lorsque le besoin en puissance de chauffage est important, les performances des PACTE sont intéressantes lorsque les écarts de température entre sources sont modestes [Rowe 1991], ce qui est par exemple le cas du chauffage aéraulique des bâtiments basse consommation à partir d'une Ventilation Mécanique Double Flux (VMC DF) qui demandent un faible besoin de puissance.

L'objectif de l'étude est donc de développer un démonstrateur de pompe à chaleur thermoélectrique inversible capable d'assurer la puissance de chauffage/refroidissement nécessaire à un logement de type BBC (Bâtiment Basse Consommation). Cette étude vise à concevoir un système de pompe à chaleur thermoélectrique performant, en intensifiant les transferts de chaleur à la surface des éléments thermoélectriques par la technique du jet impactant et en optimisant le dimensionnement du système en fonction des conditions d'utilisation.

Pour améliorer les performances des PACTE, il faut :

- Améliorer les propriétés des matériaux thermoélectriques (facteur de mérite) : ce point est étudié en parallèle par EDF/ACOME (dans le cadre des thèses de Viktoriia OHORODNIICHUK pour l'étude des matériaux de type p et de Quentin LOGNONE pour l'étude des matériaux de type n).
- Réduire la résistance thermique des échangeurs de chaleur.
- Optimiser la gestion de la commande de la PACTE pour s'adapter aux conditions.

Nous proposons ainsi deux innovations permettant de réduire la résistance thermique des échangeurs de chaleur couplés aux modules thermoélectriques :

- La technique du jet impactant qui permet d'intensifier les transferts de chaleur en limitant la perte de charge.
- L'optimisation du dimensionnement des modules thermoélectriques : une méthode permettant l'amélioration du coefficient de performance (COP) via l'optimisation de la taille, du nombre, de la disposition et du design des modules thermoélectriques sera présentée et appliquée à notre prototype.

L'étude consistera donc à :

- Modéliser le système avec une approche multi-physique (transferts de chaleur, effets thermoélectriques).
- Améliorer l'intégration énergétique du système en considérant l'ensemble des échelles depuis les phénomènes physiques jusqu'au couplage au bâtiment (intensification des échanges locaux, performance énergétique globale du système, intégration énergétique du système au bâtiment)
- Développer un démonstrateur de pompe à chaleur thermoélectrique avec une performance énergétique optimisée.

Le tableau suivant présente la démarche développée dans les chapitres suivants. Il détaille pour chaque élément de la PACTE les caractéristiques permettant d'optimiser les performances.

AMELIORATION DU COP DE LA PACTE					
		ETUDE ANALYTIQUE ET NUMERIQUE			VALIDATION EXPERIMENTALE : PROTOTYPE DE PACTE
Elément	Choix technologiques	Caractéristiques à optimiser	Performances à améliorer	Outils	
Echangeur de chaleur	<i>Jet impactants</i>	-Distributeur/ Collecteur -Arrangement des jets (disposition, diamètres, hauteur, surface)	-Résistance thermique -Perte de charge	-Modélisation CFD par ANSYS-CFX	
	<i>Echangeur à aiguilles</i>	-Géométrie des aiguilles			
Générateur chaud / froid	<i>Module thermoélectrique</i>	-Choix des matériaux -Géométrie du module (nombre de jambes, hauteur, section des jambes...) -Densité de flux	-Coût -Fiabilité -Contrôle /Commande	-Solveur d'équation EES	

Le chapitre 1 consiste en un exposé de l'héritage scientifique et technique sur les pompes à chaleur thermoélectriques et leur application pour la régulation en température des bâtiments.

Le chapitre 2 concerne l'étude de l'optimisation des échangeurs de chaleur couplés aux modules thermoélectriques. La méthode est basée sur des simulations numériques de dynamique des fluides (CFD). Nous définirons la géométrie du jet impactant, l'objectif étant l'amélioration du coefficient de performance de la PACTE en prenant en compte la perte de charge.

Le chapitre 3 consiste en une modélisation d'une PACTE. Il s'agit ici de définir les conditions de fonctionnement optimales et de dresser un cahier des charges visant à améliorer les performances du système.

Le chapitre 4 présente le volet expérimental de ces travaux de thèse. Une validation des modèles analytiques et numériques sera réalisée. Les résultats des performances du prototype de la PACTE seront également détaillés.

Le chapitre 5 présente les performances saisonnières de la PACTE intégrée au bâtiment. Nous étudierons l'effet des différents types de couplages entre la PACTE et un bâtiment BBC. Nous effectuons pour cela des simulations à l'aide du logiciel TRNSYS.

Cette thèse s'inscrit dans le cadre de la recherche amont du secteur bâtiment d'EDF ENERBAT (ENERgie dans les BATiments et les Territoires) en collaboration avec le laboratoire LOCIE (Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie et l'Environnement) de l'Université de Savoie.

I. Etude Bibliographique

I.1 Contexte et enjeux

Actuellement, l'ensemble des activités humaines émettent environ 25 milliards de tonnes de CO₂ par an. Selon le rapport du Groupe d'Experts Intergouvernemental [GIEC 2007] sur l'Evolution du Climat, depuis 1950 les émissions de CO₂ au niveau mondial ont augmenté de 31 %. Cette augmentation s'accélère avec le développement économique et la croissance démographique. A ce rythme, on émettra le double de CO₂ en 2050. Les émissions de CO₂, et plus généralement des gaz à effet de serre, influencent le climat à l'échelle mondiale. Ainsi, leurs émissions continuant d'augmenter, la température moyenne de la planète pourrait s'élever de 1,1 à 6,4°C selon les scénarios au cours du 21^{ème} siècle [GIEC 2011].

La prise de conscience des enjeux liés aux émissions de CO₂ en font un thème prioritaire pour les politiques gouvernementales. Elle se traduit par des accords internationaux, des actes politiques, des lois et réglementations. Le mouvement a été initié en 1997 par le protocole de Kyoto. Malgré cette volonté affichée, les objectifs fixés par ces accords semblent difficiles à tenir. Ainsi, en 2010, la France a excédé de 10 % les objectifs de Kyoto. Cette croissance incombe surtout aux domaines du bâtiment et des transports [MEDD, 2004]. Selon le Ministère de l'Industrie, et le Ministère de L'Écologie, de l'Energie, du Développement durable et de l'Aménagement du Territoire [MEEDAT 2008], le secteur résidentiel et tertiaire représentait en 2008 43,5 % de la consommation totale d'énergie primaire du pays. La consommation moyenne des bâtiments français pour le secteur résidentiel est estimée à 330 kWh.m⁻².an⁻¹ [ADEME 2009] dont 75 % imputable au chauffage [Fontaine 2003]. Ce secteur constituant le premier secteur consommateur d'énergie émet environ 100 millions de tonne de CO₂ par an. Cette valeur représente 25 % des émissions nationales [MEEDAT 2008].

Ainsi, le secteur du résidentiel en France présente un potentiel d'économie d'énergie très important que le contexte actuel impose d'exploiter. Cette croissance d'émission de CO₂ sur le secteur du résidentiel est heureusement tempérée par une réglementation thermique toujours plus sévère. En effet, au niveau national, la réglementation thermique RT 2012 s'est appliquée depuis le 28 octobre 2011 [MEEDDM 2010]. Ainsi une consommation maximale moyenne de 50 kWh.m⁻².an⁻¹ en énergie primaire est exigée dans cette réglementation pour les logements neufs. A venir, la RT2020 prévoit [MEEDDM 2010] d'instaurer le concept de bâtiment à énergie positive (BEPOS) qui produira plus d'énergie qu'il n'en consomme [Chlela 2006] sur une année.

Dans le cadre de la préparation à cette réglementation, l'ensemble des acteurs du bâtiment et fournisseurs d'énergie s'activent à mettre en place des solutions visant à réduire la consommation énergétique des bâtiments. Les solutions permettant la réduction de la consommation des équipements de ventilation et de chauffage/climatisation de l'habitat sont particulièrement pertinentes puisque ces équipements représentent aujourd'hui 75 % de la consommation du secteur résidentiel français.

En particulier, les systèmes par vecteur air sont très bien adaptés aux constructions BBC et a fortiori aux constructions encore plus performantes (passive et BEPOS) [ADEME 2012].

Outre l'aspect environnemental, le confort thermique de l'homme prend une place de plus en plus importante et s'est accompagné par une augmentation des installations de systèmes thermiques de climatisation. En 2004, il était estimé à 58 millions d'appareils [AREHN 2007] dans le marché mondial. En France, la vente d'appareils climatiseurs fixes a augmenté de 40% en 2003, soit 350 000 appareils de plus en une année. Le marché des appareils mobiles, qui stagnait autour de 40 000 installations par an depuis 1998, a atteint le chiffre record de 60 000 exemplaires par an en 2004 [AREHN 2007]. Entre les années 2000 et 2004, le marché de la climatisation en France a été multiplié par trois pour atteindre de 161M€. Une étude de marché dans le cadre du projet EECCAC a mis en évidence la forte croissance de la climatisation entre 1990 et 2000 [EECCAC 2002]. Devant ce marché, de nombreuses sociétés s'intéressent aux solutions répondant aux problématiques environnementales et énergétiques.

Parmi les équipements de chauffage/climatisation, les Pompes A Chaleurs ThermoElectriques (PACTE) présentent une solution intéressante. Bien qu'encore très peu répandues, elles sont de plus en plus étudiées car elles offrent de nombreux avantages par rapport aux pompes à chaleurs thermodynamiques et permettraient de réduire le coût de fabrication, de maintenance tout en garantissant une faible consommation électrique.

I.2 Le chauffage des bâtiments basse consommation

I.2.1 Le confort thermique

L'objectif de chauffage ou du rafraîchissement d'un logement est d'assurer le confort de l'occupant. Le confort thermique est alors défini pour un état de satisfaction dans un environnement thermique. Il est déterminé par l'équilibre dynamique établi par échange thermique entre le corps et son environnement.

Le confort thermique peut être défini à partir de six paramètres [Fanger 1970] :

- Métabolisme : un être humain essaie en permanence de maintenir sa température corporelle aux alentours de 36.7°C. Il dépend de l'âge, du métabolisme et du sexe.
- Les vêtements : ils représentent une résistance thermique aux échanges de chaleur entre l'environnement et la peau.
- La température de l'air intérieur : la température intérieure est un indicateur souvent utilisé pour définir le ressenti de l'occupant d'un logement.
- La température résultante : représentative du ressenti réel de l'individu. Elle est définie comme la moyenne entre la température intérieure et la température des parois qui influence le ressenti de l'individu par rayonnement.
- Vitesse d'air : dans l'habitat, la vitesse de l'air ne doit pas dépasser 0,2 m.s⁻¹. En effet, l'individu commence à ressentir le mouvement de l'air à cette vitesse.
- Humidité : rapport qui exprime en pourcentage la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air sur la quantité maximale de vapeur d'eau. L'humidité influence également le ressenti de l'individu.

I.2.2 Le vecteur air

I.2.2.1 Importance de la ventilation dans les habitats

Nous passons plus de 80 % de notre vie à l'intérieur de l'habitat. Les études scientifiques montrent que vivre dans une ambiance intérieure polluée peut avoir des conséquences néfastes pour la santé. Le rôle de la ventilation dans l'habitat est d'évacuer l'air intérieur pollué et de le remplacer par de l'air frais venant de l'extérieur. Sans ventilation appropriée, plusieurs risques apparaissent :

- Développement de l'humidité et des moisissures.
- Pollution de l'air intérieur.
- Stagnation de l'air provoquant l'accumulation de dioxyde de carbone, de polluants et d'allergènes.
- Persistance des mauvaises odeurs (fumées de tabac et de cuisson).

Le taux de renouvellement d'air des bâtiments peut être exprimé en volume par heure, représentatif de la durée nécessaire pour remplacer totalement l'air intérieur de l'habitat par de l'air frais extérieur. Dans une habitation traditionnelle, un taux de renouvellement d'air de 0,5 à 0,8 volume par heure suffit pour maintenir une humidité suffisamment basse, surtout pour éviter les problèmes de condensation et de dégradation des composants du bâtiment [MECSL, 2003]. Pour assurer le renouvellement d'air nécessaire, il faut pouvoir contrôler la ventilation. Enfin, une ventilation trop importante constitue aussi une perte d'énergie (pertes thermiques en hiver et consommation du ventilateur).

I.2.2.2 Les modes de ventilation

Il existe principalement trois types de ventilation (voir Figure I-1) : la ventilation naturelle, la ventilation mécanique contrôlée simple flux (VMC SF) et la ventilation mécanique contrôlée double flux (VMC DF).

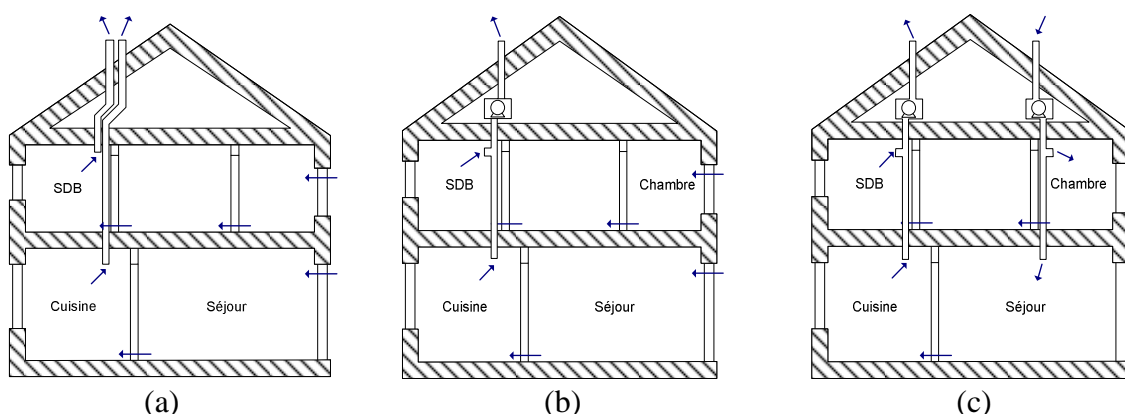


Figure I-1 Schéma de principe des écoulements pour : (a) Ventilation naturelle (b) VMC SF par extraction mécanique (c) VMC DF [Cosnier 2008]

- **La ventilation naturelle**

La ventilation naturelle se produit naturellement avec les différences de température et de pression entre l'intérieur et l'extérieur du logement, par les ouvertures, portes et événements de ventilation (voir Figure I-1(a)). Elle ne consomme donc directement aucune énergie. La ventilation naturelle seule peut fonctionner si elle est bien pensée mais elle est souvent inadaptée aux logements actuels et donc inefficace. En effet, elle est souvent trop forte en hiver (courants d'air) et pas assez efficace en été (condensation). Ainsi, afin de mieux contrôler les débits de renouvellement, les systèmes de VMC sont préférés.

- **La ventilation mécanique contrôlée simple flux**

La VMC est un dispositif motorisé permettant le renouvellement de l'air à l'intérieur des pièces d'une maison. Un moteur permet la régulation des flux d'air, ce qui évite notamment l'apparition de courant d'air. Dans une installation simple flux avec alimentation mécanique, l'air est soufflé dans une pièce, puis l'air est extrait naturellement par surpression. L'air évacué par cette installation dépend seulement des différences de pression entre l'intérieur et l'extérieur. Il y a donc un risque de condensation à cause de l'air humide venant de l'extérieur et s'accumulant à l'intérieur. L'installation simple flux avec extraction mécanique est la plus couramment utilisée dans les logements. La VMC simple flux se compose d'entrées d'air au niveau des fenêtres, des bouches d'extraction dans les pièces humides et d'un moteur compact muni d'un ventilateur qui assure l'extraction, le tout relié par des gaines.

Elle peut être autoréglable ou hygroréglable, dépendant de la solution de contrôle. Dans le cas d'une VMC auto-réglable, le débit est constant et doit être fixé dès la conception du bâtiment, en anticipant au mieux l'usage du logement et en prenant en compte des conditions extérieures (vent, pluie, etc.) et intérieures (nombre d'occupants, humidité) moyennes. En revanche, la ventilation hygroréglable fait varier le débit d'air en fonction de l'humidité. Ce système de ventilation garantit une évacuation plus rapide de l'air, tout en limitant le gaspillage, puisque la ventilation est adaptée aux besoins. Il y a très peu de risques de condensation ou d'odeurs. Néanmoins, si la maison est en dépression, il est dangereux d'utiliser un chauffe-eau au gaz ou un poêle qui n'est pas raccordé à une prise d'air et une extraction extérieure. L'air qui rentre dans le bâtiment est de l'air froid en hiver, non préchauffé, entraînant une augmentation du besoin de chauffage. Enfin, l'air n'est que très peu filtré.

- **La ventilation mécanique contrôlée double flux**

La VMC double flux combine les deux systèmes : alimentation et extraction. Ce système permet également de récupérer une part de l'énergie thermique de l'air extrait pour préchauffer l'air neuf en hiver. Ce système est aujourd'hui le plus cher et le plus compliqué à l'installation, mais permet de diminuer le niveau d'humidité et les pollutions intérieures tout en contrôlant les débits d'extraction et d'alimentation ce qui permet de limiter les déperditions thermiques.

Une VMC double flux est en général dite statique, c'est-à-dire que le transfert de chaleur entre l'air extrait et l'air frais se fait de manière passive, grâce à l'échangeur de chaleur (voir Figure I-2). On réchauffe l'air frais avec la chaleur de l'air extrait, sans mélanger les flux. On peut ainsi récupérer jusqu'à 90 % d'énergie extraite à condition que le bâtiment soit étanche à l'air, car tout l'air neuf entrant doit passer par l'échangeur de chaleur. Cela entraîne donc un besoin de chauffage bien moins important et donc des économies. La performance énergétique de la

VMC double flux peut être fortement réduite à cause de la consommation des deux ventilateurs en particulier lorsque les filtres des ventilateurs s'encrassent.

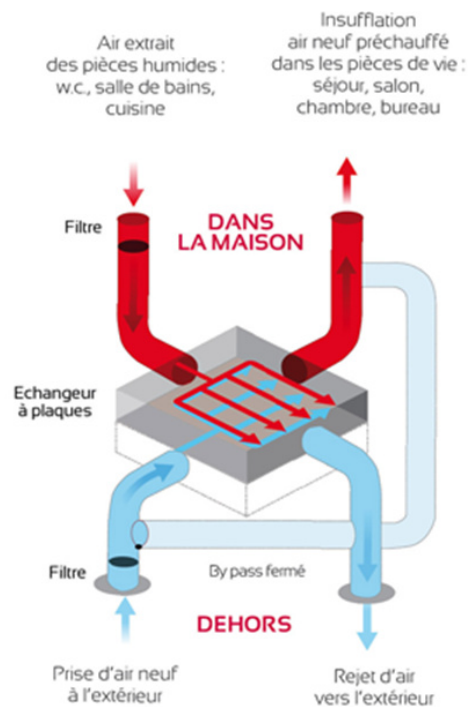


Figure I-2 Principe de la VMC double flux avec récupération de chaleur en hiver [Karl 2008]

Afin de diminuer au maximum les déperditions thermiques et augmenter le rendement de la VMC, celle-ci peut être couplée à une source géothermique (puits canadien, voir Figure I-3).

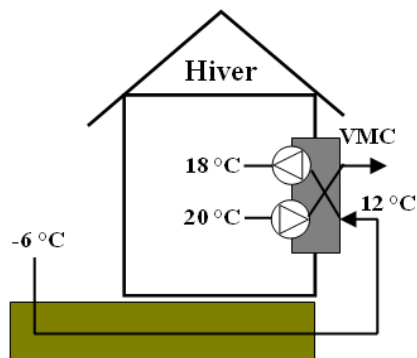


Figure I-3 Couplage entre VMC double flux et puits canadien en hiver

Dans un puits canadien, l'air extérieur passe d'abord sous terre afin qu'il se réchauffe (la température de la terre étant quasi constante toute l'année à environ 12°C) avant d'être soufflé dans le bâtiment. En couplant un puits canadien avec une VMC double flux, le rendement n'est que meilleur. En effet l'air extérieur arrive dans la VMC à une température de 12°C, de ce fait, à la sortie de l'échangeur, l'air est plus chaud car la différence entre l'air extérieur et l'air intérieur est réduite. La VMC associée au puits canadien est une solution particulièrement adaptée en région froide, en l'occurrence au centre et au nord de la France.

I.2.2.3 Consommation énergétique des différents systèmes de ventilation

Bien qu'un système de ventilation occasionne une consommation supplémentaire d'énergie, elle reste faible par rapport aux déperditions ainsi évitées. Parmi les systèmes présentés précédemment, le système de VMC double flux avec récupération de chaleur est le plus économe en énergie (voir la Figure I-4). Dans le cas d'une VMC DF, la consommation globale d'énergie primaire vaut 14 705 kWh, soit entre 20 % et 40 % de moins que les autres systèmes avec ventilation naturelle ou simple flux.

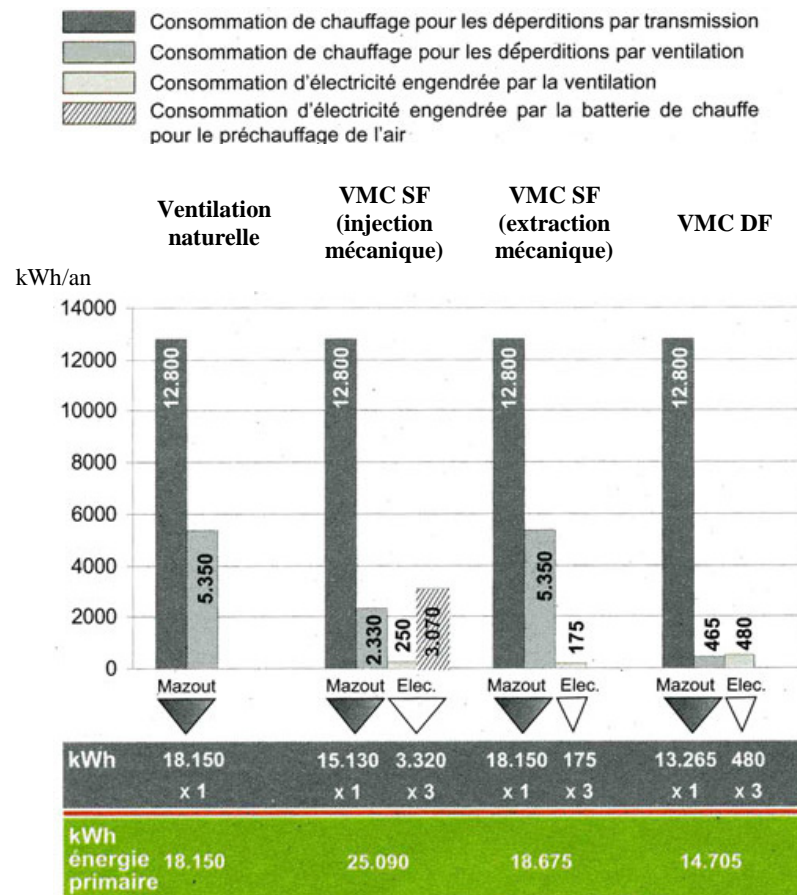


Figure I-4 Consommation énergétique des différents systèmes de ventilation [KRW 2004]

I.2.3 Les pompes à chaleur

La pompe à chaleur (PAC) assure un transfert thermique depuis une source froide vers une source chaude. Le système va « pomper » des calories d'un côté pour les restituer de l'autre. Par exemple le réfrigérateur ou les climatiseurs sont des pompes à chaleur.

Lorsqu'elles sont inversibles, elles permettent aussi bien de réchauffer que de refroidir l'intérieur d'un logement. En mode chauffage, la PAC restitue les calories au logement via un fluide caloporteur (air ou eau). En mode climatisation la PAC absorbe les calories de l'air intérieur et les rejette au milieu extérieur.

Les principaux types de pompes à chaleur existantes sont :

- Les pompes à chaleurs thermodynamiques (classiques) : basées sur le principe de compression et détente d'un gaz.
- Les pompes à chaleur thermoélectriques : basées sur les phénomènes thermoélectriques et convertissant directement un courant électrique en flux thermique.

La majorité des pompes à chaleurs commercialisées sont basées sur les principes thermodynamiques de la compression et la détente d'un fluide. Le fluide frigorigène absorbe la chaleur au niveau d'un détendeur et la libère au niveau d'un compresseur. Le transfert thermique entre le fluide frigorigène et un fluide caloporteur (eau ou air) est assuré par un échangeur.

Après une forte croissance dans les années 2005 à 2008 (avec un pic des ventes à plus de 150000 unités en 2008, la France était le 1er marché européen), le marché des pompes à chaleur connaît un fort ralentissement avec environ 60 000 unités vendues en 2010. En 2011, plus de 60 000 pompes à chaleur domestiques ont été installées en France, ce qui place la France au deuxième rang européen juste devant la Suède [EHPA]. Ce marché devrait poursuivre son essor puisque seulement 10 % des maisons neuves françaises en sont équipées actuellement [UFIP 2008].

Lorsque la PAC est associée à une VMC double flux, ceci en fait un système de régulation thermique de l'habitat très économe et avec un faible impact environnemental. Ces systèmes sont néanmoins limités par leur puissance et ne deviennent pertinent que lorsque les besoins énergétiques sont faibles. Ainsi, ces PAC sont particulièrement bien adaptées aux bâtiments BBC, passifs et BEPOS.

Pour comparer les performances d'une PAC par rapport à une chaudière classique, il faut prendre en compte le rendement de toute la chaîne de production de l'énergie finale depuis l'extraction du combustible jusqu'à l'acheminement vers le lieu d'utilisation. Comparativement à une chaudière à gaz à condensation, les pompes à chaleur doivent atteindre un COP d'au moins 2.58 en France pour être compétitive [RT 2005].

Néanmoins, l'utilisation de fluide frigorigène rend l'utilisation des PAC risquée pour l'environnement en cas de fuite et les nombreux composants du détendeur et du compresseur rendent sa fabrication et sa maintenance coûteuse. Ainsi, le marché des pompes à chaleur thermoélectriques, bien que marginal, représente un fort potentiel.

Enfin, les pompes à chaleur classique nécessitent un entretien régulier et un coût de maintenance comparable à celle des chaudières en termes de coût.

I.3 Les pompes à chaleur thermoélectrique

Les PACTE utilisent comme « cœur » thermique un module thermoélectrique basé sur l'effet Peltier. Elles peuvent être aussi inversibles par simple inversion du sens du courant.

Les PACTE ont une efficacité plus faible que les PAC classiques (jusqu'à un COP de 4 ou 5 [CHANUSSOT 2011] contre 2,5 pour les PACTE en cours de développement) [DAVID 2011].

Néanmoins les PACTE offrent de nombreux avantages en comparaison des PAC classiques :

- L'absence de pièces mécaniques, donc peu de maintenance.
- Une durée de vie de l'ordre de 100 000 heures de fonctionnement en régime stationnaire.
- L'absence de fluide frigorigène, donc un faible impact environnemental.
- L'inversibilité (sans dispositif additionnel) : permet de refroidir ou de chauffer selon le sens du courant appliqué.
- La flexibilité : peut fonctionner dans des environnements contraignants (encombrement, contraintes mécaniques...).
- Compacité.
- Silencieux.
- Utilisation Contrôle simple.

Les performances des PACTE ne sont pas encore comparables à celles des pompes traditionnelles. Cependant, des progrès importants sont possibles en améliorant les transferts thermiques et les propriétés des matériaux thermoélectriques (augmentation du facteur de mérite ZT). Des travaux portant sur ces deux aspects sont actuellement menés et la technologie des PACTE pourrait bien devenir une solution pertinente. Pour obtenir un coefficient de performance (COP) élevé, les modules thermoélectriques doivent fonctionner avec un écart de température le plus faible possible entre les deux faces. Dans ces conditions, les PACTE présentent un intérêt, particulièrement dans le cas du chauffage aéraulique des bâtiments (VMC Double Flux).

I.3.1 Historique de la thermoélectricité

Le premier effet thermoélectrique a été découvert en 1821 par Thomas Seebeck [Seebeck 1822]. Il remarque qu'une aiguille placée entre deux matériaux conducteurs de nature différente, liés par des jonctions à leurs extrémités et soumis à un gradient de température, est déviée. La Figure I-5 montre le montage de l'expérience utilisée pour tester l'effet thermoélectrique.

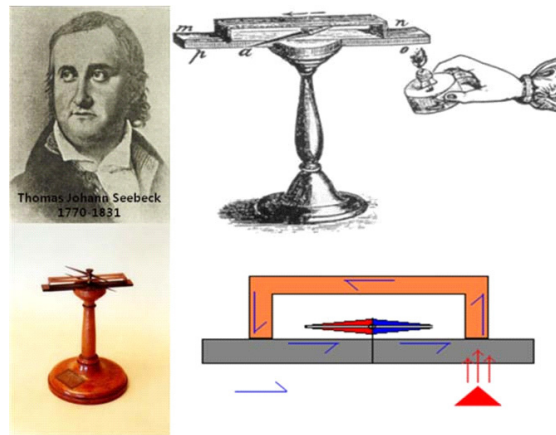


Figure I-5 Montage de l'expérience originale du physicien Seebeck en 1821. Un morceau de fer et de cuivre sont soudés ensemble [Seebeck 1821].

Seebeck fait alors une analyse erronée de son observation en concluant à un lien entre champ magnétique et différence de température. Treize ans plus tard, Jean Peltier découvre qu'une différence de température apparaît aux jonctions de deux matériaux de nature différente soumis à un courant électrique [Peltier 1834]. La nature de l'effet Peltier a été expliquée en 1838 par Lenz. Il en a conclu qu'en changeant la direction du courant électrique, la chaleur peut être soit absorbée, soit générée à la jonction bismuth-antimoine [Ioffe 1834]. Ce phénomène est illustré en gelant de l'eau autour d'une jonction bismuth-antimoine et en la décongelant en inversant le sens du courant.

Dans les années 40, James Prescott Joule met en évidence un phénomène irréversible au sein d'un matériau conducteur. Cet effet indique qu'un matériau conducteur parcouru par un courant électrique dégage une quantité de chaleur proportionnelle au carré de cette intensité électrique, c'est l'effet Joule. En 1851, Thomson achève de poser les bases de la thermoélectricité en liant les effets Seebeck et Peltier et prédit un troisième effet qu'il observera ultérieurement, l'effet Thomson [Thomson 1851].

I.3.2 Les effets thermoélectriques

Dans cette partie, nous allons mettre en équation les trois phénomènes thermoélectriques : l'effet Seebeck, Peltier, et Thomson.

I.3.2.1 L'effet Seebeck

La Figure I-6 présente un circuit thermoélectrique de base. L'effet Seebeck stipule qu'une différence de potentiel V s'établit entre deux jonctions de matériaux différents A et B, s'il existe une différence de température ΔT entre ces deux jonctions.

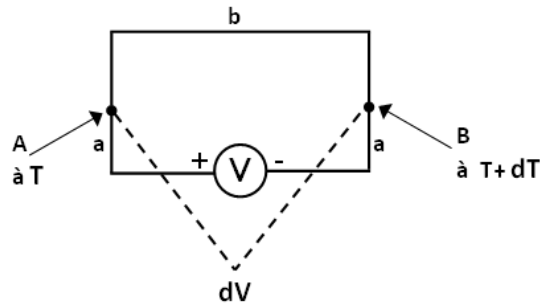


Figure I-6 Principe de l'effet Seebeck

En circuit ouvert, le coefficient Seebeck du couple de matériaux, α_{ab} , ou pouvoir thermoélectrique est défini par :

$$\alpha_{ab} = \frac{dV}{dT} \quad \text{I-1}$$

Le coefficient Seebeck de chacun des matériaux est lié au coefficient du couple par la relation :

$$\alpha_{ab} = \alpha_b - \alpha_a \quad \text{I-2}$$

I.3.2.2 L'effet Peltier

L'effet Peltier explique la production (ou l'absorption) de chaleur Q au niveau de la jonction de deux conducteurs parcourus par un courant I . Il a été mis en équation de la manière suivante :

$$\Pi_{ab} = \frac{Q}{I} \quad \text{I-3}$$

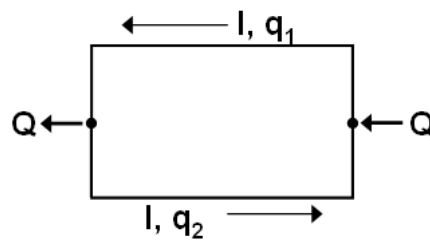


Figure I-7 Principe de l'effet Peltier

I.3.2.3 L'effet Thomson

Lord Thomson montre que la présence simultanée d'un gradient de température et d'un courant électrique, entraîne une génération ou une absorption de chaleur suivant le sens du courant dans chaque segment de matériau pris individuellement. La puissance thermique au sein du matériau est alors donné par :

$$dQ = \tau \cdot I \cdot \frac{\partial T}{\partial x} dx \quad \text{I-4}$$

Avec τ le coefficient de Thomson du matériau conducteur ($V.K^{-1}$). Cet effet existe pour un seul matériau et ne nécessite pas de jonction.

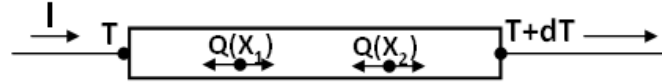


Figure I-8 Principe de l'effet Thomson

D'après les lois de la thermodynamique des processus irréversibles, des relations existent entre α_{ab} , Π_{ab} et τ . La relation de Kelvin donne ainsi :

$$\Pi_{ab} = \alpha_{ab} \cdot \tau \quad \text{I-5}$$

Enfin, la dernière relation, montre que l'effet Thomson ne sera significatif que lors d'une forte dépendance de l'effet Seebeck à la température du milieu.

$$\tau = \tau_a - \tau_b = T \frac{d\alpha_{ab}}{dT} \quad \text{I-6}$$

Parmi ces différents effets, nous nous intéresserons plus particulièrement à l'effet Peltier qui sera utilisé pour le chauffage ou le refroidissement via l'alimentation électrique des semi-conducteurs composant un module thermoélectrique.

I.3.3 Matériaux thermoélectriques

En 1911, Edmund Altenkirch [Altenkirch, 1911] calcule pour la première fois le rendement d'un générateur thermoélectrique fondé sur l'effet Seebeck. Il montre qu'un bon matériau thermoélectrique allie un fort pouvoir thermoélectrique (coefficient Seebeck élevé) à une faible conductivité thermique afin de maintenir un gradient de température important et une résistivité électrique faible pour limiter les pertes par effet joule. On définit alors le facteur de mérite ZT de la façon suivante :

$$ZT = \frac{\alpha^2}{\rho \cdot \lambda} \cdot T \quad \text{I-7}$$

Avec ρ la résistivité électrique et λ la conductivité thermique.

L'expression du facteur de mérite ZT résume qu'un bon matériau thermoélectrique devra avoir un fort coefficient Seebeck tout en ayant une résistivité électrique et une conductivité thermique les plus faibles possibles. Intuitivement, il paraît difficile pour un matériau de posséder simultanément une bonne conductivité électrique et une mauvaise conductivité thermique.

En 1956, Ioffe [Ioffe 1956] précise la physique des semi-conducteurs permettant d'optimiser les performances des matériaux thermoélectriques. Il montre que l'utilisation de semi-

conducteurs fortement dopés, les tellurures d'antimoine, de bismuth et de plomb permet de forts facteurs de mérite. Ioffe montre aussi que l'utilisation d'alliages en treillis (par l'ajout de défauts ponctuels) permettait de réduire la conductivité thermique tout en conservant une haute conductivité électrique. La Figure I-9 montre l'évolution du facteur de mérite en fonction de la concentration de charges, et permet de confirmer la qualité des semi-conducteurs [Jacquot 2003].

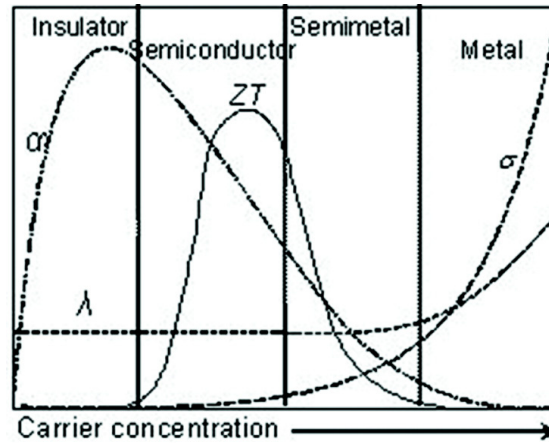


Figure I-9 Facteur de mérite ZT en fonction de la concentration de charge ($\sigma=1/\rho$) [Jacquot, 2003].

De 1957 à 1967, une compréhension microscopique des effets thermoélectriques est menée, ce qui a permis la mise au point d'alliages à base de Bi_2Te_3 . Son ZT est proche de 1 à la température ambiante [Fluerial 1998]. Cette valeur ne permet pas encore d'obtenir des rendements de conversion qui rendent ces systèmes rentables économiquement pour des applications « grand public ». Récemment, des avancées significatives ont été accomplies sur le développement de matériaux nanostructurés pour la thermoélectricité. Le plus haut ZT à ce jour est reporté pour un alliage superlattices à base de Bi_2Te_3 ($ZT \sim 2.5$) [Venkatasubramanian 2001]. Les progrès réalisés sur les matériaux thermoélectriques sont résumés dans la Figure I-10.

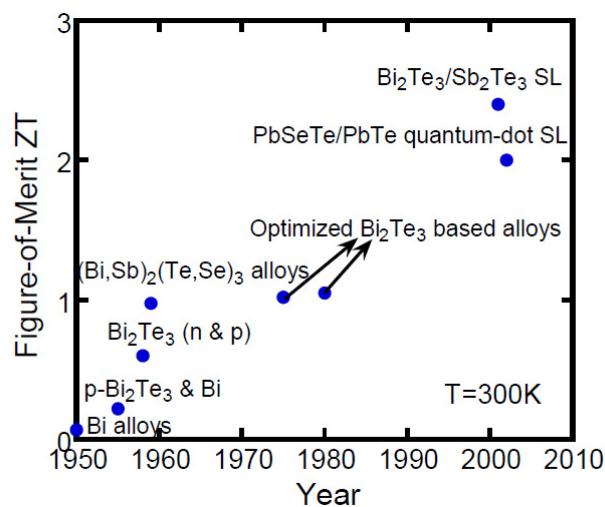


Figure I-10 Les progrès du facteur de mérite de matériaux thermoélectriques à température ambiante [Bao 2007].

I.3.4 Analyse de l'efficacité par rapport au cycle de Carnot

Un circuit ou un élément thermoélectrique peut être modélisé comme un « moteur thermique réversible » avec deux effets irréversibles : chauffe par effet Joule et conduction thermique du côté chaud vers le côté froid [Rowe 1994]. Ces deux effets irréversibles sont inévitables dans les processus thermoélectriques, ce qui rend les refroidisseurs thermoélectriques et la puissance générée inférieure au rendement de Carnot.

L'efficacité des dispositifs de refroidissement est souvent représentée comme un pourcentage de l'efficacité du cycle idéal de Carnot. Le rendement de Carnot est la plus grande efficacité possible qu'il est possible d'obtenir à des fins de réfrigération.

Le coefficient de performance (COP) des refroidisseurs thermoélectriques dépend fortement du ZT des matériaux thermoélectriques utilisés, comme le montre la **Figure I-11**. Les dispositifs de refroidissement thermoélectrique basés sur des alliages à base de Bi_2Te_3 ($ZT \sim 1$) ont un rendement d'environ 10% par rapport au rendement de Carnot.

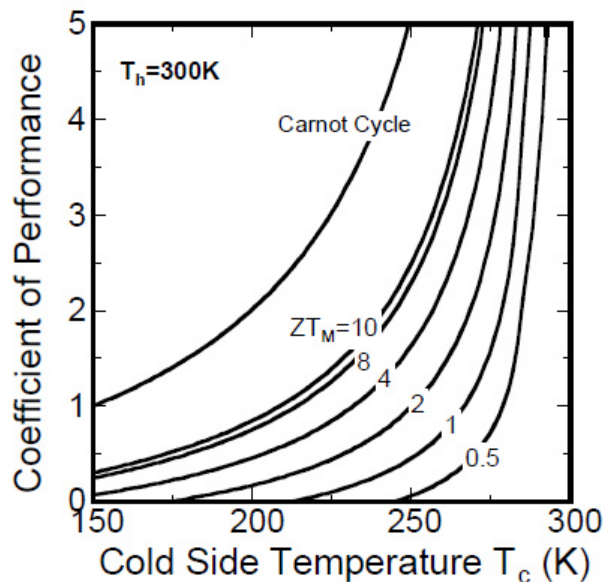


Figure I-11 Coefficient de performance (COP) de refroidisseurs thermoélectriques pour différent ZT [Bao 2007].

Toutefois, si les matériaux thermoélectriques s'améliorent grandement, ou que les systèmes thermoélectriques sont bien optimisés, la technologie thermoélectrique pourrait offrir la possibilité une solution efficace et abordable et être une alternative aux systèmes à base de CFC.

Sur la base des matériaux thermoélectriques actuels et la conception des dispositifs thermoélectriques, la réfrigération thermoélectrique perd son avantage si la charge de refroidissement est grande.

Pour comparaison, un réfrigérateur thermodynamique a un rendement de l'ordre de 30% et les climatiseurs pour les grands bâtiments présentent un rendement de près de 90% du rendement de Carnot [Disalvo 1999].

I.3.5 Les modules thermoélectriques

Les modules thermoélectriques (ou module à effet Peltier) sont des pompes à chaleur électriques. Ils sont constitués d'éléments thermoélectriques généralement fabriqués à base d'alliage de Tellure de Bismuth (Bi_2Te_3) pour les applications autour de la température ambiante. Ils sont constitués de « couples ». Chacun des couples est constitué d'un matériau semi-conducteur de « type p » ($\alpha_p > 0$) et de « type n » ($\alpha_n < 0$). Les deux branches du couple et tous les autres couples composant le module sont connectés électriquement en série et thermiquement en parallèle (voir la Figure I-12). Cette disposition permet de diminuer la résistance électrique tout en optimisant le flux thermique qui traverse le module. Dans la majorité des cas, l'ensemble des semi-conducteurs composant le module thermoélectrique est inséré entre deux plaques de céramique permettant de solidifier l'ensemble et d'assurer l'isolation électrique avec l'extérieur. Une des contraintes des modules thermoélectriques est le coefficient d'expansion thermique du matériau semi-conducteur utilisé qui limite la différence de température acceptable entre la jonction chaude et froide. Cette différence de température avoisine les 70 K pour le Tellure de Bismuth généralement utilisé.

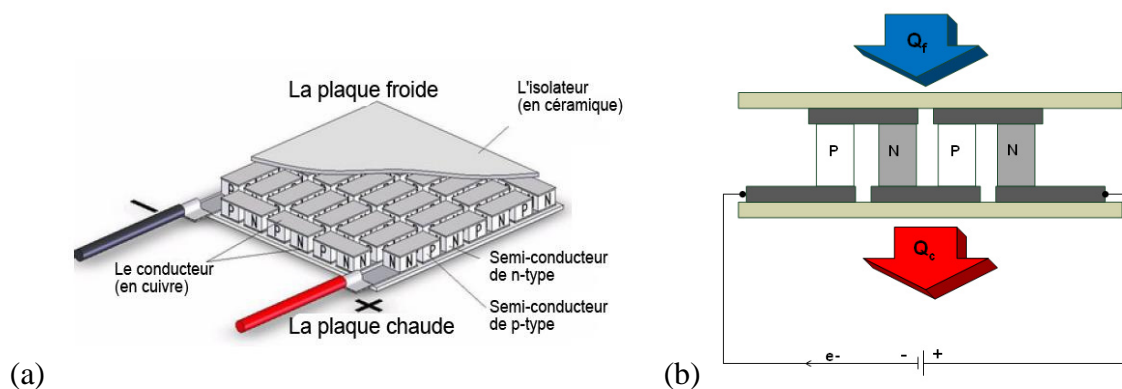


Figure I-12 (a) Schéma d'un module thermoélectrique muni de jonctions de type « p » et « n » (b) Module thermoélectrique avec Q_c et Q_f

Le courant électrique est imposé de telle manière que les porteurs de charge se déplacent de la source froide à la source chaude dans les deux branches du couple. Ils contribuent à un transfert d'entropie de la source froide à la source chaude, et donc à un flux thermique qui va s'opposer à celui de la conduction thermique. Le système permettra donc d'évacuer de la chaleur depuis la source froide vers la source chaude, et agira alors comme un réfrigérateur. Si on inverse le courant, on inverse le transfert de chaleur et le module thermoélectrique fonctionne en mode chauffage.

Des plaques isolantes électriquement et conductrices thermiquement sont utilisées pour protéger les éléments thermoélectriques. Les matériaux les plus utilisés pour les plaques sont l'alumine Al_2O_3 , l'oxyde de béryllium BeO et le nitrure d'aluminium AlN , l'alumine étant le matériau le plus courant. Le nitrure d'aluminium a un coût élevé par rapport à l'alumine ou à l'oxyde de béryllium. En comparaison avec le BeO , seul l'aspect toxicité joue en faveur de l' AlN et c'est sans doute un argument de poids. Les deux autres sont généralement utilisés dans les applications où la propagation latérale de la chaleur dans les plaques doit être importante. Les propriétés physiques de ces matériaux sont résumées dans le tableau suivant

[Bao 2007]. Les matériaux BeO et AlN ont des conductivités thermiques élevées comparativement à l'alumine (voir Tableau I-1).

Matériaux	Mass volumique (g.cm ⁻³)	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ k ⁻¹)	Résistivité électrique (Ohm-m)	Coefficient de Poisson
Alumine (Al ₂ O ₃)	3.89	35	10 ¹²	0.22
Oxyde de béryllium (BeO)	2.85	200-250	10 ¹⁵	0.38
Nitrure d'alumine (AlN)	3.26	140-180	>10 ¹²	0.24

Tableau I-1 Propriétés physiques des matériaux pour plaque isolante

Les performances des modules thermoélectriques sont déterminées par les propriétés de conductivités thermique et électrique des matériaux mais aussi par les performances des échanges thermiques avec le milieu. En effet, pour être efficace, le module thermoélectrique est couplé à un échangeur thermique, permettant un bon transport de chaleur du module vers le fluide caloporteur (air ou eau).

I.3.6 Les applications

Beaucoup d'applications commerciales utilisent les avantages des modules thermoélectriques (encombrement minimal, fiabilité, pas de gaz, simple ...). Riffat a classé les applications commerciales des systèmes de refroidissement thermoélectrique [Riffat 2003] (voir le Tableau I-2). La majorité des applications concerne encore des systèmes de petite dimension.

Secteur	Produits
Militaire / Aérospatial	Refroidissement de composant électronique Vêtement individuel réfrigéré Refroidissement de capteurs infra rouges, de diodes laser
Produits de consommation	Réfrigérateur de voiture Glacière électrique Fût de bière et canette réfrigérées Refroidisseur portable d'insuline Casque réfrigéré
Equipement scientifique et de laboratoire	Refroidissement de diodes laser, circuits intégrés Bain thermostaté Plaque froides de laboratoire Chambre froide
Contrôle de température en industrie	Microprocesseurs de PC Microprocesseur d'automates Stabilisation de température d'encre de photocopieur et imprimante

Tableau I-2 : Applications commerciales des systèmes de refroidissement par modules thermoélectriques [Riffat 2003].

Depuis l'apparition des systèmes électroniques, les flux de chaleur générés par les composants de ces systèmes n'ont cessé de croître. On considère également que pour maintenir une durée de vie acceptable, les températures de jonction ne doivent pas excéder un certain niveau. Cette contrainte sur la température ainsi que les fortes densités de flux générées rend les techniques de refroidissements passifs utilisés de moins en moins adaptées. Le refroidissement par voie active semble être l'unique solution pour répondre à cette problématique.

Actuellement, on trouve plusieurs prototypes de systèmes appliqués aux bâtiments pour des systèmes de chauffage ou de refroidissement. De nombreux brevets existent sur ce type d'application, mais peu de systèmes ont été commercialisés du fait des faibles performances qu'offrent les systèmes à effet Peltier. La première pompe à chaleur thermoélectrique destinée à la climatisation d'un logement a été réalisée aux Etats-Unis en 1965. Cette pompe à chaleur thermoélectrique air/eau était composée de 20 à 30 modules thermoélectriques et a été installée dans la maison mère de la société Carrier Corporation [Stockholm 1985]. Plus récemment, la société ACOME a déposé un brevet d'un système de plancher chauffant et rafraîchissant fonctionnant à partir d'une pompe à chaleur thermoélectrique (voir Figure I-13).

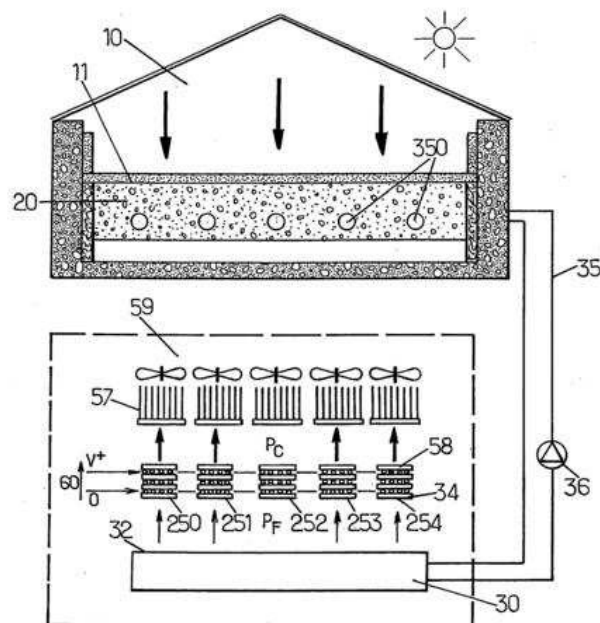


Figure I-13 Schéma du brevet sur le système de plancher chauffant/rafraîchissant associé à une pompe à chaleur thermoélectrique par ACOME [ACOME 2006]

Avec ce brevet, Da Rocha [Da-Rocha, 2006] montre que l'utilisation optimale des modules thermoélectriques repose en partie sur l'optimisation des échangeurs de chaleur. L'optimisation est obtenue grâce à un dimensionnement particulier des échangeurs thermiques qui permet de disposer d'une température homogène sur l'ensemble de la surface d'échange. Ce système présente de nombreux avantages comme d'être silencieux, peu encombrant, et économique. Il a également l'avantage d'être flexible et propose une rapidité de réponse supérieure aux systèmes connus.

Cosnier et al. [Cosnier 2008] et T.Li [Li 2009] ont étudié un système de chauffage / rafraîchissement d'air pour climatiser un logement. Les résultats expérimentaux montrent qu'un COP de 1.5 en refroidissement et de 2 en chauffage sont atteignables pour une intensité

I. Etude bibliographique

comprise entre 4 et 5 ampères et pour une faible différence de température de 5 à 10 °C avec un échangeur à ailettes planes.

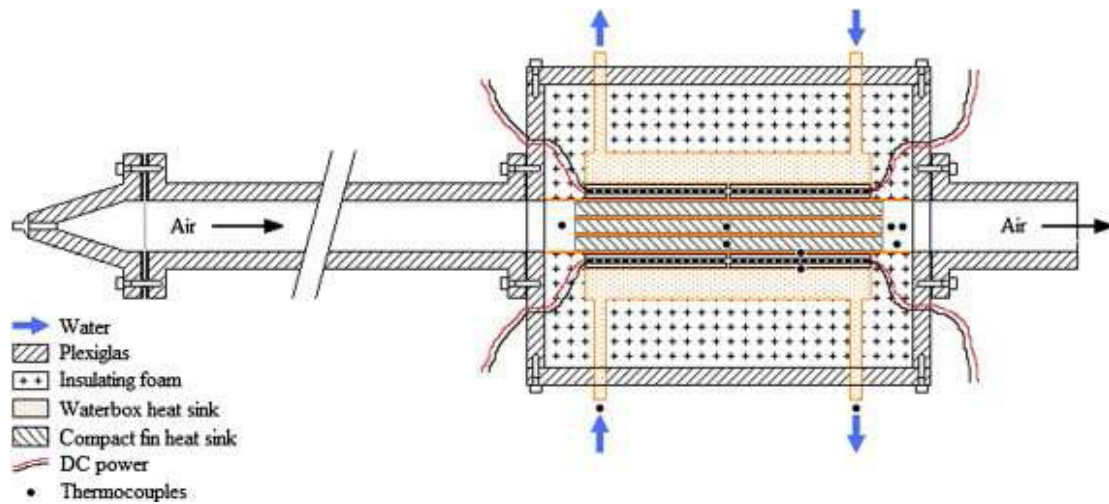


Figure I-14 Système thermoélectrique de chauffage/ rafraîchissement d'air

T.Li a également obtenu un COP de plus de 2.5 avec un système air/air double flux en amont de l'échangeur statique (avec préchauffage) (voir Figure I-15).

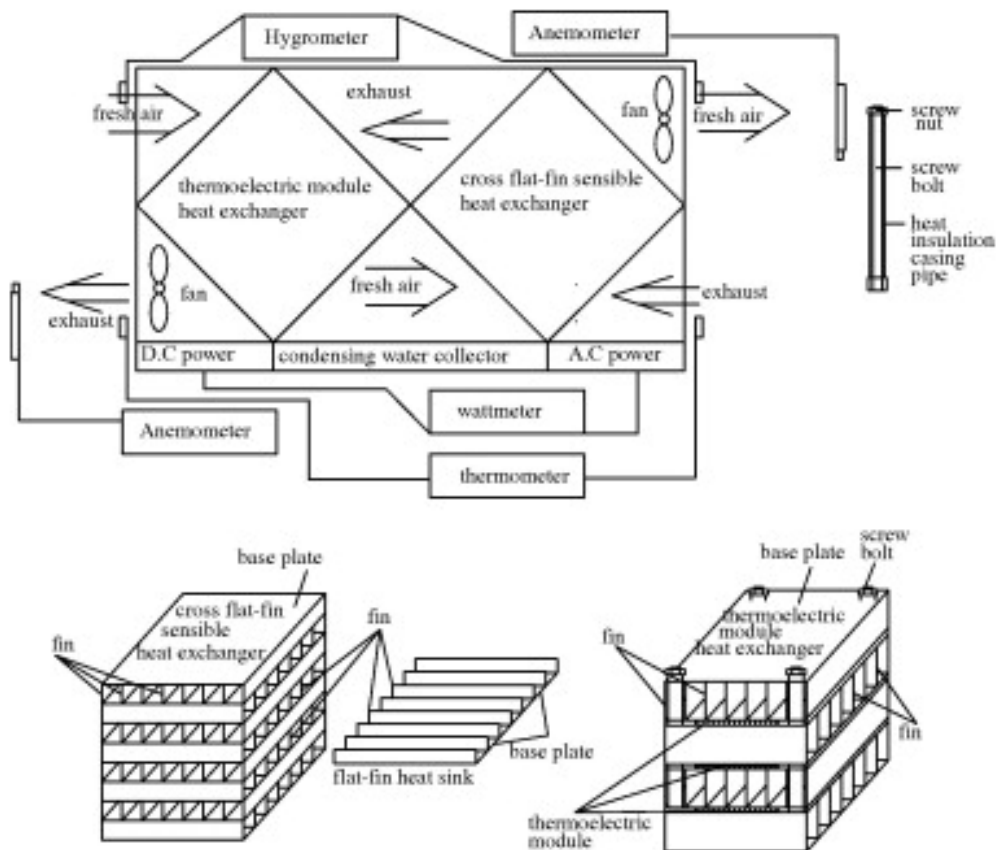


Figure I-15 Système thermoélectrique de chauffage / rafraîchissement d'air avec un échangeur statique amont [Li 2009].

Les systèmes thermoélectriques fonctionnant à partir de courant continu de basses intensité et tension, ces systèmes peuvent donc être utilisés en combinaison avec des panneaux solaires photovoltaïques. Xu et al. [Xu 2007] publient une étude sur un système de pompe à chaleur thermoélectrique intégré à l'enveloppe du bâtiment et alimenté par panneaux photovoltaïques (voir Figure I-16). Les modules thermoélectriques sont reliés à l'air via un échangeur côté source et à un réservoir d'eau côté utile. Ce réservoir joue le rôle de stockage d'énergie.

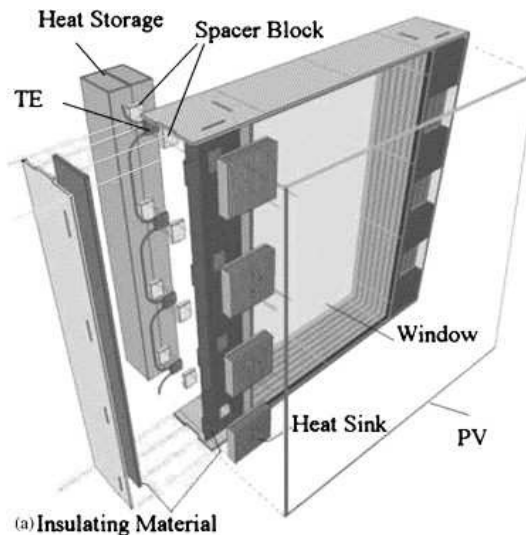


Figure I-16 Système thermoélectrique intégré à l'enveloppe du bâtiment [Xu 2007]

Concernant les systèmes de pompe à chaleur thermoélectriques, un autre facteur important pourrait affecter l'efficacité du système : les échangeurs de chaleur doivent être soigneusement conçus pour augmenter le taux de transfert thermique à la fois du côté froid et du côté chaud des modules thermoélectriques [Rezek 1963].

I.4 Echangeurs de chaleur

Une PACTE est le couplage d'un module thermoélectrique fournissant la puissance chaude ou froide à deux échangeurs thermiques permettant de transférer ce flux thermique efficacement vers les fluides caloporteurs en face froide et en face chaude. Les performances globales du système sont autant liées aux modules qu'aux échangeurs thermiques. Il est donc important d'optimiser ces échangeurs en :

- Réduisant la résistance thermique : augmentation du coefficient d'échange thermique et de la surface d'échange, efficacité d'ailette.
- Minimisant les pertes de charges afin de réduire la consommation des ventilateurs.

I.4.1 Comparaison des différentes technologies d'échangeurs

Le choix de la technologie d'échangeur dépend de sa capacité à échanger les densités de flux pour l'application souhaitée.

La Figure I-17 indique les ordres de grandeur des coefficients d'échange, de différentes technologies d'échangeur avec différents fluides caloporteurs en fonction de la nature de l'échange.

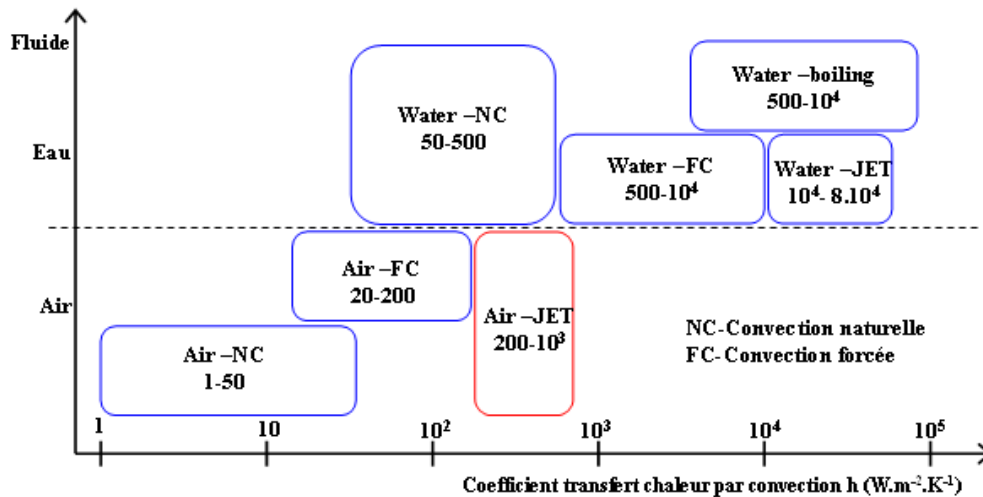


Figure I-17 Coefficients d'échange en fonction du fluide et de l'écoulement considérés (NC : Convection Naturelle, FC : Convection Forcée) [Williams 1992]

Dans notre cas, les modules thermoélectriques ont une densité de flux d'environ $13kW.m^{-2}$ ($\Delta T_{TEM}=40K$), ce qui demande des coefficients de transferts de chaleur supérieurs à $300W.m^{-2}.K^{-1}$. Seule la technique du jet impactant permet d'atteindre ces coefficients avec l'air comme fluide caloporteur. Par exemple, comparativement aux solutions classiques de refroidissement par convection confinée dans des canaux parallèles à la surface refroidie, le jet impactant produit des coefficients de transfert de chaleur qui sont jusqu'à trois fois plus élevées à une vitesse donnée, parce que la couche limite du jet impactant est beaucoup plus mince [Martin 1977]. S. Ndao et al. [Ndao 2009] ont comparé les performances (résistance thermique et pertes de charge) de quatre différents types d'échangeurs de chaleur : micro-canaux à ailettes, ailettes à aiguille, ailettes à bandes décalées et jets impactant (voir la Figure I-18).

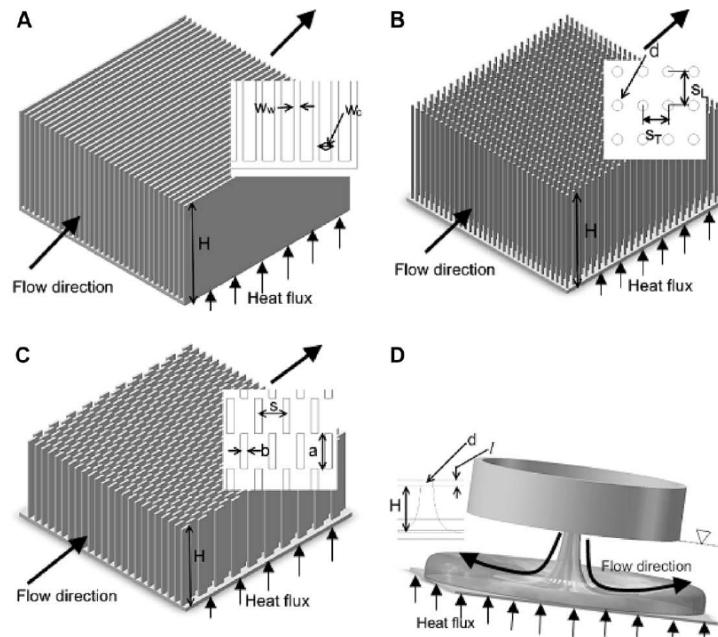


Figure I-18 4 différents types d'échangeurs de chaleur

La surface d'échange est fixée à 100 mm^2 . Différents types de dissipateur ont été étudiés. Leur résistance thermique et les pertes de charge ont été comparées. S. Ndao et al. ont montré que les jets impactant ont une grande résistance thermique pour une même perte de charge (entre 30 et 90 kPa). Ici, cette grande résistance thermique est causée par la surface utile au transfert de chaleur qui est plus faible comparé à un dissipateur de chaleur à écoulement parallèle.

Dans le cas d'une application pour l'habitat, la surface d'échange doit être grande pour diminuer la résistance thermique. C'est la raison pour laquelle nous allons étudier des configurations jets multiples avec ailettes plutôt que jet unique.

I.4.2 Technique du jet impactant

I.4.2.1 Les applications du jet impactant

Le refroidissement par jet impactant est une solution privilégiée dans les applications industrielles grâce à son efficacité et sa flexibilité lorsque l'on cherche à apporter un flux de chaleur intense sur une surface, ce qui est le cas du module thermoélectrique. Par exemple, dans le domaine de l'aéronautique pour refroidir les aubes [Koseoglu 2010], en électronique pour dissiper la chaleur dégagée par les composants [Biber 1988] ou des secteurs beaucoup plus traditionnels tels que la fabrication du verre où un rideau d'air est utilisé pour refroidir la nappe de verre en fusion, dans l'industrie papetière, dans l'industrie métallurgique [Martin 1977]. Pour une couverture plus homogène sur les surfaces importantes, des jets multiples peuvent être utilisés.

I.4.2.2 Les mécanismes d'intensification des échanges par jets

Le champ d'écoulement d'un jet impactants peut être décomposé en différentes régions. Les dimensions géométriques sont normalisées avec le diamètre de la buse d'entrée D . Les directions radiales et axiales sont notées respectivement r et z .

- H/D : Rapport entre la hauteur du jet et le diamètre de la buse d'entrée
- r/D : Distance adimensionnelle radiale par rapport au centre du jet
- z/D : Distance adimensionnelle verticale mesurée à partir de la paroi
- s/D : Rapport entre la distance inter-jet et le diamètre de la buse d'entrée

La Figure I-19 montre le schéma de l'écoulement généré par un jet unique impactant. Le mécanisme du jet impactants peut se décrire en quatre zones en fonction de l'écoulement du fluide [Rivières 2008].

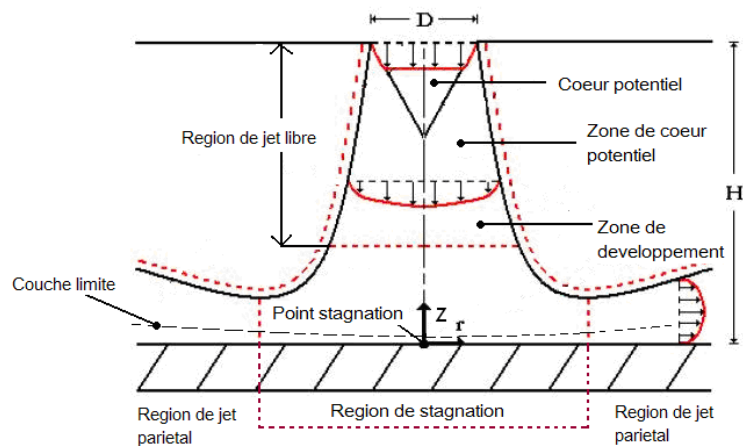


Figure I-19 Jet impactants et schéma de l'écoulement généré par un jet impactants [Angioletti 2003]

- Zone de cœur potentiel :

Dans le cœur potentiel d'un jet de direction principale z , la vitesse sur l'axe z reste constante et égale à environ 95-99 % de la vitesse en sortie de la buse du jet. Cette vitesse dépend des conditions initiales (profil initial de vitesse, turbulence en entrée, type d'injection). Cette zone s'étend à la verticale de la buse d'injection sur une distance de $3D$ à $7D$ [CHASSAING 2000].

- Zone de développement :

Lorsque la distance d'impact (H) est suffisamment grande, pour permettre le développement du jet on observe une décroissance de la vitesse axiale et l'épaississement du jet [RAJARATNAM 1976]. Les grandes tensions de cisaillement à la frontière du jet génèrent également de la turbulence et permettent l'entraînement de fluide ambiant et donc le mélange.

- Zone de stagnation (ou zone d'impact) :

La zone d'impact se caractérise par une zone de stagnation, et par un changement de direction du jet avec une transition vers un jet pariétal [DING 2003]. Dans la zone d'impact, les propriétés moyennes de l'écoulement deviennent celles d'un jet libre. La vitesse sur l'axe

central du jet diminue à mesure que l'écoulement approche du point de stagnation, jusqu'à atteindre une valeur nulle à la paroi.

- Une région de jet pariétal (parallèle au mur)

La région de jet pariétal se caractérise par un écoulement dans la direction radiale. L'écoulement est dévié au niveau de la paroi et un jet se développe le long de la paroi sur une distance supérieure à $r/D = 3$ du point de stagnation. Pour une distance d'impact donnée (H/D), l'épaisseur de la couche limite est inversement proportionnelle au nombre de Reynolds de l'injection [ABRAMOVITCH 1963]. L'écoulement pariétal commence par accélérer puis il décélère en cédant de l'énergie au fluide environnant. Ainsi la composante radiale de la vitesse augmente linéairement et atteint un maximum à une distance « r » du point de stagnation.

Pour résumer, lorsque H/D est petit, le jet conserve une vitesse élevée avant d'arriver dans la région de stagnation sur la paroi. La région de stagnation est donc la zone où l'échange de chaleur est le plus important. Puis le transfert de chaleur diminue lorsqu'on s'éloigne du point de stagnation.

I.4.2.3 Configurations avec jets multiples (buses d'injection et d'extraction)

Des jets multiples sont utilisés pour maintenir un coefficient de transfert de chaleur élevé sur une grande surface. Les facteurs affectant la performance des jets multiples sont principalement l'espacement entre les jets (s) et les effets d'écoulement transversal (voir Figure I-20).

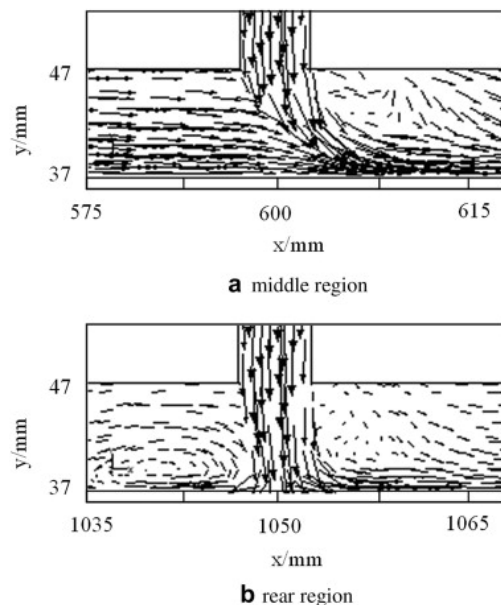


Figure I-20 Les effets d'écoulement transversal [Wang 2012]

Un des phénomènes présent résultant de l'interférence entre jets (voir Figure I-21) est celui de « fontaine ». Cette interférence entre jets rapprochés peut réduire la vitesse d'impact, et diminuer le transfert de chaleur.

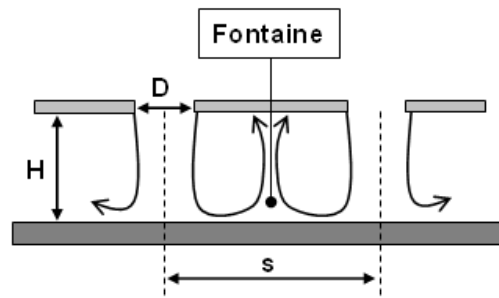


Figure I-21 Fontaine du jet dans les jets multiples impactant

Dans le cas de jets multiples, le fluide s'écoule après impact, transversalement au-delà de sa surface d'impact propre. Cet écoulement transversal peut réduire le taux de transfert de chaleur car le flux transversal est chauffé par le passage sur la surface. En outre, un grand écoulement transversal peut interférer avec les autres jets. [Slayzak 1994].

Il est donc nécessaire d'avoir des buses d'extraction permettant au fluide de sortir après impact contre la surface d'échange et réduire les effets négatifs des flux croisés et des interférences jet à jet. Deux systèmes de buses d'extraction ont été étudiés : des buses dans le même plan que les jets (Figure I-22 (a)) et des buses dans le plan de la surface cible (Figure I-22(b)).

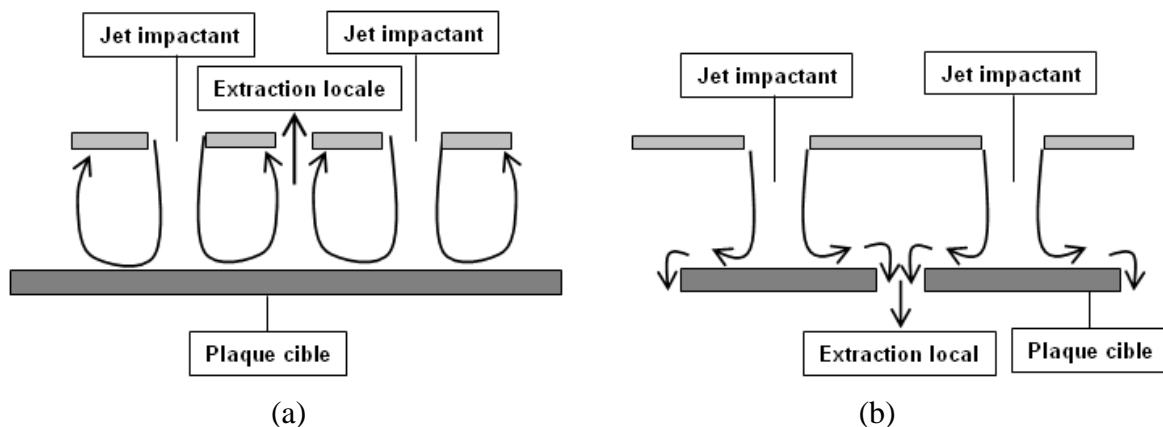


Figure I-22 Deux différents types de jets impactants avec extraction local de fluide utilisé

Rhee et al. [Rhee 2003] ont étudié le transfert de chaleur de jets multiples impactant avec les buses d'extraction au niveau de la surface cible (Figure I-22 (b)). Ils ont testé plusieurs arrangements de buses d'extraction, et ont constaté qu'un arrangement carré de jets impactants en quinconce, et de buse d'extraction autour des jets permet d'obtenir un plus grand transfert de chaleur. Ils ont également constaté que des buses d'injection de plus petit diamètre donnent un meilleur transfert de chaleur. Enfin, la configuration géométrique avec un ratio élevé entre la surface des buses d'extraction (A_e) et la surface des buses d'injection (A_{jet}) est plus favorable. Hollworth et Dagan [Hollworth 1980] ont constaté que si les buses d'extraction étaient reportées sur la surface cible (Figure I-22 (b)), le transfert de chaleur augmentait de 35 % par rapport au même arrangement avec de l'air sortant par les côtés. Leurs résultats montrent que l'arrangement en quinconce fonctionne mieux qu'un arrangement en ligne.

La configuration de la Figure I-22 (b) n'est pas pratique pour un module thermoélectrique car il y a deux faces donc deux échangeurs. Ainsi, la méthode avec des buses d'extraction dans le même plan que les jets Figure I-22 (a) est préférable pour cette application.

Huber et Viskanta [Huber 1994] ont étudié le transfert de chaleur en fonction des arrangements de jets multiples impactant avec les buses d'extraction sur le même plan des jets. Ils utilisent une géométrie carrée, avec et sans les buses d'extraction, à espacement et hauteur variable entre les jets et la surface (H/D allant de 6,1 à 0.25). Ils ont montré que les buses d'extraction augmentent le transfert de chaleur pour la plus petite distance testée ($H/D < 1$), et le transfert de chaleur est beaucoup plus uniforme avec les buses d'extraction (avant que l'écoulement transverse se développe).

Rhee et al. [Rhee 2003] a aussi étudié le transfert de chaleur pour des arrangements de jets multiples impactant avec les buses d'extraction sur le même plan des jets. Ils ont constaté que pour de petits espaces entre les jets et la plaque cible ($H/D = 0.25-2$), les buses d'extraction génèrent une distribution plus uniforme, et permettent un plus grand transfert de chaleur d'environ 20 % pour un écart d'un diamètre ($H/D = 1$) et d'environ 60 % pour un écart de 0.5 ($H/D = 0.5$). Le coefficient de transfert de chaleur local montre que le transfert de chaleur le plus élevé est directement sous les buses d'injection et plus faible sous les buses d'extraction. Mais, l'espacement entre les jets de cette étude n'était que de six fois le diamètre de buse ($s/D = 6$) conduisant à des grands écarts entre les jets où la chaleur transférée était plus faible. Pour un refroidissement de module thermoélectrique, il est nécessaire d'obtenir des jets plus denses qui permettent d'avoir un transfert chaleur plus important et uniforme.

La performance de l'arrangement très compact avec un petit espacement jet-à-jet devrait être dégradée significativement par l'écoulement traversé. Ainsi, une géométrie qui comprend une extraction locale avec un rapport de surface extraction (S_e/S_j) grand est préférable de façon à maintenir un coefficient moyen de transfert de chaleur élevé.

Par la suite, T.B. Hoberge et al. [Hoberge 2010] testent un arrangement avec une haute densité de jets pour obtenir un transfert de chaleur élevé et ainsi éviter les zones de faible transfert de chaleur. La conception est un arrangement en quinconce de jets impactant avec un espace entre jet de 2.34 fois le diamètre du jet. Pour éviter les interférences entre les jets, six buses d'extraction locales ($D_e/D_{jet}=0.6$) entourent chaque jet (voir la Figure I-23 : la surface totale de buse d'extraction est plus grande que la surface des buses de jets). Deux différents diamètres de jet (0.94-8.46mm) et différentes distances jet-à-plaque ($H/D=0.44-3.97$) sont testés. Le résultat montre qu'une grande distance jet-à-plaque permet un bon transfert de chaleur moyen. Ici, la perte de charge du système semble majoritairement due à la perte de charge du fluide après les buses d'extractions. Ainsi, le volume d'extraction (Extraction Plenum) doit être suffisant pour ne pas s'opposer à l'extraction de l'air. Ainsi, l'augmentation de la longueur relative des tubes augmente d'un facteur 3 la perte de charge est diminuée de l'ordre de 15 %.

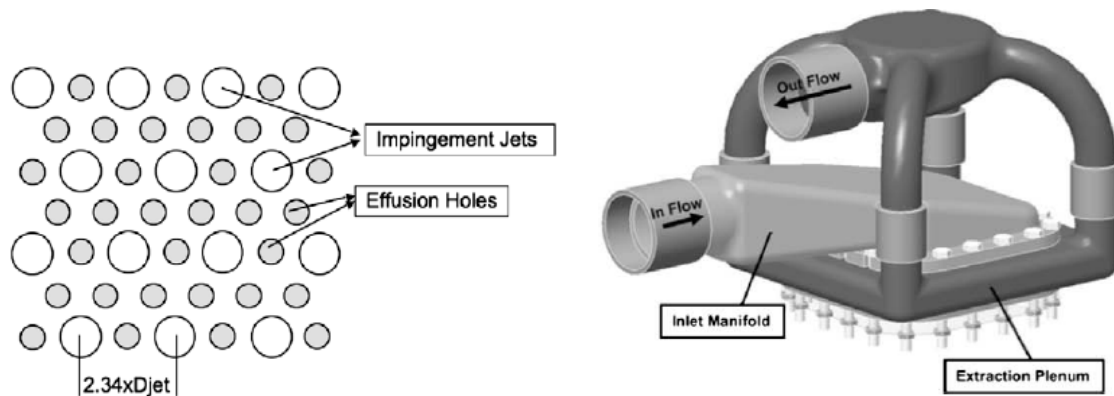


Figure I-23 Géométrie de l'arrangement du prototype [T. B. Hoberg 2010]

Pour conclure, il est nécessaire d'utiliser :

- Des buses d'extraction pour diminuer les effets négatifs entre les jets.
- Des buses d'extraction et d'injection de petit diamètre.
- Un rapport S_e/S_j le plus grand possible.
- Une distance entre jet et plaque cible la plus petite possible.

I.4.2.4 Effet des ailettes

Malgré leurs nombreux avantages, le jet impactant est limité à cause de l'absence de large zone de transfert de chaleur [Ndao 2009]. Pour améliorer sa performance, il est primordial de mettre en place des structures pour augmenter la surface d'impact.

Entre 1999 et 2000, Brignoni et Garimella [Garimella 1999] et E.Cheikh et Garimella [Garimella 2000] ont publié une série d'articles sur le transfert de la chaleur et l'optimisation de la conception thermique des jets uniques impactant et des jets multiples impactant confiné sur un échangeur à ailettes cylindrique. Quatre jets simples de diamètre différents ($D=1.59, 3.18, 6.35$ et 12.7 mm) et deux arrangement des jets multiples (4×3.18 mm et 9×1.59 mm) ont été étudiés avec une valeur fixe entre jets ($S/D = 4$) et un nombre Reynolds variant entre 5000 et 20 000. Les coefficients de transfert de chaleur ont été calculés pour des surfaces lisses (sans ailettes) et renforcées (avec ailettes). Entre une surface lisse et une surface renforcée, le coefficient de transfert de chaleur peut être multiplié entre 2.8 à 9.7, avec le plus haut facteur de renforcement obtenu avec un diamètre de buse de 12.7 mm et $Re = 20\ 000$.

Dans leur article sur la valorisation du transfert de chaleur par jet impactant à l'aide des échangeurs de chaleur à ailettes cylindrique [Garimella 1999], sept configurations d'ailettes et jet unique ont été étudiées. Deux différents diamètres de jet (1.6 et 0.94 mm) et différents nombres de Reynolds (8 000 à 45 000) ont été testés. Il a été conclu que le facteur le plus important dans le transfert de chaleur du jet impactant sur les surfaces renforcées est la vitesse de sortie du jet et la surface totale de transfert de chaleur. Le diamètre du jet a été identifié comme ayant un effet significatif sur les facteurs d'amélioration. Le taux de transfert de chaleur $h_{renforcée}/h_{liss}$ allant 2.4 à 9.2. La perte de charge augmentant avec la vitesse du jet (donc lorsque l'on augment le diamètre ou le nombre de jets), un compromis doit être trouvé entre réduction de la perte de charge et réduction de la résistance thermique.

D.-K. Kim et al. [Kim 2009] ont comparé les performances d'échangeurs thermiques avec des ailettes planes et des ailettes en aiguille soumis à un flux vertical (voir la Figure I-24) homogène (pas de type jet impactant).

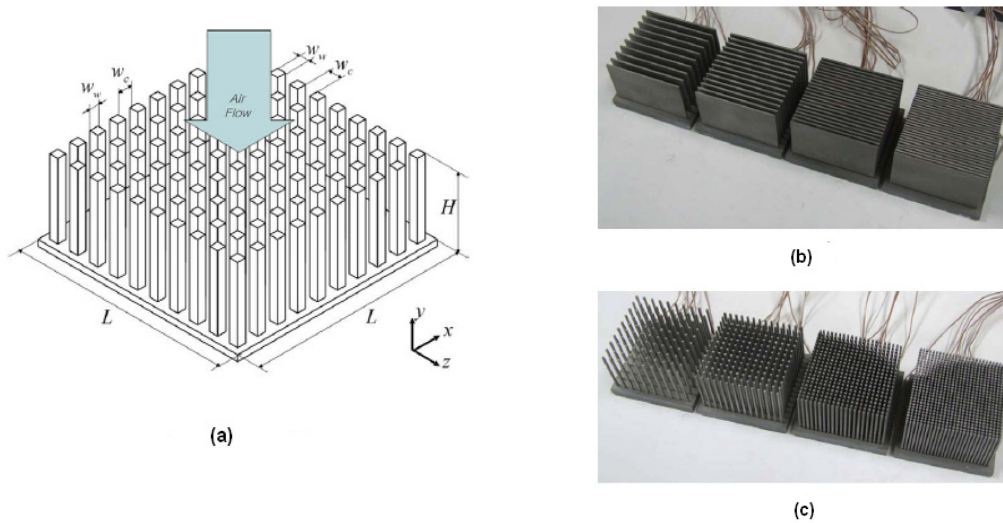


Figure I-24 (a) Schéma de l'échangeur ailettes en aiguille soumis à un flux (b) Les échangeurs utilisées pour l'étude expérimentale : (b) ailettes planes(c) ailettes en aiguille.

Des études expérimentales ont été réalisées pour différents débits et distances entre les ailettes. A partir de données expérimentales, ils ont proposé un modèle basé sur la moyenne volumique pour prévoir la perte de charge et la résistance thermique. En utilisant le modèle proposé, la résistance thermique de l'ailette planes et l'ailette en aiguille a été optimisée. Leur résultat montre que les ailettes en aiguilles sont les plus intéressantes pour de faibles résistances thermiques. La perte de charge n'est pas étudiée.

I.5 Conclusion de l'étude bibliographique

Nous avons montré que le secteur du bâtiment est un poste majeur de consommation énergétique. Le développement des bâtiments basse consommation ou passifs permet de réduire les consommations et les émissions de gaz à effet de serre.

Les systèmes de ventilation ont un rôle indispensable pour assurer la qualité de l'air dans les bâtiments d'autant plus que l'enveloppe des bâtiments récents est de plus en plus étanche. Néanmoins, la ventilation mécanique est une source de déperdition thermique importante. La VMC double flux est le système de ventilation le plus efficace et permet une économie importante sur le coût du chauffage, une amélioration de la qualité de l'air et une meilleure répartition de la chaleur dans les pièces de vie. L'inconvénient de ce système est son coût de fabrication et son coût d'installation qui limite son développement.

L'utilisation de modules thermoélectriques permet à partir d'un courant électrique de générer une puissance chaude et une puissance froide sur les deux faces du module. Associés à un échangeur thermique sur chaque face, ces modules peuvent être utilisés comme pompes à chaleur pour le conditionnement thermique et la ventilation des bâtiments. Ce type de pompe à chaleur présente de nombreux avantages (compacité, silence en utilisation et sans fluide frigorigène...) par rapport aux systèmes classiques. Néanmoins, ils sont limités en performances. Les axes d'amélioration sont la qualité des matériaux semi-conducteurs, l'efficacité des transferts de chaleur et la gestion appropriée du système.

L'amélioration des performances des échangeurs passe par une optimisation de l'échangeur de chaleur et par un bon dimensionnement du module thermoélectrique. Différentes méthodes seront alors proposées dans les chapitres II et III.

Les modules thermoélectriques produisent une haute densité de flux. Il est important de choisir une technologie d'échangeur thermique performante. Parmi l'ensemble des solutions liées à l'intensification des échanges de chaleur existantes, le jet impactant permet un important transfert de chaleur avec une grande surface d'échange (couplé aux ailettes).

Néanmoins, nous avons montré qu'un compromis doit être trouvé entre perte de charge et résistance thermique pour améliorer les performances des échanges. La technique du jet impactant appliquée aux PACTE sera étudiée dans le chapitre suivant. Par conséquent, nous analyserons comment le design des jets impactants peut influencer la résistance thermique des échangeurs et les performances de la PACTE.

II. Analyse numérique d'un échangeur à jets impactants

II.1 Généralités

Dans cette partie, nous étudions les performances théoriques d'un échangeur thermique à jets impactant en vue de l'intégrer à une pompe à chaleur thermoélectrique. Nous comparerons différentes architectures d'échangeurs à jets impactant afin de déterminer l'échangeur le mieux adapté. L'étude se base sur un modèle numérique de dynamique des fluides et les résultats du dimensionnement seront appliqués pour le prototype de la PACTE que nous détaillerons dans le chapitre III.

La résistance thermique (R_{th}) de l'échangeur de chaleur est un paramètre important que l'on doit diminuer pour optimiser l'échangeur. Elle s'exprime en fonction de l'efficacité de l'ailette η , du coefficient de transfert thermique par convection h , et de la surface d'échange S :

$$R_{th} = \frac{1}{\eta \cdot h \cdot S} \quad \text{II-1}$$

Afin de diminuer cette résistance thermique, on peut :

- Augmenter le coefficient de transfert de chaleur par convection « h » en utilisant par exemple des promoteurs de turbulence qui entraînent une réduction de l'épaisseur de la couche limite [BONTEMPS 1998].
- Utiliser un milieu poreux, des ailettes ou des micro-canaux pour augmenter la surface d'échange « S » [YANG 2007].
- Améliorer le rendement η des ailettes à partir de leurs caractéristiques thermo-physiques et géométriques [YANG 2007].

Nous choisirons donc la technique du jet impactant multiple avec échangeur à aiguilles qui permet d'obtenir un fort coefficient de transfert de chaleur et une grande surface utile d'échange thermique.

Cette première partie présente les calculs réalisés dans le cadre de la modélisation numérique du comportement des jets impactant. L'objectif est de diminuer la résistance thermique entre les modules et le fluide caloporteur de la PACTE. Les simulations sont réalisées à l'aide du logiciel *ANSYS-CFX*, qui permet d'étudier les transferts de chaleur et de masse sur la base de simulations par volumes finis.

II.2 Configuration étudiée

Dans les chapitres II, III et IV, nous nous placerons dans les conditions d'utilisation d'une PACTE avec prise d'air extérieur et recyclage comme montré sur la figure suivante.

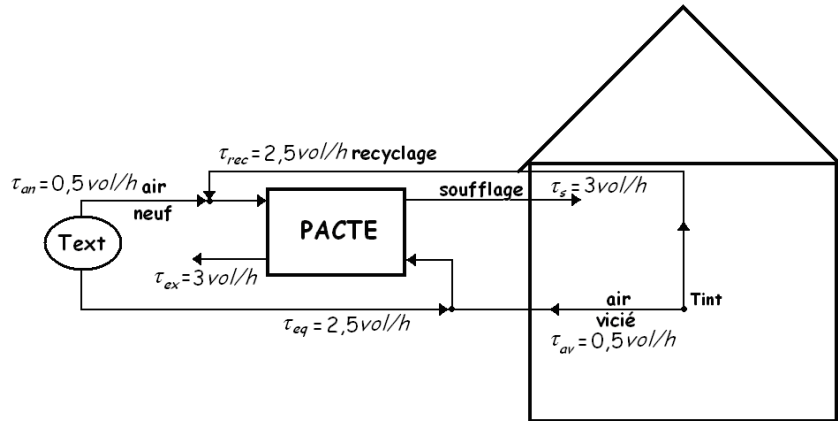


Figure II-1 Schéma du couplage de la PACTE dans le bâtiment pour les chapitres II, III et IV : prise d'air extérieure (sous échangeur double flux)

Pour des raisons de simplification, la configuration étudiée ici correspond au schéma II-1 représenté ci-dessus. Les modèles où la PACTE est associée à un échangeur statique en amont ou à un puits canadien seront étudiés dans le chapitre 5 uniquement.

Nous fixons les caractéristiques du bâtiment suivantes :

- Bâtiment BBC (de puissance utile P_u^{max} de $30 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ pour la ville de Mâcon).
- Surface habitable de 120 m^2 .
- Hauteur d'étage de $2,5 \text{ m}$.
- Le taux de soufflage de $3 \text{ vol}\cdot\text{h}^{-1}$, soit $900 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ pour le chauffage.

La température extérieure minimale est fixée à -10°C , ce qui correspond à la région de Mâcon.

La surface de base de l'échangeur est un paramètre global dimensionné pour correspondre au besoin de chauffage de notre bâtiment de référence. Le dimensionnement est un compromis entre la résistance thermique et l'encombrement.

Dans ce chapitre, nous déterminerons les corrélations entre la perte de charge ΔP , le coefficient d'échange h et la résistance thermique R_{th} en fonction de la surface de la base d'échangeur qui seront utilisées dans le chapitre III pour dimensionner le panneau thermoélectrique. Le dimensionnement du panneau thermoélectrique tentera de maximiser les performances de la PACTE. Nous montrerons ainsi dans le paragraphe III.4.2 que dans la configuration étudiée (II.2.), la surface de base totale de la PACTE optimale est de $0,55 \text{ m}^2$.

La PACTE étudiée est pour des raisons d'encombrement, séparée en quatre sous-étages chacun ayant une surface de base de $0,1375 \text{ m}^2$ (chaque étage se composant de 9 modules),.

II.3 Validation du modèle dans une configuration de jet unique

II.3.1 Construction du domaine

Les variables D et H désignent respectivement le diamètre de la buse d'entrée et la hauteur du jet (distance entre la buse et la paroi). Les dimensions géométriques sont normalisées avec le diamètre d'entrée D (voir Figure II-2).

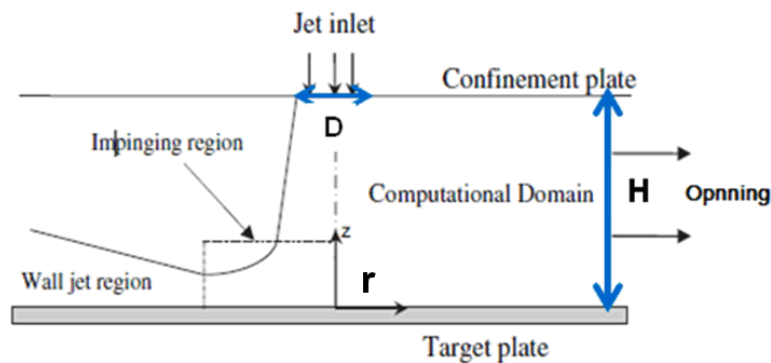


Figure II-2 Schéma du jet impactant et du domaine considéré pour la simulation

Les conditions aux limites du problème sont les suivantes :

- En entrée, nous imposons la température du fluide (air), sa vitesse et l'intensité turbulente.
- Pour la partie supérieure du fluide (plaque de confinement), on définit une condition de non-glissement adiabatique, représentative d'un jet confiné.
- La surface impactée est assimilée à un mur non-glissant, avec une densité de flux de chaleur constante.
- En sortie (parois verticales du domaine), le milieu est ouvert.

II.3.2 Etude de sensibilité au maillage

II.3.2.1 Maillage de la géométrie

Trois différents maillages sont étudiés. Chaque modèle possède respectivement 28 609, 42 476 et 132 095 mailles. Différents raffinages de maillage (facteur de croissance 1.2) au niveau de la paroi sont réalisés afin de simuler au mieux les phénomènes physiques au sein de la couche limite (voir Figure II-3).

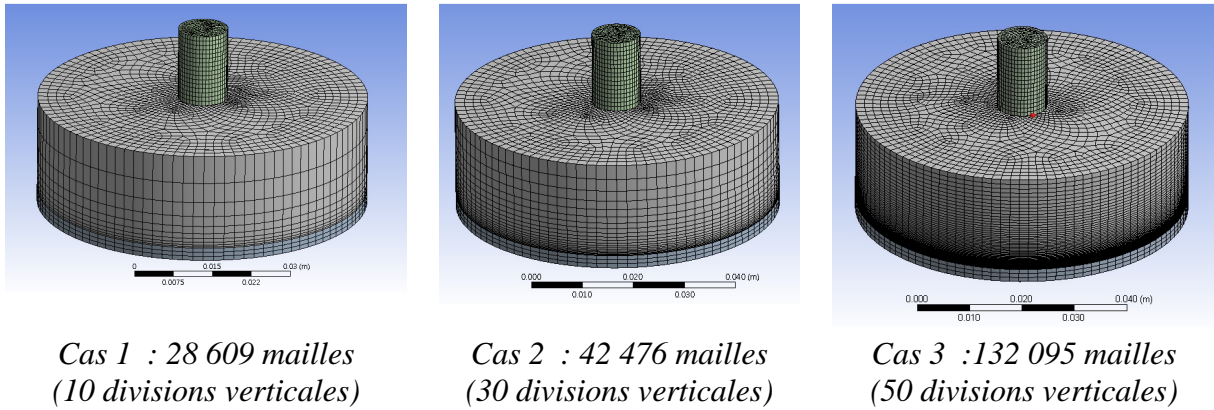


Figure II-3 Les différentes qualité de maillage

La valeur de y^+ est différente pour chacun des cas et varie selon r/D comme présenté dans la figure ci-dessous (voir Figure II-4) :

- Cas 1 : $y^+ < 23$ (zone logarithmique).
- Cas 2 : $y^+ < 13$ (zone logarithmique).
- Cas 3 : $y^+ < 4$ (zone intermédiaire).

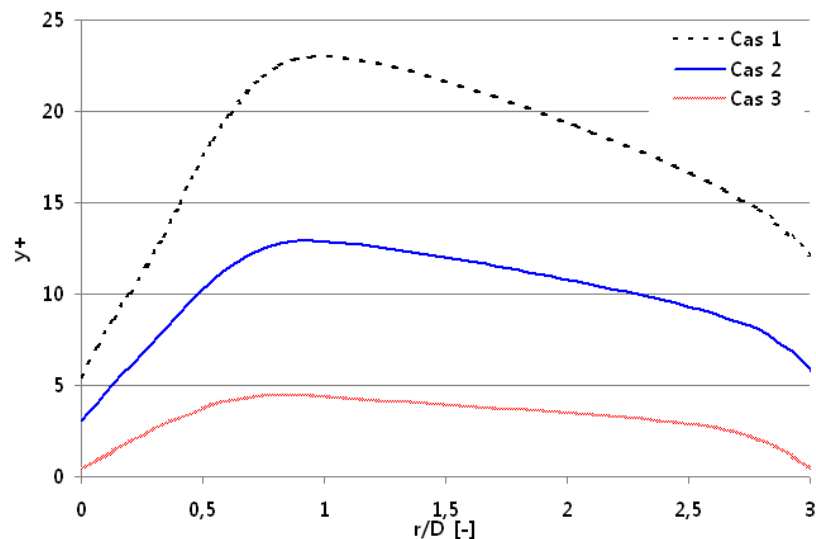


Figure II-4 : y^+ en fonction de r/D pour les différents cas de maillage

La valeur de y^+ est une fonction de la vitesse de l'écoulement. La vitesse augmente dans la région d'impact (pour r/D entre 0 et 0,75) puis diminue lorsque l'on s'éloigne de cette région.

La qualité du maillage est un paramètre important influençant la précision des résultats de la simulation. Un maillage le plus fin possible est préférable pour optimiser la convergence et la précision du résultat. Néanmoins, le temps de calcul pour un tel maillage n'est pas toujours compatible avec le cadre de l'étude.

Nous étudierons principalement l'influence de trois critères :

- La distance inter-maille dans la région proche de la paroi.
- Le nombre total de mailles.
- Le modèle de turbulence utilisé pour la simulation.

II.3.2.1 Maillage proche paroi

Les écoulements proches d'une paroi sont fortement perturbés. Le maillage précis de la région proche de la paroi détermine la précision de la modélisation des écoulements. Une stratégie de maillage utilisant un modèle de paroi (y^+) est recommandée lorsqu'il s'agit d'une modélisation de flux sous ANSYS Fluent [Gerasimov 2006].

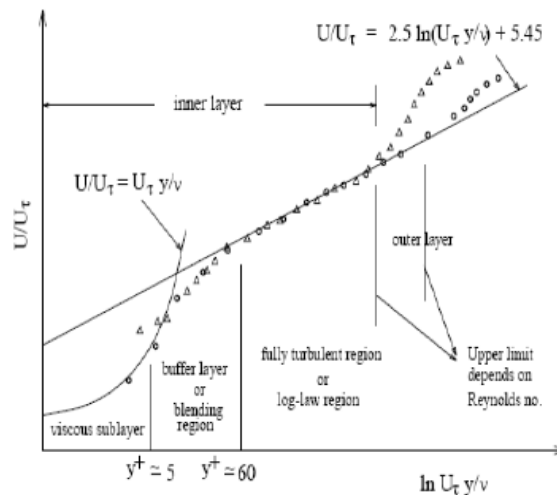


Figure II-5 Division de la région proche paroi [Gerasimov 2006]

La Figure II-5 montre que la région proche de la paroi peut être divisée en trois couches :

- Zone sous-couche visqueuse ($y^+ < 5$) : l'écoulement est presque laminaire, la viscosité joue un rôle dominant sur l'écoulement et les phénomènes physiques associés (transferts de chaleur, etc.).
- Zone intermédiaire ($5 < y^+ < 30$) : associe les effets de la turbulence et les effets de la viscosité.
- Zone logarithmique ($y^+ > 30$ à 60) : la turbulence joue un rôle prépondérant.

Le terme y^+ est une distance non-adimensionnelle similaire au nombre de Reynolds local, souvent utilisé dans les modèles CFD pour décrire les propriétés d'une maille en fonction de sa finesse pour un flux particulier. C'est le rapport entre les influences turbulentes et laminaires dans une cellule.

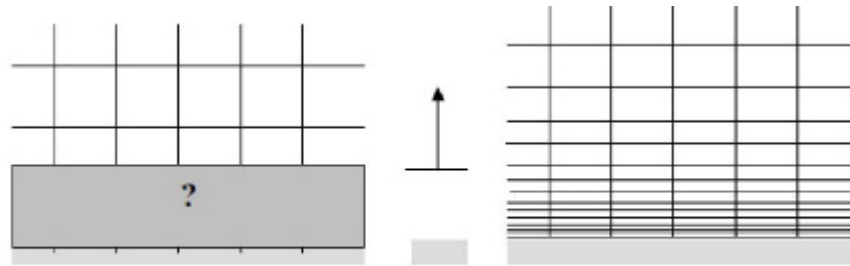
y^+ est défini par l'équation suivante :

$$y^+ = \frac{\sqrt{\tau_w / \rho} \cdot \Delta n}{\mu} \quad \text{II-2}$$

Avec Δn la distance normale entre la paroi et la première ligne de la maille, τ_w est la contrainte de cisaillement au niveau de la paroi, μ la viscosité dynamique du fluide et ρ la densité du fluide.

Il existe deux approches pour modéliser l'écoulement à proximité de la paroi. La Figure II-6 résume la différence entre ces deux approches [Fluent 2003] :

- **Approche avec fonction de paroi** : elle ne résout pas l'écoulement dans la région de la sous couche visqueuse et applique des fonctions empiriques dites fonctions de paroi. Cependant, l'utilisation de ces fonctions exige la modification et l'adaptation des modèles de turbulence ($y^+ \sim 30$).
- **Approche « proche paroi »** : les modèles de turbulence sont adaptés afin de résoudre toutes les sous-couches y compris la sous couche-visqueuse, cette approche appelée approche proche paroi nécessite un maillage très raffiné près des parois ($y^+ \sim 1$).



Approche avec fonctions de paroi

Approche « proche paroi »

Figure II-6 Différentes approches de la modélisation de la couche limite. [Fluent 2003]

II.3.3 Comparaison des modèles de turbulence

Plusieurs modèles existent pour décrire le comportement de la turbulence. On étudie ici les modèles les plus courants :

- **Le modèle $k-\varepsilon$** : ce modèle utilise l'énergie cinétique (k) et le taux de dissipation (ε). Le temps de calcul est relativement court. Bien que les résultats soient corrects dans la région de jet libre, ils sont peu fiables dans les autres parties du domaine (notamment en proche paroi). L'erreur de prédiction dans le cas d'un jet impactant est entre 15 et 60 %, principalement proche de la zone d'impact [Zuckerman 2006].
- **Le modèle $k-\omega$** : ce modèle prend en compte la fréquence des turbulences (ω), au lieu du taux de dissipation. Ce modèle est performant pour les régions proches de la paroi. Mais il est instable pour les régions éloignées des bords du domaine. L'erreur de prédiction dans le cas d'un jet impactant est entre 10-30 % [Zuckerman 2006].
- **Le modèle SST** : il combine les méthodes $k-\varepsilon$ et $k-\omega$. Il possède tous les avantages si ce n'est qu'il demande un maillage fin proche de la paroi et donc un temps de calcul long. Le modèle SST est particulièrement efficace pour la zone d'impact. Environ 20 % d'erreurs ont été relevées [Zuckerman 2006].

II.3.4 Sensibilité des résultats au maillage et au modèle de turbulence

II.3.4.1 Qualité du maillage

Les figures de cette partie comparent les résultats de nos simulations avec le profil de Nusselt obtenu par Quan Liu [Liu 2008] qui a fait des expériences sur une plage définie ($10000 \leq Re \leq 30000$, $H/D=1.5$).

Les expressions utilisées ici sont :

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu_{air}} \quad \text{II-3}$$

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k_{air}} \quad \text{II-4}$$

$$h = \frac{q}{T_s - T_{jet}} \quad \text{II-5}$$

Le nombre adimensionnel de Reynolds Re , représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses U , et ν_{air} respectivement la vitesse du fluide [$m.s^{-1}$] et la viscosité cinématique du fluide [$m^2.s^{-1}$].

Le nombre de Nusselt (Nu) est un nombre adimensionnel représentant le rapport entre échanges conductifs et convectifs.

Le coefficient de transfert thermique par convection est h [$W.m^{-2}.K^{-1}$]. La conductivité thermique de l'air est désignée par k_{air} [$Wm^{-1}.K^{-1}$] et q [Wm^{-2}] représente le flux transféré par unité de surface. Les températures T_s et T_{jet} sont respectivement la température de la paroi et celle du jet en entrée. Nous avons fixé T_{jet} à $5^\circ C$ et la puissance thermique totale à 2568 W, soit $q = 11538$ $W.m^{-2}$. La puissance a été calculée en fonction des besoins de chaleur du bâtiment dans les conditions (température extérieure de $5^\circ C$, avec 30 $W.m^{-2}$ de surface utile du bâtiment).

Nous avons étudié l'influence du maillage proche paroi sur l'évolution du nombre de Nusselt. Celui-ci est déterminé par y^+ dans la couche limite pour trois valeurs de y^+ avec le modèle de turbulence SST (voir Figure II-7).

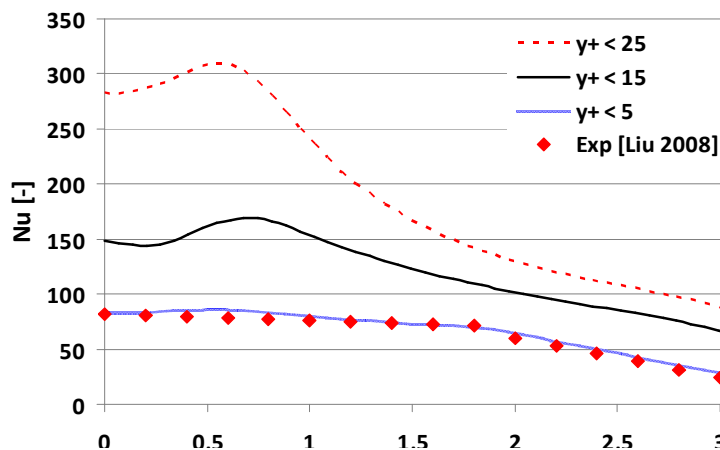


Figure II-7 Influence de y^+ sur les valeurs de Nu en fonction de r/D ($Re=10000$, $H/D=1.5$)

Dans ce cas, nous avons fixé la hauteur du jet et le diamètre de la buse d'entrée H/D à 1.5 et le nombre de Reynolds à 10 000.

Ainsi, lorsque $y^+ < 5$ et pour 132 095 mailles, les résultats simulés tendent vers les résultats expérimentaux.

II.3.4.2 Influence du modèle de turbulence

La Figure II-8 compare différents modèles de turbulence $k-\varepsilon$, $k-\omega$ et SST avec le maillage retenu dans la partie II.2.4.1 (cas 3).

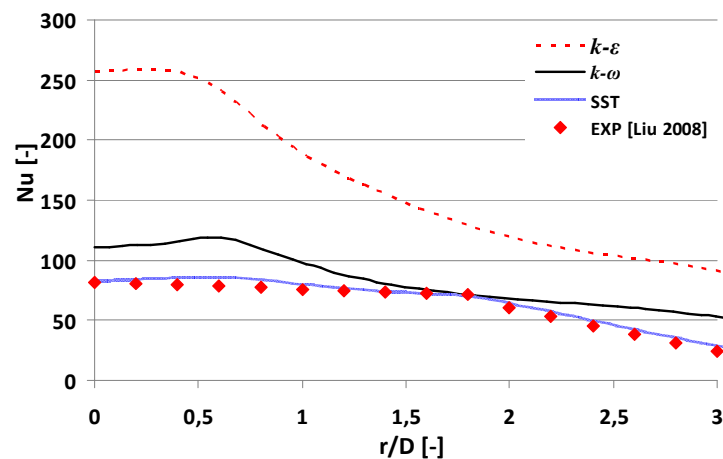


Figure II-8 Comparaison du profil Nu pour différents modèles de turbulence

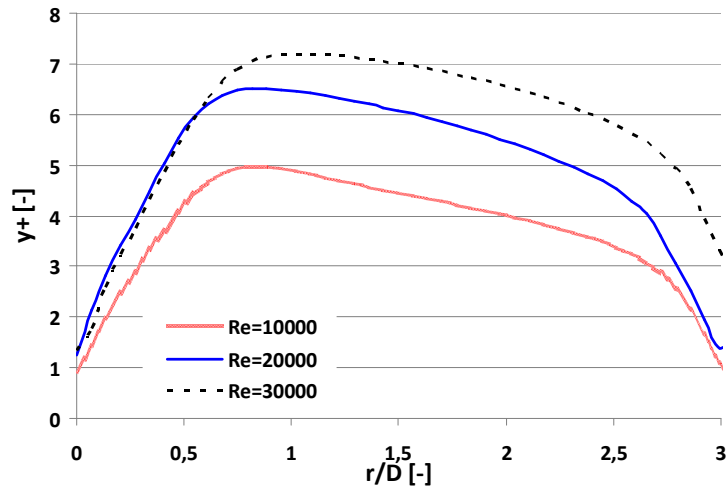
La comparaison des profils du nombre de Nusselt pour les différents modèles montre que :

- $k-\varepsilon$ surestime Nu dans les toutes les régions.
- $k-\omega$ surestime Nu dans la région de stagnation et le surestime légèrement dans la zone de jet pariétale.
- SST surestime très légèrement Nu dans la région de stagnation mais la tendance est similaire à la référence expérimentale.

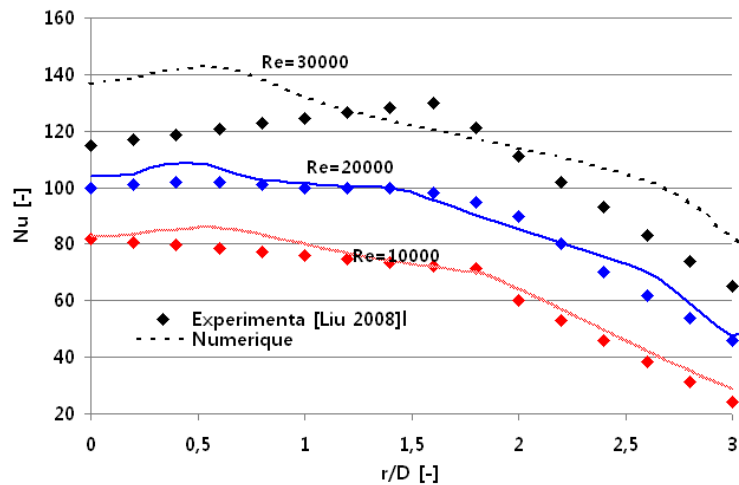
Ce résultat est similaire aux résultats de Zukerman qui compare les différents modèles de turbulence pour la modélisation des jets impactant [Zukerman 2006]. Il indique de plus que les modèles $k-\varepsilon$ et $k-\omega$ permettent des simulations rapides et donc peu coûteuses en temps de calcul. Néanmoins, seul le modèle SST permet une bonne estimation du profil de Nu . Nous utiliserons donc le modèle turbulence SST dans la suite de nos travaux.

II.3.4.3 Influence de la vitesse d'entrée du jet

La Figure II-9 compare le profil radial du Nu pour différent Re (10 000, 20 000 et 30 000) obtenue avec le modèle SST et un nombre de maille correspondant au cas 3, ainsi que les évolutions radiales de y^+ .



(a)



(b)

Figure II-9 Comparaison de y^+ (a) et de Nu (b) pour différents Re

La Figure II-9 (a) montre que lorsque Re augmente, y^+ est plus grand. Dans la région d'impact, la vitesse du fluide est grande, donc y^+ augmente.

La Figure II-9 (b) montre que pour des valeurs élevées de y^+ (>5), la corrélation entre les valeurs expérimentales [Liu 2008] et numérique n'est pas très bonne. La différence entre la simulation et la théorie est inférieure à 15 % pour $Re = 30\ 000$, 12 % pour $Re=20\ 000$ et 8 % pour $Re=10\ 000$. Lorsque $Re=10\ 000$, l'erreur entre simulation et expérience est faible.

Dans le cas de notre prototype de PACTE pour le bâtiment (faible débit de soufflage et $Re < 10\ 000$), nous pouvons donc utiliser le modèle SST et espérer de bonnes corrélations avec nos futures expériences.

II.4 Configuration de l'échangeur à jets multiples

II.4.1 Etude des jets impactant sans ailettes

II.4.1.1 Cas des jets multiples

La simulation d'un jet unique a d'abord été validée, puis le travail s'est orienté vers l'étude de jets multiples (essentiel dans le cas de grandes surfaces d'échange, ce qui est le cas dans notre configuration de PACTE).

Lorsque l'on considère la configuration d'un jet unique, trois paramètres sont importants :

- Le diamètre de buse (D).
- La distance entre l'entrée du jet et la plaque cible (H/D).
- La vitesse du jet à l'entrée (directement lié au débit total / nombre de jets).

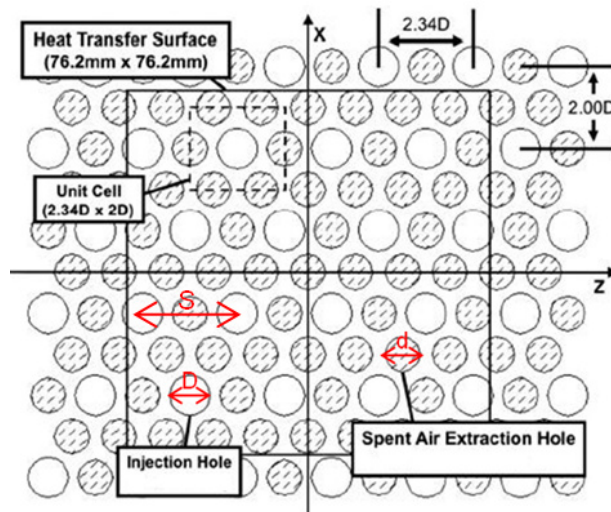
Comme nous avons vu dans la partie précédente, pour avoir le meilleur coefficient d'échange de chaleur (h), D et H/D doivent être les plus petits possibles, et la vitesse de fluide la plus grande. En revanche, lorsque la vitesse augmente, il faut également considérer l'évolution de la perte de charge qui pénalise les performances globales du système (via la consommation des ventilateurs).

Concernant l'approche des jets multiples, nous avons retenu une configuration permettant de réduire les interactions entre jets : l'extraction de l'air ne se fait pas en périphérie (écoulement transversal unidirectionnel) mais sur toute la surface occupée par les jets.

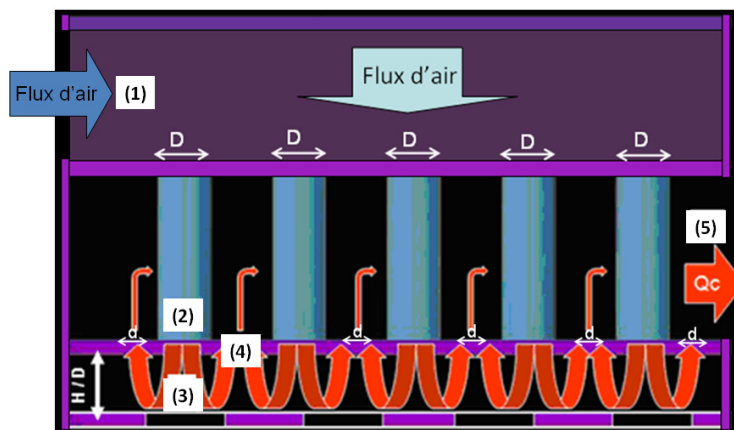
La distance entre jets (s) est un paramètre important qui conditionne les interactions entre jets (voir paragraphe I.4.2.3). Ainsi, dans la partie suivante nous choisirons une configuration optimisée basée sur les résultats de T.B. Horberg et al. [Horberg 2010]

II.4.1.2 Buses d'injection et d'extraction

Comme exposé dans le chapitre précédent (voir Figure I-22), la configuration de T.B. Horberge et al. [Horberg 2010] est la plus favorable pour intensifier le transfert de chaleur. Cette configuration est composée de buses d'injection (diamètre D) et d'extraction (diamètre d). Les trous d'extraction permettent au fluide de sortir après l'impact contre la surface d'échange et réduisent les effets négatifs des flux croisés et des interférences jet à jet (s). La Figure II-10 montre la configuration retenue de l'arrangement des jets. L'air entre par la buse d'injection (2) et impacte la paroi de l'échangeur thermique (3). Le flux d'air est ensuite expulsé par les buses d'extraction (4) qui se situent autour des buses d'injection. Enfin, l'air est expulsé sur le côté (5) (voir Figure II-10 (b)). Nous étudierons donc par la suite trois parties différentes : le distributeur (1) qui homogénéise la vitesse d'entrée du flux d'air dans les buses d'injections (2), le domaine des jets impactants (3 et 4) et le collecteur (5).



(a)



(b)

Figure II-10 Configuration retenue de l'arrangement des jets [Horberg 2010]

La géométrie du réseau est une succession de jets impactant avec un espacement entre-jets (s) de 2,34 fois le diamètre d'entrée du jet D (le rapport de 2,34 ayant été déterminé expérimentalement pour optimiser le coefficient d'échange). Six buses d'extraction entourent chaque buse d'injection. Cet arrangement tend à minimiser les flux croisés et les interactions entre les jets. Le rapport de diamètres des buses d'extraction et d'injection est $d/D = 0,6$ et le ratio de la surface totale des buses d'extraction à la surface totale des buses d'injection est de 1,08 pour un élément répétitif unitaire. Le réseau composé de buses d'injections et d'extractions peut s'adapter facilement en fonction de la surface cible. Le refroidissement de cette surface peut ainsi être réalisé de façon uniforme.

La valeur du diamètre D a été choisie en tenant compte des risques de bouchage et pour limiter les pertes de charge. La hauteur H a été choisie de façon à vérifier $H/D=1$ et à utiliser les corrélations de la littérature dans le calcul du nombre de *Nusselt*. Le débit d'air total Q_v est imposé compte tenu des besoins de chauffage du bâtiment. Ces différentes valeurs sont présentées dans le tableau suivant.

D [mm]	s [mm]	H [mm]	Q_v [m ³ /h]
5	2.34 x D=11.7	5	900

Tableau II-1 Hypothèses retenues pour la modélisation des jets

II. Analyse numérique d'un échangeur à jets impactants

Nous avons ensuite simplifié le modèle pour nos simulations en tenant compte des symétries du dispositif. Nous avons modélisé un domaine élémentaire rectangulaire et un autre triangulaire (voir Figure II-11). L'évolution de la température au niveau de la paroi impactée est représentée sur la Figure II-11. On observe qu'il y a de grandes variations de température selon la position par rapport aux buses d'injection et d'extraction. On vérifie également que la température la plus faible est située sous la buse d'injection (domaines rectangulaire et triangulaire).

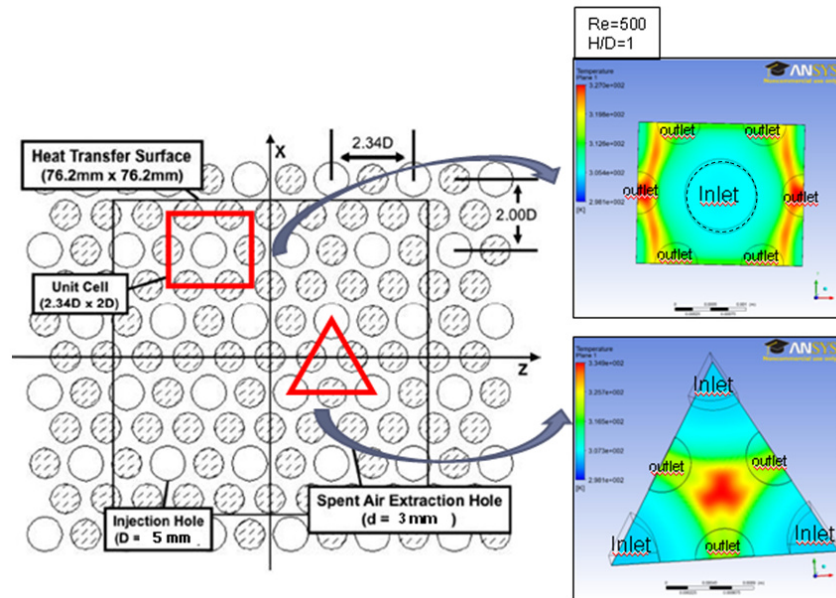


Figure II-11 Configuration de l'arrangement de jet [Horberg 2010] et l'évolution de la température au niveau de la paroi jet

La température la plus élevée est localisée sous les buses d'extraction situées sur le côté de plus faible largeur du rectangle élémentaire. Ceci est logique puisqu'il n'y a qu'une sortie sur cette largeur, contre deux sur la longueur du rectangle élémentaire. Dans le cas du triangle, la température la plus élevée est située entre les trois extractions. Ce résultat vérifie la tendance tracée sur la Figure II-12.

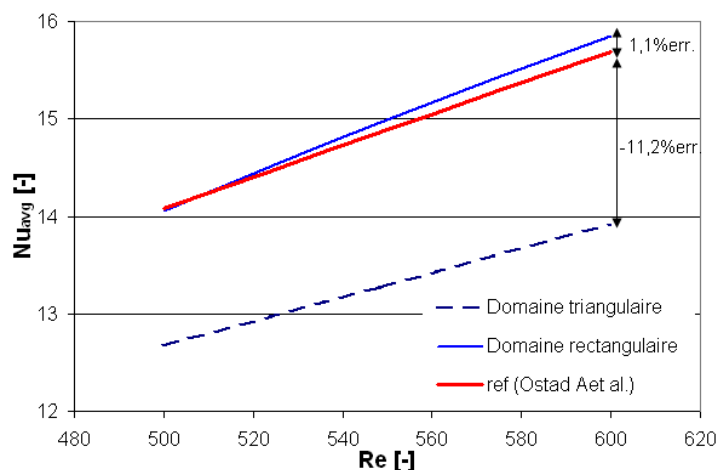


Figure II-12 Comparaison du profil de Nu en fonction de Re pour les domaines d'étude rectangulaire, triangulaire et la corrélation proposée par Onstad et al. [Onstad 2009]

On observe que le domaine d'étude rectangulaire se rapproche le plus des résultats issus de la littérature par [Zuckerman 2006]. Un écart maximum de 1.1 % (*err*) est observé. Le domaine d'étude triangulaire présente une erreur de plus de 10 % avec la corrélation proposée par Onstad et al. [Onstad 2009]. Ceci est certainement lié à une meilleure prise en compte de la zone située sous l'injection correspondant aux plus forts échanges thermiques. Nous utiliserons donc le domaine d'étude rectangulaire dans la suite de nos travaux.

II.4.2 Etude des jets impactant avec ailettes

II.4.2.1 Simulation avec différentes configurations

Pour diminuer encore la résistance thermique de l'échangeur, nous avons la possibilité d'augmenter la surface d'échange et/ou le coefficient de transfert de chaleur. Lorsque l'on veut agrandir la surface d'échange de la base dans le cas où le débit est fixé, la vitesse de fluide qui passe par la buse diminue en fonction de la surface de la plaque cible (à débit total imposé, pour une distribution géométrique des buses et un diamètre de buse constant). En conséquence, les coefficients d'échange thermique seront diminués. Ainsi, pour diminuer la résistance thermique, on choisit d'ajouter des ailettes cylindriques (aiguilles) sur la plaque cible (voir Figure II-13,) pour augmenter la surface totale d'échange. Cela permet d'améliorer également les échanges convectifs par la génération de turbulences.

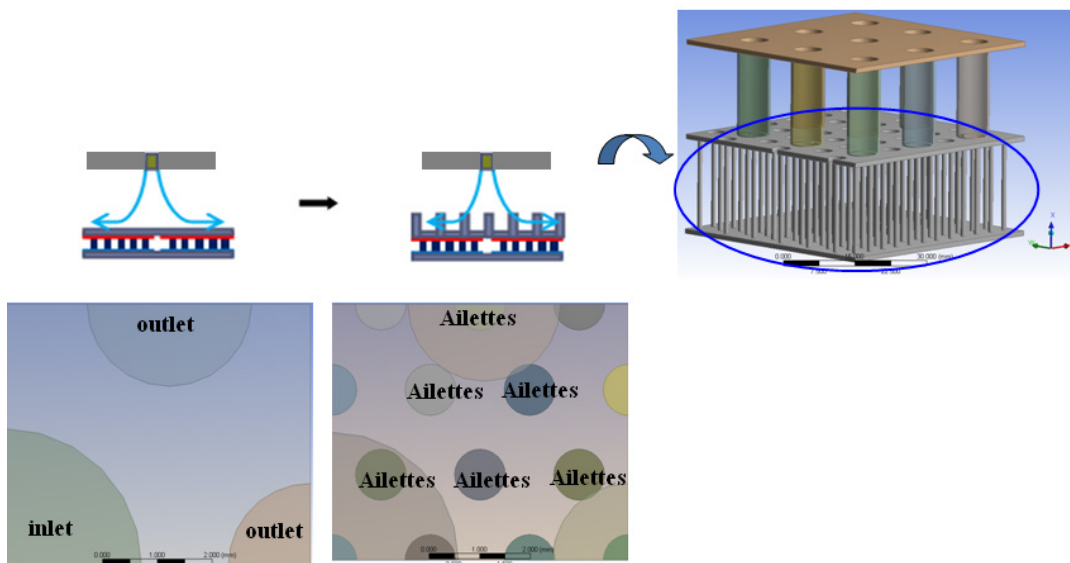
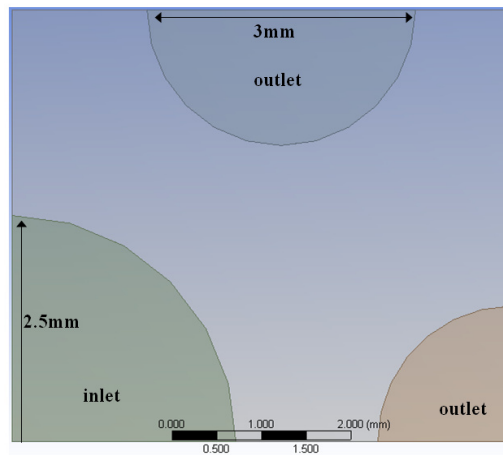
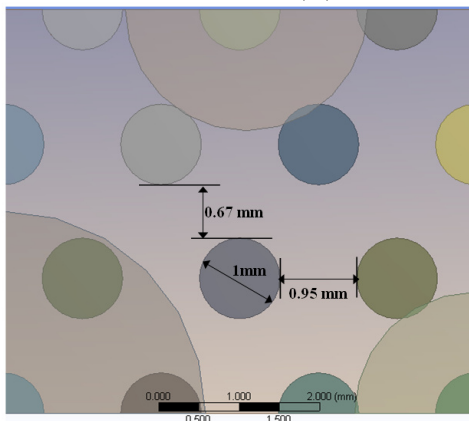


Figure II-13 Configuration du jet avec ailettes dans le domaine de simulation.

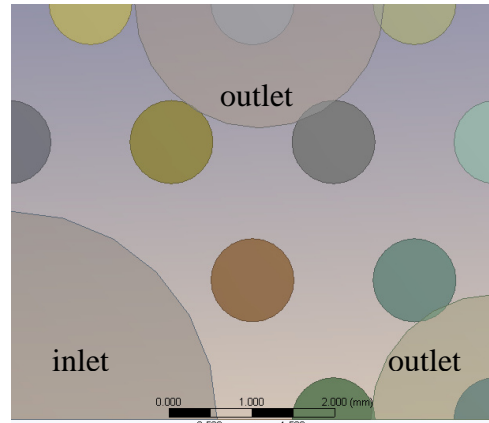
La Figure II-13 montre la configuration jet avec ailettes envisagée (1/4 du domaine rectangulaire). La configuration à jets multiples est conservée en ajoutant des ailettes de 1 mm de diamètre. Ces ailettes sont espacées de 0.67 mm verticalement, et de 0.95 mm horizontalement pour des raisons de symétrie dans le domaine de simulation.



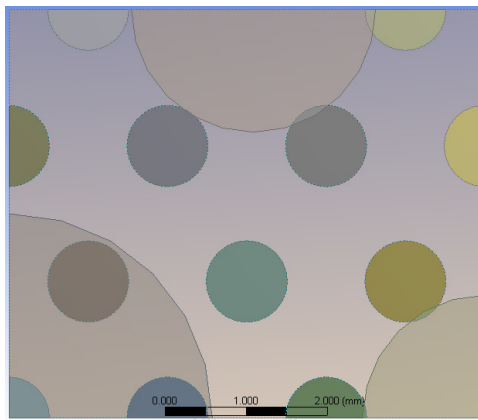
(a) *Domaine de simulation sans ailettes*



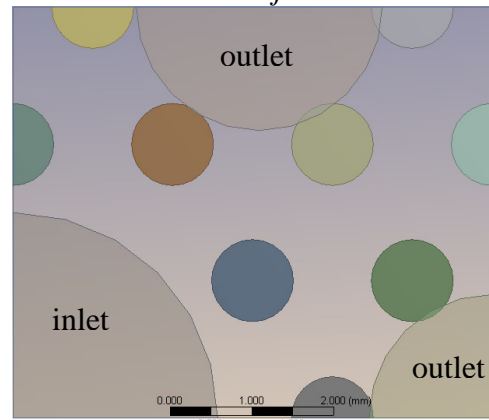
(b) *Configuration 1 : Domaine de simulation avec ailettes*



(c) *Configuration 2 : Ailettes sauf sous les buses d'injection*



(d) *Configuration 3 : Ailettes sauf sous les buses d'extraction*



(e) *Configuration 4 : Ailettes sauf sous les Buses d'extraction et d'injection*

Figure II-14 *Différentes configurations d'ailettes.*

Les cinq configurations présentées dans la Figure II-14 (a) (b) (c) (d) et (e) sont étudiées. La configuration 1 présente des ailettes dans tout l'espace alors que pour les configurations 2, 3 et 4, les ailettes ont été respectivement supprimées sous la buse d'injection (configuration 2), sous la buse d'extraction (configuration 3), et sous la buse d'injection et d'extraction (configuration 4).

II.4.2.2 Résultats des simulations

Les résultats obtenus avec les cinq configurations sont présentés dans les Figure II-14 a, b, c, et d. Dans tous les cas, nous avons fixé les conditions décrites dans le *Tableau II-1* et fait varier la surface de la base. Comme la montre la Figure II-15 (a), lorsque la surface de la base augmente, le nombre de buse augmente, donc la vitesse d'injection diminue, le débit d'entrée étant constant.

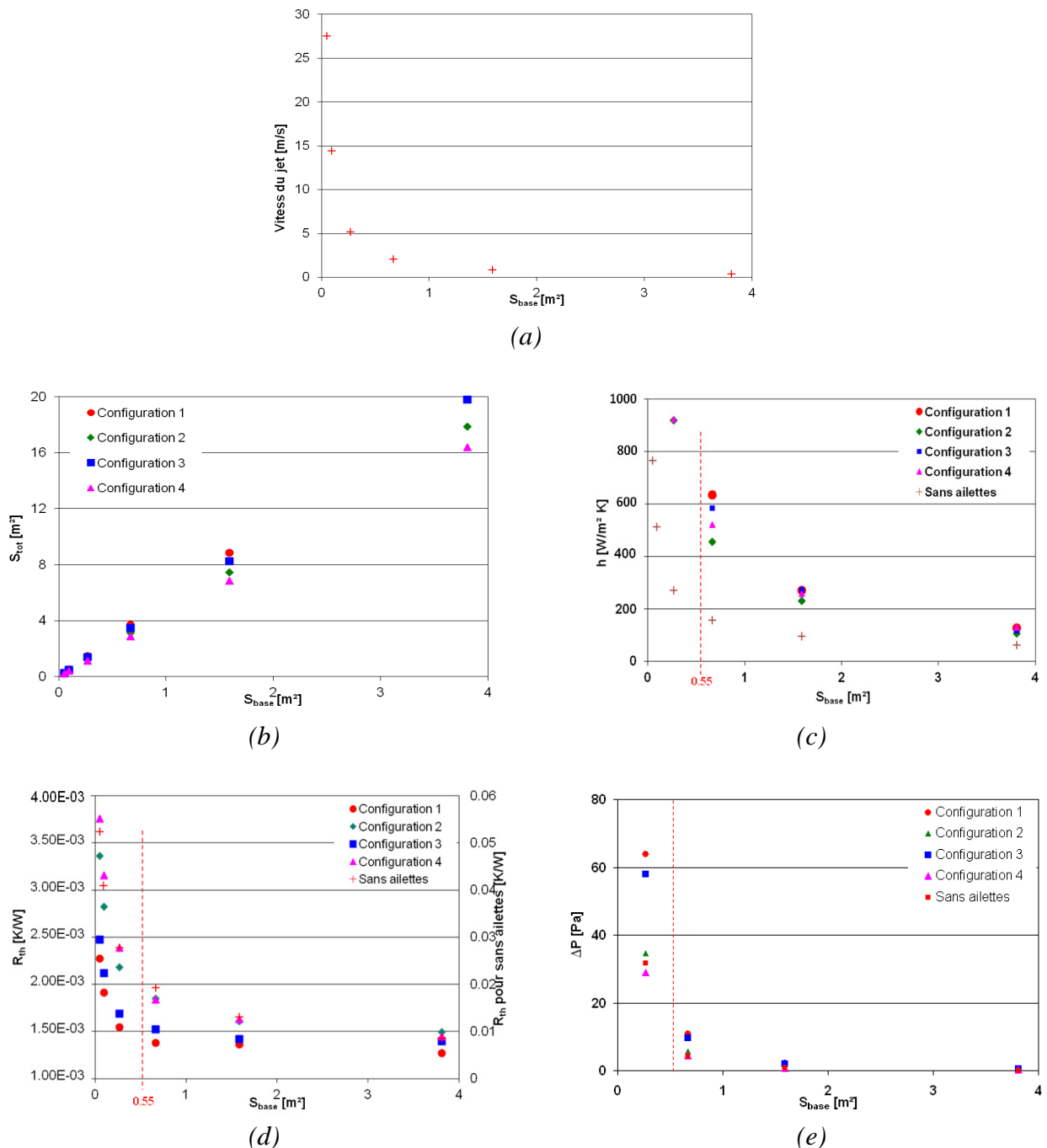


Figure II-15 Evolution de la vitesse du jet (a), de la surface totale ailettes + bases (b), du coefficient d'échange thermique (c), de la résistance thermique (d) et de la perte de charge (e) en fonction de la surface cible.

La Figure II-15 (b) montre que l'ajout d'ailettes permet d'augmenter la surface totale d'échange d'environ cinq fois (configuration 1) la surface de la base.

La Figure II-15 (c) montre l'évolution du coefficient de transfert de chaleur h (équation II-5 en considérant la température T_s égale à la valeur moyenne de la paroi et des ailettes) en fonction de la surface de base de l'échangeur pour les différentes configurations. Par rapport à un échangeur sans ailettes, la génération de turbulences grâce aux ailettes permet d'augmenter les échanges thermiques. On peut également supposer que les ailettes situées sous la buse d'injection sont plus efficaces que celles situées sous la buse d'extraction. Ainsi, parmi les différentes configurations d'ailettes, la configuration 1 présente la plus faible résistance thermique (Figure II-15 d).

La Figure II-15(e) montre la perte de charge en fonction de la surface de base de l'échangeur pour les différentes configurations. Cette grandeur diminue avec la surface d'échangeur du fait de la baisse de vitesse d'injection de l'air.

Les faibles pertes de charge des configurations 2 et 4 sont du même ordre de grandeur. Ces résultats sont conformes aux résultats obtenus par Peng [Peng 2008] et Shah [Shah 2004]. Ils ont conclu que la perte de charge peut être diminuée en enlevant les ailettes dans le centre de la zone d'impact du jet sans pour autant dégrader le taux de transfert de chaleur.

La perte de charge est donc plutôt générée par les ailettes situées sous la buse d'injection.

Entre les configurations avec et sans ailettes, la configuration 1 semble la plus favorable en raison des performances thermiques (h et R_{th}), même si la perte de charge est plus élevée.

Pour notre prototype (voir conditions dans la partie II.2.), nous devons optimiser les modules thermoélectriques en même temps que la surface d'échange thermique. Ce qui donne la configuration suivante (donné par la Figure II-15) :

- Vitesse du jet : 2.71 [m.s⁻¹]
- Résistance thermique par convection R_{th_conv} : 0.0014 [W.m⁻¹]
- Perte de charge : 21.14 [Pa]
- Coefficient d'échange thermique par convection : 745 [W.m².K⁻¹]

On utilisera également par la suite les corrélations entre la perte de charge ΔP , le coefficient d'échange h et la résistance thermique par la convection R_{th_conv} en fonction de la surface de la base d'échangeur dont les coefficients sont obtenus par simulation :

$$\Delta P = 133.02 \cdot S_{base}^{1.5533} \quad \text{II-6}$$

$$R_{th_conv} = 0.0006 \cdot S_{base}^{-0.7713} \quad \text{II-7}$$

$$h = 1804 \cdot S_{base}^{0.7714} \quad \text{II-8}$$

Ces équations seront utilisées dans les chapitres suivant pour calculer les pertes de charge, la résistance thermique et les coefficients d'échange pour la PACTE.

II.4.3 Etude du distributeur

Jusqu'à maintenant, nous avons supposé que le flux d'air était constant pour chaque buse d'injection dans tout le domaine de simulation. Lorsque l'on considère des canaux multiples, ce n'est pas toujours le cas. Des études sur un ensemble de canaux parallèles ont démontré que les performances diminuent lorsque la répartition des flux est mauvaise. Ainsi, la disposition des canaux doit faire en sorte que la distribution de flux soit uniforme dans tous les canaux pour optimiser leurs performances.

Une étude menée par Saber a montré que le meilleur moyen de réduire les pertes de charge est de concevoir un distributeur et un collecteur donnant une très faible résistance hydrodynamique [Saber 2009]. Ceci peut être réalisé en augmentant le rapport entre les diamètres des canaux de distribution et le micro-canal du jet et/ou une diminution du rapport de longueur entre les deux. Il est ainsi possible d'assurer une distribution uniforme d'écoulement à travers les canaux de la structure.

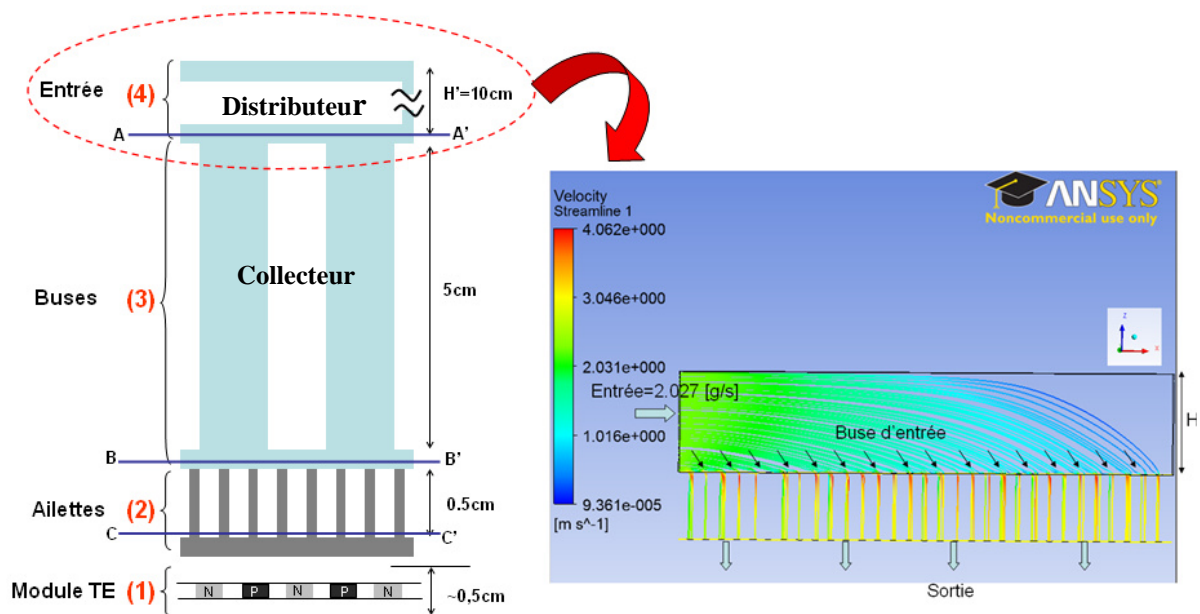


Figure II-16 Schéma du profil d'un échangeur à jets impactant et domaine de simulation

Nous avons donc étudié l'influence du nombre Re sur la vitesse en entrée dans les différentes buses d'injection (problème de mauvaise distribution). Nous avons modélisé un domaine de simulation comportant 31 buses d'injection et fixé un débit de $2.027 \text{ [g}\cdot\text{s}^{-1}]$. Nous avons imposé un débit total de $900 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ pour l'ensemble de la maison. Nous avons fait varier la hauteur de la zone d'entrée ($H'=25, 50, 100$ et 200mm).

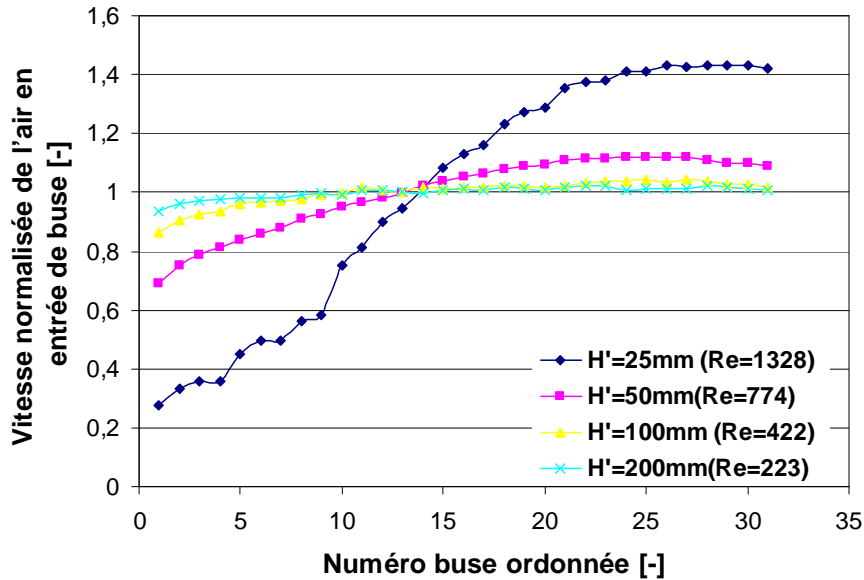


Figure II-17 Vitesse de l'air en entrée des buses pour différentes valeurs de H'

Dans la Figure II-17, la vitesse d'entrée de chaque busse a été normalisée par rapport à la vitesse de la busse N°14 afin de pouvoir comparer l'effet de la hauteur de la zone d'entrée sur l'homogénéisation de la vitesse de l'air le long du profil de l'échangeur. On montre que l'on peut contrôler le niveau d'homogénéisation en modifiant H' . Lorsque Re est grand (H' diminue), l'air a plus de difficulté à changer de direction vers les buses d'injection situées en amont ($H'=25\text{mm}$, les vitesses normalisées sont entre 0,2-1,4). Mais, lorsque Re est faible (H' augmente), cet effet est diminué, et lorsque H' est égal à 100mm, l'homogénéité n'évolue plus beaucoup.

Avec cette configuration, lorsque la hauteur du distributeur est de 100mm, nous obtenons une perte de charge de 10 Pa pour le distributeur.

II.4.4 Etude du collecteur

Pour l'étude du collecteur (récupération du flux après impact), nous nous sommes intéressés à la perte de charge. La Figure II-18 (a) montre le domaine unitaire étudié. Nous avons considéré 6 éléments situés à différentes distances de l'entrée du flux d'air car chacun des éléments a un débit d'air différent. La Figure II-18 (b) montre le domaine de simulation sur la partie collecteur.

II. Analyse numérique d'un échangeur à jets impactants

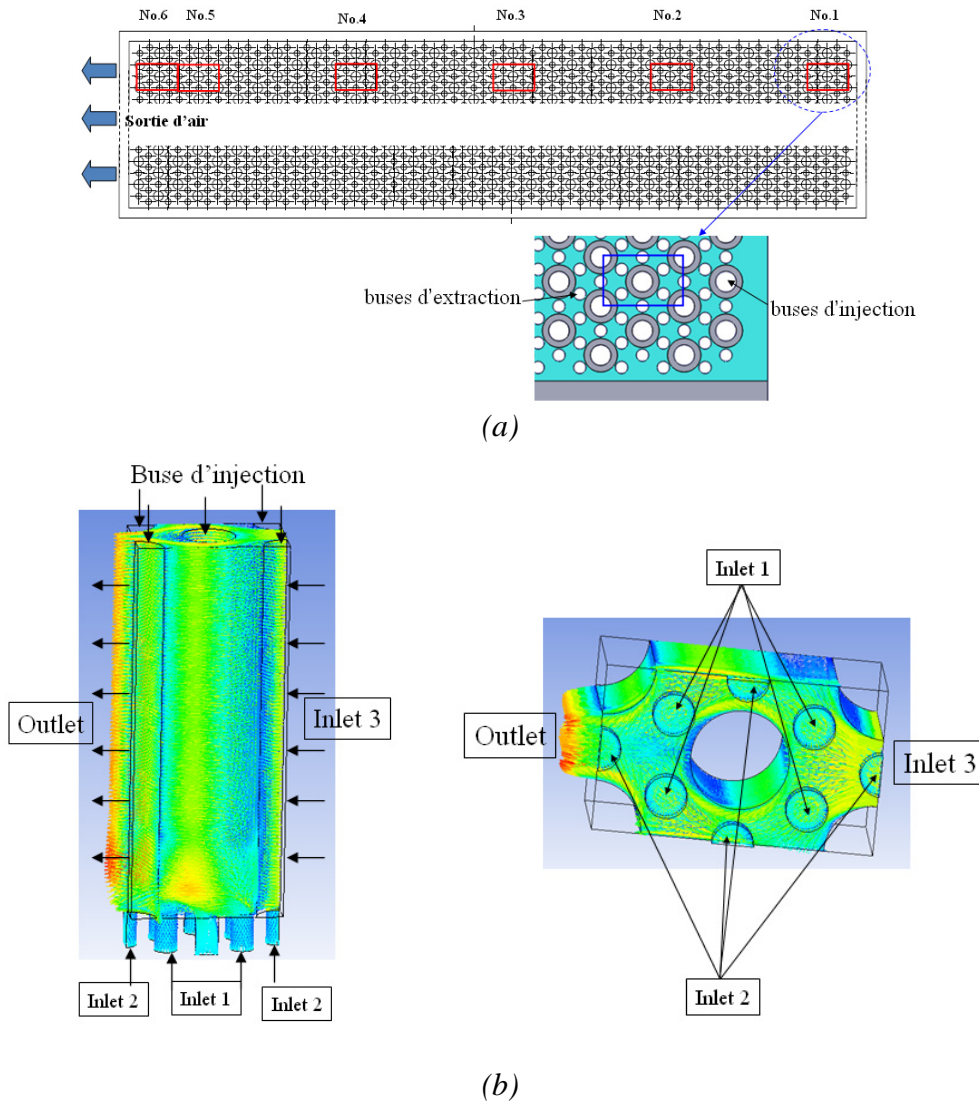


Figure II-18 *Domaine unitaire pour la partie du collecteur*

Les conditions aux limites du problème sont les suivantes :

- En entrée, nous imposons la température du fluide (air), le débit d'air en entrée (inlet 1 et inlet 2 pour le flux d'air arrivant des buses d'extraction, et inlet 3 (condition limite dans le distributeur) le flux transversal qui varie selon l'élément considéré). Inlet 3 est le débit total accumulé en fonction de la distance par rapport à l'entrée du fluide. Et inlet 1 et 2 (lié aux jets) sont définis pour chaque rang.
- Pour les buses d'injections, on définit une condition de non-glissement adiabatique.
- En sortie (outlet), le milieu est ouvert.
- Pour les parois verticales latérales, nous imposons une condition de symétrie.

Nous avons modélisé six zones différentes pour connaître plus précisément l'évolution de la perte de charge (ΔP). La valeur de ΔP de la zone 6 permet de déterminer la perte de charge totale entre les zones 1 et 6.

Le tableau suivant regroupe les résultats de la simulation pour les différentes zones de 1 à 6. La perte de charge augmente rapidement au fur et à mesure que l'on s'éloigne de l'entrée d'air. On atteint jusqu'à 184.6 [Pa] pour la zone 6.

	Rang	Q_v [$m^3 \cdot h^{-1}$]			ΔP [Pa]			
		Inlet1	Inlet2	Inlet3	Inlet1	Inlet2	Inlet3	total
No.1	1	0.31	0.16	0	2.5	2.4	0.7	5.5
No.2	5			1.89	8.8	11.6	6.5	26.9
No.3	9			3.79	19.8	27.1	16.4	63.2
No.4	13			5.68	35.2	46.3	29.5	110.9
No.5	17			7.59	54.8	68.6	43.4	166.7
No.6	18			8.06	60.2	74.7	49.7	184.6

Tableau II-2 Perte de charge pour les différentes zones simulées

Nous avons ensuite calculé la perte de charge moyenne dans la partie collectrice selon l'équation suivante (l'élément unitaire simulé précédemment est répété 31 fois).

$$\overline{\Delta P_{coll}} = \frac{\sum_i^n (Q_v)_i^{coll} \cdot \Delta P_i^{coll}}{\sum_i^n (Q_v)_i^{coll}} \quad \text{II-9}$$

Finalement, nous obtenons une perte de charge moyenne dans la partie collectrice de **132 [Pa]**. Donc, nous obtenons une perte de charge totale (distributeur (132 Pa) + échangeur (21 Pa) + collecteur (10 Pa)) de **163 [Pa] pour un coté de l'échangeur.**

La puissance mécanique de l'échangeur P_{meca} est calculée comme étant la somme de la puissance mécanique du collecteur ; de la puissance mécanique du jet et de la puissance mécanique de distributeur :

$$P_{meca}^{coll} = Q_v^{tot} \cdot \overline{\Delta P_{coll}} \quad \text{II-10}$$

$$P_{meca}^{jet} = Q_v^{tot} \cdot \Delta P_{jet} \quad \text{II-11}$$

$$P_{meca}^{dis} = Q_v^{tot} \cdot \Delta P_{dis} \quad \text{II-12}$$

Nous pourrions ainsi calculer la puissance supplémentaire mécanique (P_{meca}) couplé au bâtiment en prenant en compte la perte de charge de la PACTE (voir *Chapitre 5*).

$$P_{meca} = P_{meca}^{coll} + P_{meca}^{jet} + P_{meca}^{dis} \quad \text{II-13}$$

II.5 Comparaison entre échangeur classique et à jets impactants

Jusqu'à maintenant, nous avons considéré la résistance thermique R_{th} et la perte de charge ΔP pour optimiser l'échangeur. Il est connu que les performances thermiques et les pertes de charge varient de façon opposées.

On a comparé l'échangeur classique à ailettes planes avec un échangeur à jets impactants avec des ailettes cylindriques (configuration 1). Concernant l'échangeur classique, la hauteur d'ailettes est $H_{ai} = 10$ cm, l'espacement d'ailettes $e_{ai} = 2.5$ mm et l'épaisseur des ailettes $ep_{ai} = 1$ mm [Cosnier, 2008]. Le choix de l'espacement entre ailette e_{ai} permet d'obtenir des pertes de charge du même ordre de grandeur que dans la configuration à jets impactants. La Figure II-19, montre comment la perte de charge totale se répartie entre le distributeur, le jet, l'échangeur et le collecteur (b). Dans le cas d'un échangeur classique (a), la totalité de la perte de charge est comprise au niveau de l'échangeur.

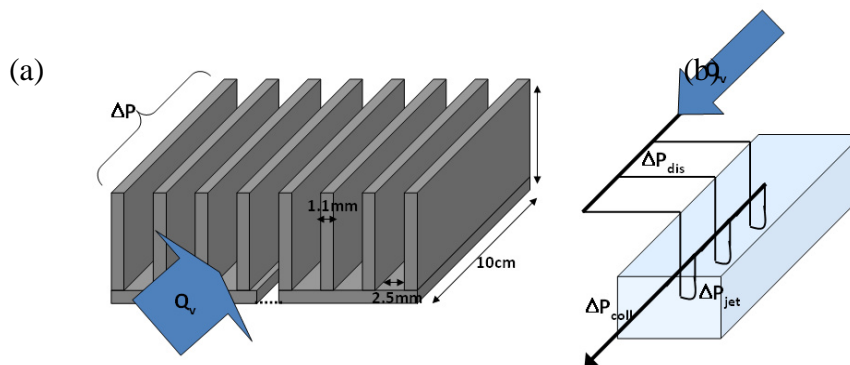


Figure II-19 Répartition des différentes pertes de charges dans le cas d'un échangeur à ailette (a) et dans le cas d'un jet impactants (b)

La Figure II-20 représente la résistance thermique R_{th} , la perte de charge en fonction de la surface de la base S_{base} dans les deux configurations.

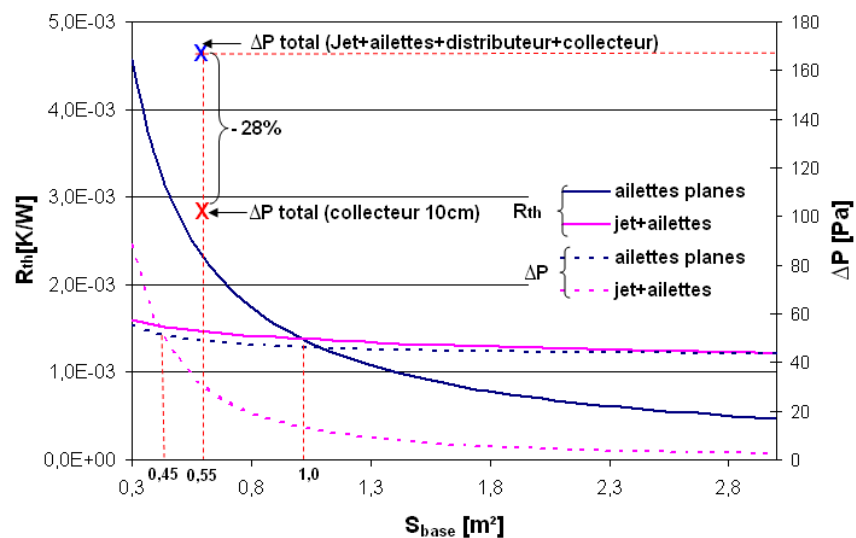


Figure II-20 Résistance thermique R_{th} et perte de charge Δp en fonction de la surface de la base S_{base} dans les deux configurations (HX : échangeur classique)

Lorsque S_{base} est inférieure à une valeur d'environ 1 m^2 , la résistance thermique du jet est inférieure à celle de l'échangeur classique. Mais, au delà de cette valeur, l'échangeur classique présente une résistance thermique légèrement plus faible. Ce résultat provient de l'influence de la surface totale d'échange ($S_{base} + S_{ailettes}$) sur la résistance thermique. En effet, dans le cas du jet impactant la hauteur des ailettes est de seulement 5mm, contre 10cm pour les ailettes classiques. Même si, comme nous l'avons vu, le coefficient d'échange de chaleur est plus élevé dans le cas du jet, l'influence de la surface totale d'échange avec les ailettes devient prépondérante à partir de $S_{base} = 1 \text{ m}^2$. Les résultats concernant le jet impactant méritent d'être approfondis avec des ratios H/D différents de 1. Lorsque la surface de base est inférieure à 1 m^2 , la configuration avec jet impactant est préférable, les coefficients de transfert de chaleur étant plus élevés. Ce résultat est particulièrement intéressant dans la perspective de concevoir une PACTE compacte.

Un autre point intéressant concerne la perte de charge, qui est inférieure dans le cas du jet impactant par rapport à un échangeur classique. La perte de charge est plus grande avec un échangeur classique à cause des vitesses d'air pour les surfaces de base supérieures à 0.45 m^2 . Dans le cas d'un échangeur classique, la section de passage du fluide varie peu en fonction de la surface de base (la base étant supposée carrée) ; la vitesse varie donc faiblement. En revanche, pour le jet impactant, l'augmentation de la surface de base se traduit par une forte augmentation du nombre de buses. Ainsi, les vitesses d'air sont fortement réduites (le débit total est imposé). Il en résulte que les pertes de charges dans la configuration du jet sont plus faibles que dans le cas de l'échangeur classique, où les vitesses d'air sont plus élevées.

Lorsque l'on considère la surface de base $0.55 \text{ [m}^2\text{]}$, la perte de charge totale dans le cas du jet impactant (distributeur+échangeur+collecteur) se situe sur la figure au niveau de la croix bleue. Cette surface est celle correspondant au prototype. La majorité de la perte de charge provient du collecteur (comme l'a aussi montré T.B. Hoberger [Hoberger 20120]), on a simulé le cas d'un collecteur de 10cm de hauteur (double de la hauteur retenue pour notre prototype). Cela permet de réduire la perte de charge 108 [Pa] et est représenté par une croix en rouge dans les graphiques. Nous avons donc diminué de 34% la perte de charge. Pour cette surface, la résistance thermique est faible et la perte de charge est un peu plus grande par rapport à un échangeur classique.

II.6 Conclusion de l'analyse numérique

Parmi les différents systèmes d'échangeurs thermiques, nous avons choisi la technique du jet impactant avec aiguilles qui permet d'obtenir un fort coefficient de transfert de chaleur et une grande surface d'échange thermique. La disposition des trous d'extraction en périphérie de chaque buse d'injection permet de limiter les perturbations buses à buses.

Nous avons développé et validé (grâce aux résultats expérimentaux de la littérature) un modèle de jet impactant unique après avoir optimisé le maillage et le modèle de turbulence. Le maillage a été réalisé pour atteindre des valeurs de $y^+ < 5$. Le modèle SST permet une meilleure estimation des valeurs de Nu , en particulier dans la zone d'impact.

Par la suite, le modèle a été adapté à une configuration jet multiples avec et sans ailettes. Le domaine d'étude du modèle CFD a été limité à deux configurations (triangulaire et rectangulaire) exploitant les symétries liées au réseau de buses d'injection et d'extraction. La configuration rectangulaire a été retenue car elle donne des valeurs du nombre de Nusselt proches des corrélations expérimentales de la bibliographie (sans ailette).

Des ailettes ont été ajoutées pour augmenter la surface d'échange et améliorer les échanges dans les zones de stagnation du fluide. Avec cette configuration, nous avons obtenu des corrélations sur la résistance thermique, la perte de charge et le coefficient d'échange par convection. Elles seront utilisées dans le chapitre III pour optimiser l'architecture du module thermoélectrique. Enfin, nous avons étudié l'homogénéisation du débit d'entrée des buses (distributeur) et calculé la perte de charge pour le distributeur et le collecteur.

L'échangeur à jets impactants montre de meilleures performances par rapport à un échangeur simple à ailette. Pour une perte de charge du même ordre de grandeur, la technique du jet impactant permet de réduire la résistance thermique, en particulier lorsque la PACTE devient « compacte » au niveau de l'échangeur thermique. Afin de diminuer la perte de charge, nous proposons d'augmenter la hauteur de la partie collectrice.

La configuration finalement retenue de l'échangeur à jets impactants est :

- Type d'échangeur : jets impactants couplé à un échangeur à aiguille.
- Jets impactant :
 - Buses d'injection et d'extraction dans le même plan.
 - Les buses d'extraction entourant les buses d'injection.
 - Des buses d'injection de 5 mm de diamètre et des buses d'extraction de 3 mm.
- Hauteur du distributeur de 10 cm.
- Hauteur du collecteur (=hauteur des buses d'injection) de 5 cm.

Les résultats numériques obtenus pour la configuration retenue étant :

- Perte de charge des jets et des ailettes : 21 [Pa]
- Perte de charge de distributeur : 10 [Pa]
- Perte de charge du collecteur : 132 [Pa]
- Résistance thermique par convection : 0.0014 [K.W⁻¹]

La perte de charge de la zone des jets impactant est relativement faible, la grande partie des pertes venant du collecteur (comme l'avait montré T.B. Hoberg [Hoberg 2010]). Afin de diminuer la perte de charge imputée au collecteur, nous avons envisagé augmenter la hauteur des buses d'injection de 5 cm à 10 cm, ce qui réduit la perte de charge de 34 %.

III. Conception optimisée du panneau thermoélectrique d'une PACTE

III.1 Modélisation d'une pompe à chaleur thermoélectrique

Dans ce chapitre, nous étudions la modélisation d'une pompe à chaleur thermoélectrique (PACTE). Il s'agit ici de définir les conditions de fonctionnement optimales et de dresser un cahier des charges visant à l'amélioration des performances du système. Nous étudierons les performances des PACTE en termes de coefficient de performance (COP) pour différentes valeurs de résistances thermiques d'échangeur (R_{th}) et différents facteurs de mérite de matériaux thermoélectrique (ZT). En nous plaçant dans des conditions de référence, nous comparons leurs performances avec les pompes à chaleurs traditionnelles. Ensuite, nous nous concentrerons sur le dimensionnement du module thermoélectrique en fonction de R_{th} et de ZT . Nous déterminerons la surface optimale du module, ainsi que le nombre et la longueur des jambes du module permettant d'atteindre un COP maximal. Les résultats obtenus nous permettront de définir les caractéristiques d'un module thermoélectrique adapté à une application pour le chauffage d'un bâtiment à basse consommation.

III.1.1 Puissance thermique

La thermoélectricité est l'ensemble des phénomènes liant le flux de chaleur dans les matériaux et le courant électrique le traversant. Différents phénomènes physiques interviennent lors du fonctionnement d'un module thermoélectrique (TEM). La puissance électrique est convertie directement au niveau du module. Il se forme un équilibre thermique entre les deux faces du module.

On distingue trois types d'échanges de chaleur :

- Un flux thermique généré par effet Peltier sur chaque face Q_f^{peltier} et Q_c^{peltier} , produit par la circulation d'un courant électrique à la jonction de deux matériaux de nature différente. C'est cet effet qui nous permet de faire fonctionner notre système en mode «pompe à chaleur».
- Un flux thermique par effet Joule, avec Q_j la quantité de chaleur supposée équitablement répartie entre les jonctions froide et chaude du module.
- Un flux thermique par conduction, noté Q_{cond} et qui a lieu au sein du matériau thermoélectrique depuis la jonction chaude vers la jonction froide.

Dans notre cas, on suppose que le coefficient de Seebeck (α) est constant dans les plages de températures étudiées. L'effet Thomson (voir Equation I-6) ne doit alors plus apparaître dans les équations. Le fonctionnement du module TE sera donc décrit à partir des effets Joule, Peltier et la conduction thermique, modèle donnant des résultats satisfaisants [Fraisie 2013].

Nous allons par la suite modéliser le fonctionnement thermoélectrique du module. Nous devons pour cela définir le système d'équations régissant le fonctionnement du module TE, selon le modèle proposé par Ioffe [Ioffe 1956].

- Les puissances Peltier absorbées aux jonctions froide et chaude sont respectivement définies par :

$$Q_f^{Peltier} = \alpha \cdot I \cdot T_f \quad \text{III-1}$$

$$Q_c^{Peltier} = \alpha \cdot I \cdot T_c \quad \text{III-2}$$

- La puissance thermique apportée par effet Joule est :

$$Q^{Joule} = R \cdot I^2 \quad \text{III-3}$$

- Enfin, la puissance thermique échangée par conduction se s'écrit :

$$Q^{cond} = K \cdot \Delta T \quad \text{III-4}$$

Avec :

$$\Delta T = T_c - T_f \quad \text{III-5}$$

En établissant les bilans de flux thermiques de part et d'autre du module, on peut en déterminer le comportement global. En mode chauffage, les puissances chaudes Q_c et froide Q_f du système peuvent être établies en fonction du nombre de paires de jambes (n) du module thermoélectrique :

$$Q_f = Q_f^{Peltier} - Q^{Joule} - Q^{cond} \quad \text{III-6}$$

$$Q_f = 2n \cdot (\alpha \cdot T_f \cdot I - \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - K \cdot \Delta T)$$

$$Q_c = Q_c^{Peltier} + Q^{Joule} - Q^{cond} \quad \text{III-7}$$

$$Q_c = 2n \cdot (\alpha \cdot T_c \cdot I + \frac{1}{2} \cdot R \cdot I^2 - K \cdot \Delta T)$$

T_c et T_h sont respectivement les températures des jonctions sur les faces chaude et froide. n est le nombre de jonctions de type p/n, α (en $V.K^{-1}$) le coefficient de Seebeck, λ (en $W.m^{-1}.K^{-1}$) la conductivité thermique du matériau, ρ (en $\Omega.m$) la résistivité électrique du matériau, K (en $W.K^{-1}$) la conductance thermique, et R (Ω) est la résistance électrique du module. Ces deux derniers termes s'expriment en fonction des propriétés géométriques des jambes selon :

$$K = \lambda \cdot \frac{S}{L} \quad \text{III-8} \quad \text{et} \quad R = \rho \cdot \frac{L}{S} \quad \text{III-9}$$

Avec L (en m) la longueur et S (en m^2) la section d'une jambe.

Ces équations de base permettront par la suite de déterminer l'effet des différents paramètres sur les performances du module.

III.1.2 Le coefficient de performance COP

La puissance dégagée côté chaud est la somme de la puissance absorbée côté froid ajoutée à la puissance électrique (notée P_{elec} , en W) fournie au module pour fonctionner. Ainsi, on a :

$$P_{elec} = Q_c - Q_h = 2n \cdot [\alpha \cdot \Delta T \cdot I + R \cdot I^2] \quad \text{III-10}$$

Les performances du module peuvent être évaluées par le COP – coefficient de performance. Le COP est défini par le rapport de l'énergie transmise par rapport à celle qui est fournie. La valeur maximale du COP correspond au COP_{CARNOT} , qui ne tient pas compte des irréversibilités et des différentes pertes. Le COP_{CARNOT} s'écrit dans notre cas :

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_c}{\Delta T} \quad \text{III-11}$$

On définit le coefficient de performance thermoélectrique du module COP_m , relatif à chacun des côtés du module (chaud et froid), de la façon suivante :

$$COP_m^c = \frac{Q_c}{P_{elec}} = COP_m^f + 1 = \frac{Q_f}{P_{elec}} + 1 \quad \text{III-12}$$

On en déduit l'intensité I_{opt} qui correspond à une puissance électrique minimum pour un flux thermique donné. Pour I_{opt} , le COP_m est maximum, et atteint la valeur COP_{opt} qui dépend de la différence de température entre ses faces et du facteur de mérite, Z (en K^{-1}) [Rowe 1995] :

$$I_{opt} = \frac{K\Delta T_{cep}}{\alpha T_m} \left[1 + \sqrt{1 + ZT_m} \right] \quad \text{III-13}$$

Et on exprime le COP optimal d'un module thermoélectrique résultant d'une alimentation électrique en fonction de I_{opt} :

$$COP_m^{opt} = \frac{T_m}{\Delta T_{cep}} \cdot \left[\frac{\sqrt{1 + ZT_m} - 1}{\sqrt{1 + ZT_m} + 1} \right] - \frac{1}{2} \quad \text{III-14}$$

Où T_m est la température moyenne du module définie comme suit :

$$T_m = \frac{T_f + T_c}{2} \quad \text{III-15}$$

Le COP du module thermoélectrique dépend du facteur de mérite du matériau semi conducteur. La différence de température entre les deux faces du module dépend des températures des sources et de la résistance thermique que l'on peut diminuer par l'amélioration de l'efficacité des transferts de chaleur à la surface du module.

Enfin, l'intensité peut être adaptée pour chaque besoin de chauffe pour optimiser le COP.

III.1.3 Résistance thermique de la PACTE

Le schéma résistif permet d'identifier l'origine des pertes de puissance au sein du module. Ces différentes pertes réduisent les performances du système par rapport au système idéal. Dans ce cas, il est considéré que les pertes du module et de ses échangeurs thermiques se passent dans les deux côtés chaud et froid.

La Figure III-1 présente les transferts thermiques de la jonction jusqu'au fluide caloporteur, via l'analogie électrique. On distingue différentes résistances :

- Résistance thermique de contact entre la jonction et la céramique.
- Résistance thermique de céramique
- Résistance thermique de contact et de répartition entre la céramique et la base de l'échangeur
- Résistance thermique de convection entre le fluide et la base de l'échangeur (jet impactant).

La dernière résistance est une résistance de convection (résistance du jet impactant) tandis que les autres résistances sont des résistances de conduction.

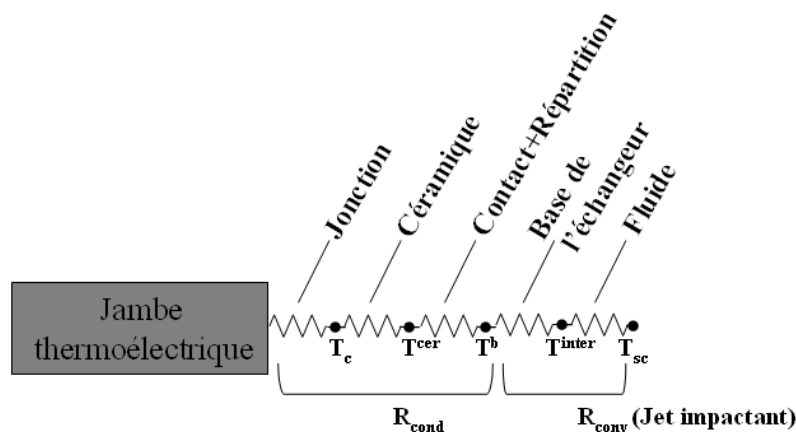


Figure III-1 Schéma résistif d'une PACTE

On retrouvera les mêmes résistances thermiques sur les deux faces du module thermoélectrique.

Afin de simplifier la modélisation du système, nous considérerons que toutes les résistances en série peuvent être regroupées en une résistance thermique équivalente notée R_{th} entre la jonction chaude/froide et le fluide caloporteur (voir Figure III-2). Les résistances thermiques liant la température de jonction à la température du fluide associée via la puissance thermique sont donc établies ainsi :

$$Q_c = \frac{T_c - T_{sc}}{R_{th}} \quad \text{III-16}$$

$$Q_f = \frac{T_{sf} - T_f}{R_{th}} \quad \text{III-17}$$

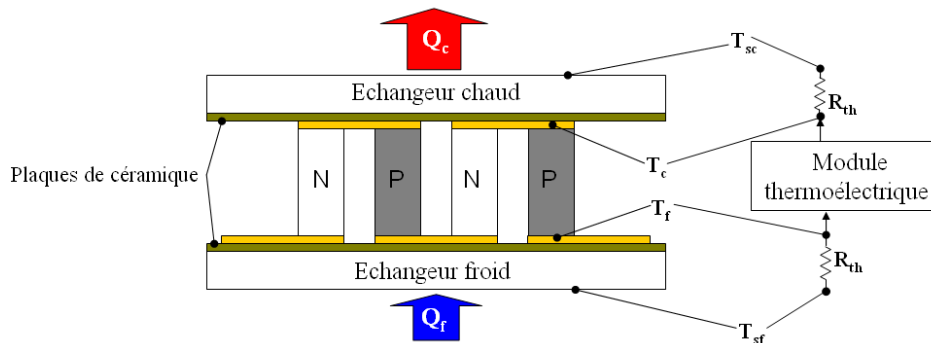


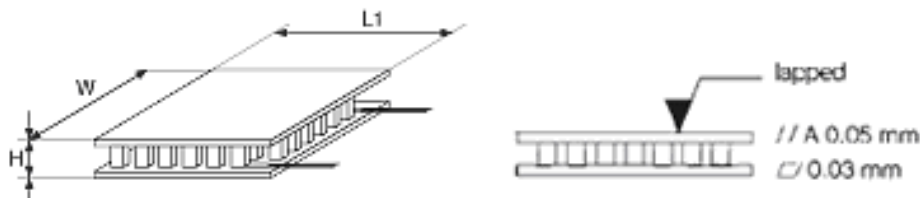
Figure III-2 Schéma résistif simplifié d'une unité thermoélectrique

III.2 Etude paramétrique préliminaire

Ici on étudie tout d'abord l'influence de la résistance thermique R_{th} et du facteur de mérite ZT dans les conditions de fonctionnement de référence avec un module du commerce. Les conditions nominales de la norme permettent de comparer dans les mêmes conditions notre système avec les pompes à chaleurs traditionnelles.

III.2.1 Caractéristiques du module thermoélectrique

Le module thermoélectrique utilisé correspond au modèle 9501/242/160B de la société Ferrotec dont les caractéristiques géométriques sont indiquées sur la Figure III-3.



Paramètre	Valeur
Surface (m^2)	$55 \cdot 10^{-3} \times 55 \cdot 10^{-3}$
Paires de semi-conducteurs	254
Longueur de jambe (m)	$3.45 \cdot 10^{-3}$
Section des jambes (m^2)	$6.25 \cdot 10^{-6}$

Figure III-3 Géométrie du module Ferrotec 9501/242/160B [Ferrotec 2012]

Les expressions analytiques des propriétés des semi-conducteurs utilisés pour les jambes du module sont données dans le Tableau III-1 [Riffat 2006] :

Description	Expression
Résistance électrique	$(5112+163,4 \cdot T_m+0,6279 \cdot T_m^2) \cdot 10^{-10}$
Conductivité thermique	$(62605-277,7 \cdot T_m+0,4131 \cdot T_m^2) \cdot 10^{-4}$
Coefficient Thomson	$(930,6-0,9905 \cdot T_m^2) \cdot 10^{-9} \cdot T_m$
Coefficient Seebeck	$(22224+930,6 \cdot T_m-0,9905 \cdot T_m^2) \cdot 10^{-9}$

Tableau III-1 Les expressions analytiques pour Bi_2Te_3

III.2.2 Fonctionnement donnant un COP module maximal

Les modules Peltier sont associés à des échangeurs des deux côtés (voir la Figure III-2) pour permettre le transfert de chaleur à un fluide caloporteur. Nous imposons la même résistance thermique pour les deux côtés de l'échangeur. Ainsi, le profil de température de la source chaude à la source froide a l'allure présentée sur la Figure III-4.

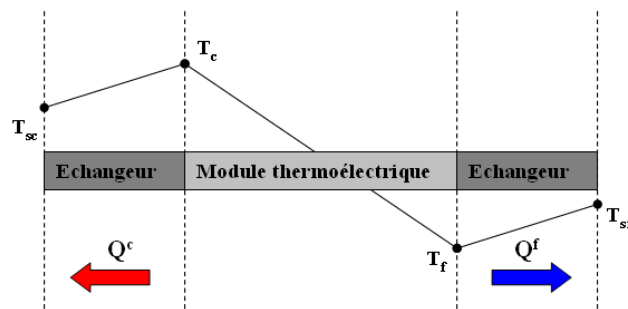


Figure III-4 Variation de température de la source chaude à la source froide

Pour un couple de températures de sources froide T_{sf} et chaude T_{sc} donné, plus la résistance thermique du système augmente, plus l'écart entre T_c et T_f augmente. Les résistances thermiques influencent l'écart de température entre T_c et T_{sc} côté chaud et T_f et T_{sf} côté froid. Rappelons que pour optimiser les performances du système, il faut diminuer l'écart de température entre les deux surfaces du module (voir l'équation III-14). Cet écart peut être réduit en diminuant la résistance thermique des échangeurs. La Figure III-5 montre l'évolution du COP_m en fonction de l'intensité et des résistances thermiques pour différentes températures entre les sources de module ΔT . On remarque que pour une résistance thermique fixée, il existe une intensité optimale donnant un COP maximal (donnée par les équations III-12 et III-13). Pour une intensité fixée, plus la résistance thermique est faible, meilleur est le COP.

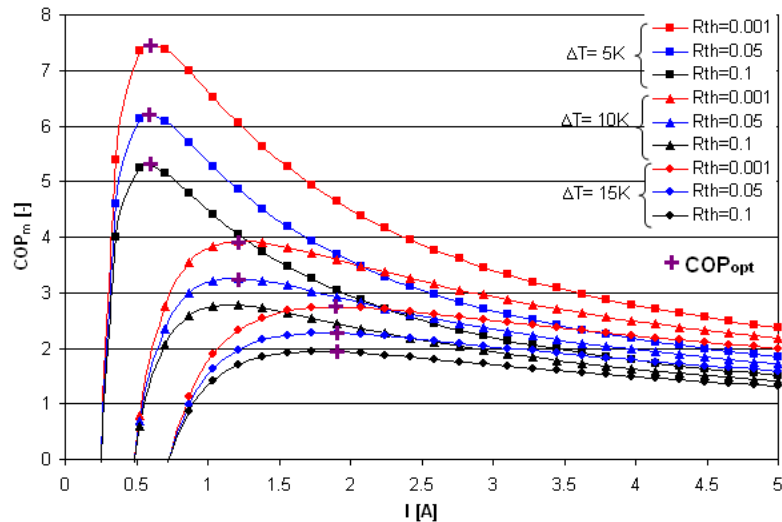


Figure III-5 Evolution du COP_m en fonction de l'intensité électrique et des résistances thermiques pour différents écarts de température entre les sources du module

De la même façon, la Figure III-6 présente l'évolution de COP_m et de Q_c en fonction de l'intensité et des résistances thermiques R_{th} pour un ΔT de 10 K.

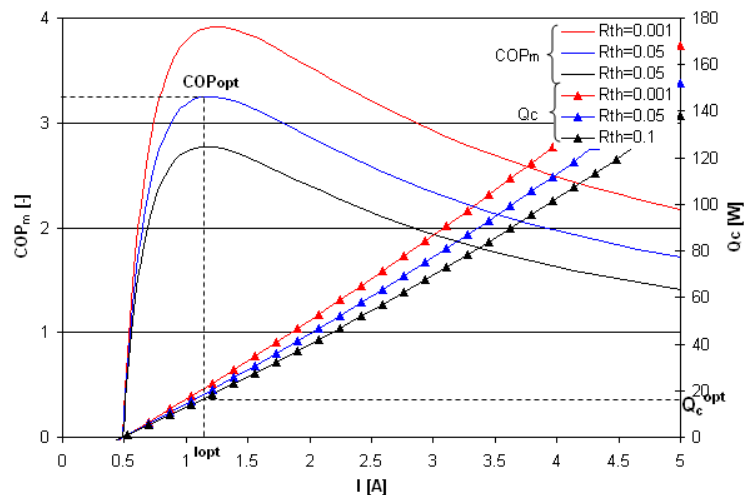


Figure III-6 Evolution de COP et Q_c en fonction de l'intensité et des résistances thermiques pour différentes valeurs de résistance thermique R_{th} entre les sources du module à 10 K

Pour des conditions de température données, il existe une puissance chaude optimale Q_c^{opt} (correspondant au COP maximal et à I^{opt}) qui diminue légèrement avec l'augmentation de la résistance thermique (voir Figure III-6).

III.2.3 Conditions de fonctionnement nominales

Les conditions de référence définies par la norme [NF EN 14511-2 :2008 01] pour les pompes à chaleur traditionnelles permettent de comparer directement les performances, évaluées à partir du coefficient de performance (COP). Les conditions de référence sont indiquées sur la Figure III-7.

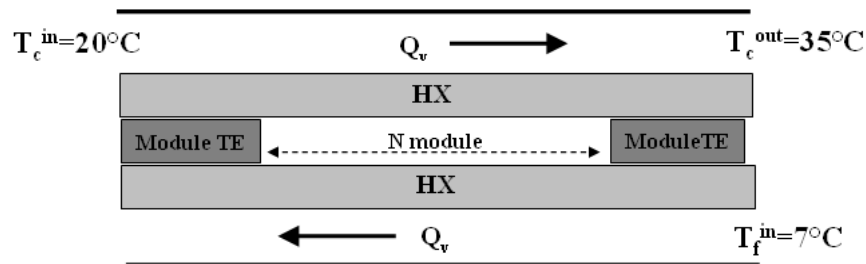


Figure III-7 Conditions de référence utilisées

On fixe la température d'entrée chaude T_c^{in} , la température de sortie chaude T_c^{out} et la température d'entrée froide T_f^{in} à 20°C, 35°C et 7°C respectivement.

La résistance thermique des échangeurs côté chaud et côté froid est considérée similaire pour la même géométrie et le même débit Q_v . On fixe également une circulation à contre courant entre le côté chaud et froid, afin d'homogénéiser la température des modules et d'assurer un écart de température quasi constant entre les deux faces du module thermoélectrique.

Ainsi, on définit un coefficient de performance nominal COP_n intégrant la consommation des auxiliaires de circulation :

$$COP_n = \frac{Q_c}{P_{elec} + P_{vent}} \quad \text{III-18}$$

III.2.4 Influence de ZT et de la résistance thermique sur le COP_n

Désormais, nous nous placerons dans les conditions de référence définies ci-dessus par la norme.

Sur la Figure III-8 sont représentées les variations du COP_n en fonction des valeurs de résistance thermique R_{th} et figure de mérite ZT . La puissance du ventilateur est fixée à 0.1 [Wh.m⁻³]. Cette valeur correspond à la puissance d'un ventilateur performant et est relative à la puissance nécessaire pour la circulation de l'air depuis l'alimentation jusqu'à l'extraction (gainés et PAC). Cette puissance est notamment dépendante des pertes de charge dans les échangeurs (et donc à leur dimensionnement). Toutefois, nous la considérons constante car elle inclut les pertes de charge dans les gainés d'alimentation et d'extraction. Le débit est imposé à 900 m³.h⁻¹ (correspondant à 3 vol/h).

L'objectif est d'obtenir un coefficient de performance nominal raisonnable d'au moins 2,5 correspondants à des modules thermoélectriques avec $ZT=1,6$ et une résistance thermique minimale (la valeur retenue pour une PAC thermodynamique traditionnelle étant de 3,2).

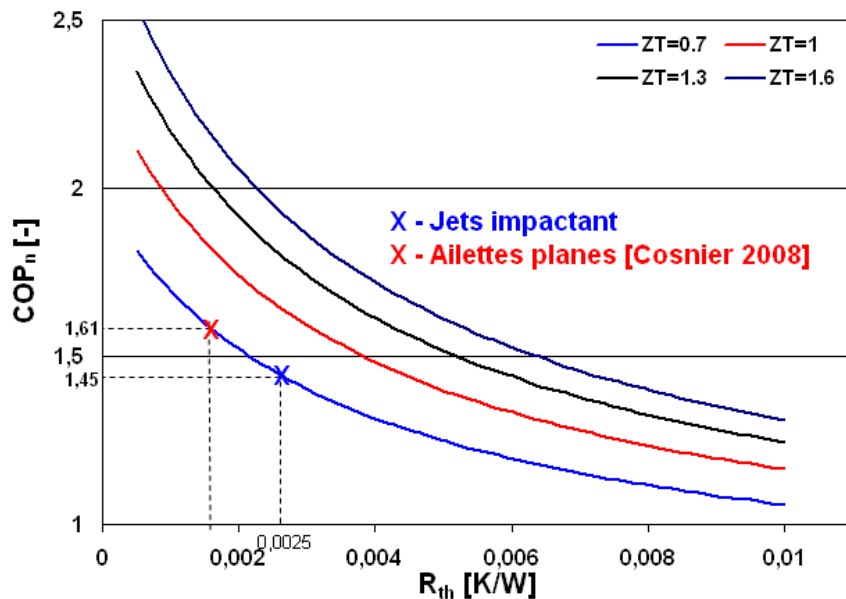


Figure III-8 Comparaison des performances (fonctionnement pour la condition de référence)

Le COP_n évolue en fonction des résistances thermiques et de la valeur de ZT (ZT est modulé en faisant varier α).

Dans les conditions de référence retenues, nous constatons que l'on peut seulement atteindre la valeur souhaitée de 2,5 pour $ZT=1,6$ et $R_{th}=0,0005$ K/W. Par rapport aux pompes à chaleur traditionnelles, notre système se situe en dessous de 3,2 mais propose certains avantages en termes de maintenance, coût de fabrication et d'impact environnemental.

Ainsi, il est important d'optimiser les performances de l'échangeur en jouant sur la géométrie du système. Améliorer le COP des PACTE passe notamment par une réduction des résistances thermique R_{th} des échangeurs. L'étude sur le jet impactants montre l'intérêt de cette technique par rapport aux échangeurs traditionnels qui permet d'améliorer le COP_n de 9 %. Concernant le facteur de mérite ZT , deux thèses sont en cours (Matériaux P/N – EDF /Acome). L'objectif est d'atteindre $ZT=1,2$ sur couple TE PN. Jusqu'à présent, la valeur de 1 a été atteinte.

Il n'existe pas d'étude sur l'optimisation des modules thermoélectriques appliquées aux PACTE. Toutes les études utilisent jusqu'à présent des modules thermoélectriques standards.

Dans cette partie, nous optimiserons le dimensionnement du système (nombre de modules TE) dans les conditions nominales. Ainsi, nous jouerons sur la valeur de la résistance thermique (R_{th}) et le facteur de mérite (ZT). On étudiera les performances du module (COP et intensité) en trois temps :

- Résistance thermique des échangeurs fixée à 0,001 (K/W) et ZT fixé à 0,7.
- Résistance thermique variable entre 0,001 et 0,01 (K/W) avec ZT fixé à 0,7.
- Résistance thermique fixée à 0,001(K/W) avec ZT variant de 0,7 jusqu'à 1,6.

Résistance thermique des échangeurs fixée à 0,001 (K/W) et ZT fixé à 0,7.

Ici, nous fixons R_{th} et ZT afin d'avoir un point de départ. La Figure III-9 présente les valeurs du COP_n en fonction du nombre de modules dans les conditions nominales pour répondre à un besoin donné (ici, dans les conditions nominales, $Q_c = 2.6$ [kW] correspondant aux conditions de température nominales et avec un débit de $500\text{m}^3.\text{h}^{-1}$). Elle présente aussi la valeur de l'intensité électrique correspondant à l'alimentation du nombre de modules donné.

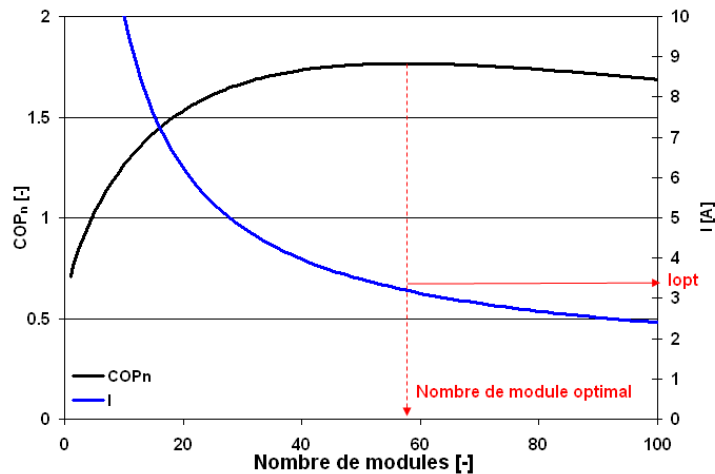


Figure III-9 COP_n et intensité en fonction du nombre de module ($R_{th}=0.001$ (K/W), $ZT=0.7$)

La Figure III-9 montre que pour une puissance donnée, il existe un nombre de modules optimal permettant de maximiser COP_n . Par exemple, dans les conditions de référence, le COP_n atteint un maximum de 1,8 pour 58 modules. L'intensité électrique variant avec le nombre de modules, l'intensité optimale est obtenue en faisant varier le nombre de modules optimal.

- Résistance thermique variable entre 0,001 et 0,01 (K/W) avec ZT fixé à 0,7.

Ici, nous faisons varier la résistance thermique R_{th} et le nombre de modules. La Figure III-10 illustre l'évolution de COP_n en fonction du nombre de modules pour différentes résistances thermiques.

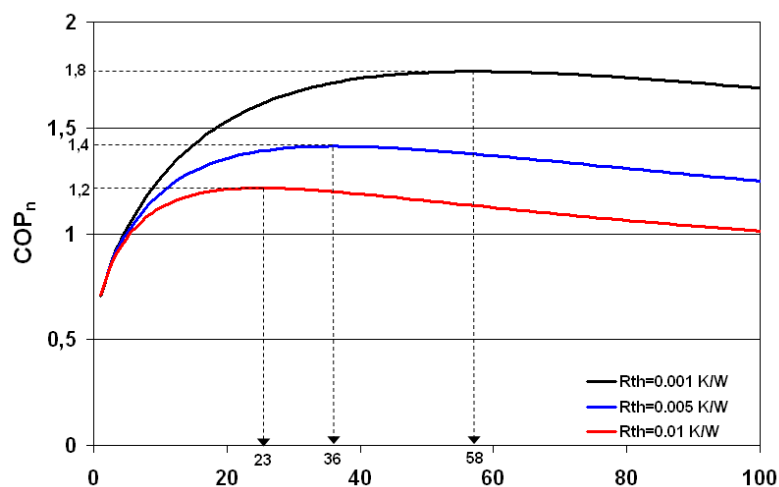


Figure III-10 COP_n en fonction du nombre de modules avec différentes résistances thermiques. ($ZT=0.7$)

La Figure III-11 montre quant à elle l'intensité électrique nécessaire en fonction du nombre de modules. Le COP_n atteint son maximum pour différents nombres de modules en fonction de la résistance thermique. Comme on le prévoyait dans la partie III.2.2, la résistance thermique joue directement un rôle sur la différence de température entre les jonctions du module ΔT_{cep} . Selon l'équation III-7, lorsque ΔT_{cep} est grand, on a besoin de moins de modules pour arriver à une valeur de Q_c définie.

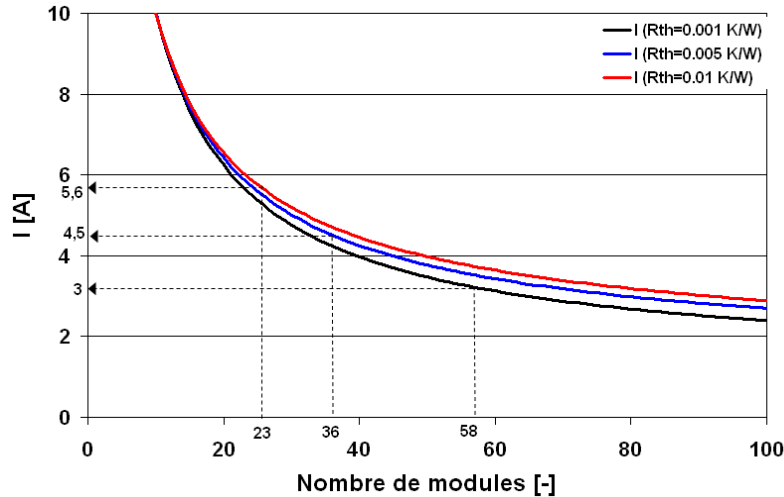


Figure III-11 Intensité électrique en fonction du nombre de modules avec différentes résistances thermiques. ($ZT=0.7$)

Pour une résistance thermique de 0,001 K/W, 0,005K/W et 0,01K/W le nombre de modules optimal est de 25, 36, et 57 modules respectivement. Lorsque la résistance thermique diminue de 0.01 à 0.005 et de 0.005 à 0.001, l'augmentation de COP_n est de 16 % et 25 % respectivement. L'intensité électrique varie entre 3A et 6A.

- Résistance thermique fixée à 0,001(K/W) avec ZT variant de 0,7 jusqu'à 1,6.

Finalement nous faisons varier le facteur de mérite ZT du semi-conducteur thermoélectrique. La Figure III-12 et la Figure III-13 présentent le COP_n et l'intensité en fonction du nombre de modules pour différents facteurs de mérite.

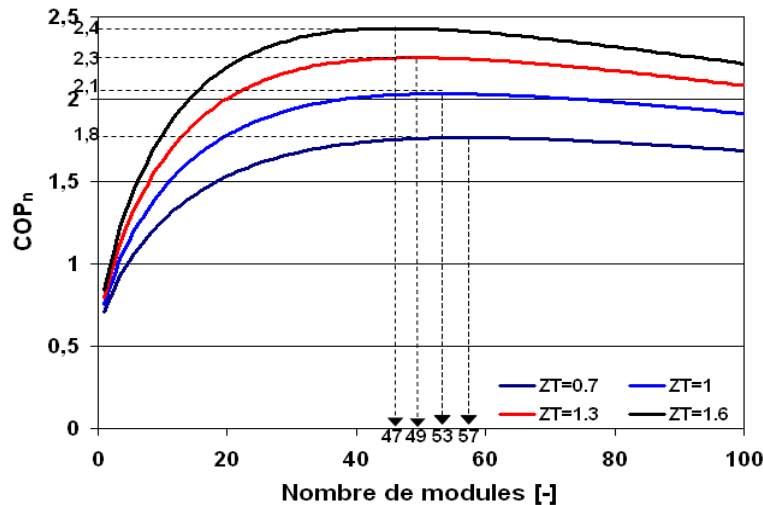


Figure III-12 COP_n en fonction du nombre de modules pour différents facteur de mérite. ($R_{th}=0,001(K/W)$)

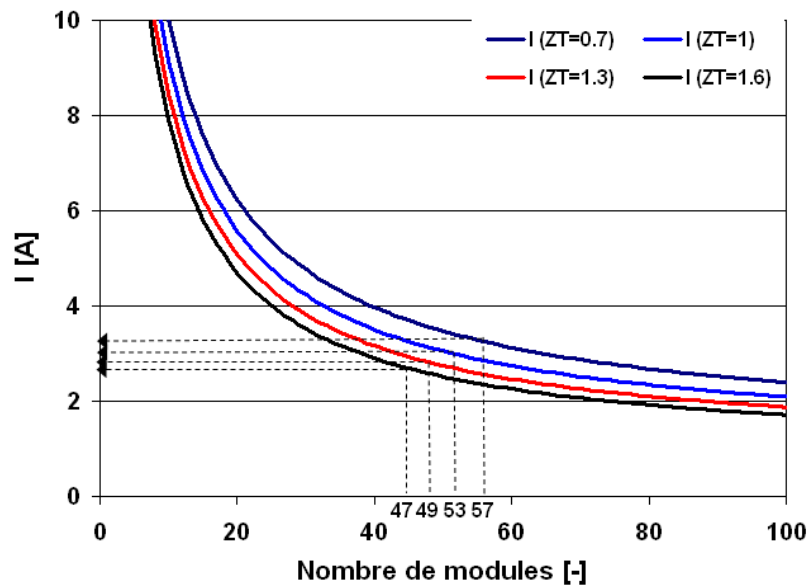


Figure III-13 Intensité électrique en fonction du nombre de modules avec différents facteurs de mérite. ($R_{th}=0,001$ (K/W))

Les résultats montrent que le nombre de modules optimal pour chaque facteur de mérite ZT varie de 58 à 47 pour ZT allant de 0,7 à 1,6. Lorsque ZT est grand, le nombre de modules optimal diminue. En effet, cela est indiqué par l'équation III-12 : I_{opt} augmente lorsque ZT augmente. Ainsi, pour une puissance de besoin Q_c donnée, on aura besoin de moins de modules (voir l'équation III-7).

Le COP_n est maximal lorsque les écarts de température sont faibles donc une résistance thermique faible et un facteur de mérite élevé.

En conclusion :

- Il existe un nombre de module optimal pour répondre à un besoin donné Q_c qui correspond à l'intensité optimale fournie à la pompe à chaleur. Ces conditions engendrent un COP_n maximal pour une condition de puissance chaude donnée.
- Le nombre de module optimal est diminué lorsque la résistance thermique augmente.
- L'intensité optimale et le nombre de modules optimal diminuent lorsque ZT augmente.

Le nombre de module optimal permettra par la suite de dimensionner un module spécifique optimisé. Nous tiendrons aussi compte du nombre de jambes et de la surface d'échange.

III.3 Conception optimisée du panneau thermoélectrique

Dans les paragraphes précédents, nous avons montré que l'on pouvait obtenir un nombre de modules optimal pour une condition donnée. Ici, nous nous attacherons à définir les propriétés du module thermoélectrique optimal dans les conditions décrites dans la partie II.2., en jouant sur le dimensionnement et l'arrangement des jambes du module.

III.3.1 Influence de la réduction de la densité de jambes

La résistance thermique de l'échangeur est calculée en fonction du coefficient d'échange surfacique qui dépend de la surface de la base. Afin de diminuer la résistance thermique du module, pour une configuration de jets impactants donnée, on joue sur la surface occupé par les éléments TE. Au dessus des modules thermoélectriques standards (Figure III-14 1^{er} cas), on ajoute une base d'aluminium pour agrandir la surface d'échange.

La Figure III-14 présente les deux configurations envisagées. On sait, d'après la loi de conduction de Fourier, que la traversée d'une épaisseur de matériau entraîne une résistance thermique et donc un gradient de température le long de cette épaisseur. Du fait des résistances de répartition, la température varie sur la surface de la base de la plaque. Dans le premier cas classique (en haut), l'augmentation de la base de l'échangeur implique une distribution non uniforme de la densité de flux (localisée préférentiellement au centre) du fait des résistances de répartition. Dans le second cas (en bas), en répartissant régulièrement les jambes thermoélectriques, on peut diminuer l'épaisseur de la plaque ($L2 < L1$). Sur la base de l'échangeur on diminue ainsi la puissance surfacique et on conserve une densité de puissance thermique P_{th} ($W.m^{-2}$) plus uniforme (voir Figure III-15).

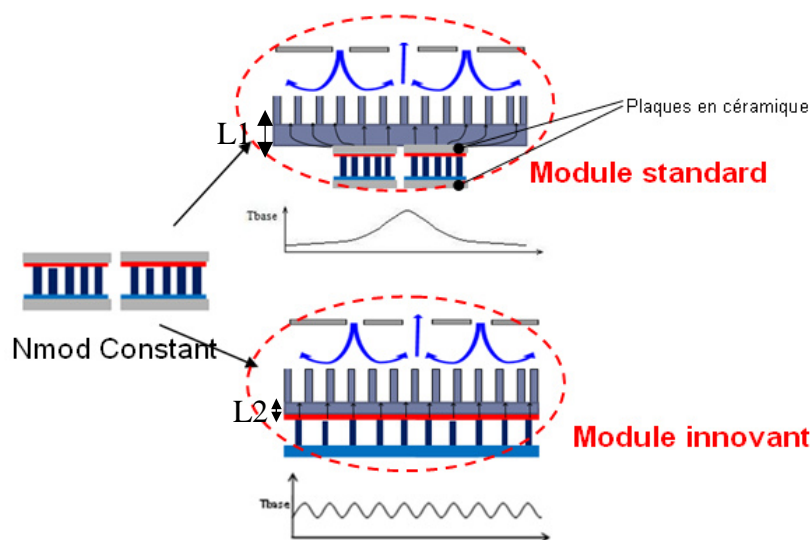


Figure III-14 Configuration de la base ($L1$ est plus épais que $L2$)

Dans le modèle suivant, nous nous mettrons dans la configuration du module optimisé (voir Figure III-14). Afin de calculer la résistance de répartition, nous utiliserons l'équation analytique établie par Lee [Lee 1995], qui permet de calculer ces résistances avec une marge d'erreur de 10 % maximum. Cette Equation III-19 a été établie en supposant une géométrie

cylindrique du système. Ainsi, pour accepter d'autres formes de géométrie, nous utilisons des rayons équivalents de la surface de jambe a et de la base des dissipateurs individuel b . Les calculs sont identiques pour le côté chaud et le côté froid du dissipateur. Avec S_j la surface d'une jambe.

$$a = \sqrt{\frac{S_j}{\pi}} \quad \text{III-19} \quad \text{et} \quad b = \sqrt{\frac{S_b}{\pi}} \quad \text{III-20}$$

La surface individuelle S_{ind} est calculée à partir de la surface totale S_b du dissipateur et du nombre de jambe total N_j^{tot} :

$$S_{ind} = \frac{S_b^{tot}}{N_j^{tot}} \quad \text{III-21}$$

Nous introduisons aussi un terme « rayon adimensionnel de la source », ε :

$$\varepsilon = \frac{a}{b} \quad \text{III-22}$$

Ainsi que « l'épaisseur adimensionnelle de la base », τ , avec e_{bas} , épaisseur de la base du dissipateur en aluminium :

$$\tau = \frac{e_{base}}{b} \quad \text{III-23}$$

Le nombre de Biot, Bi , avec k_{alu} la conductivité de l'aluminium de la base ($k_{alu} = 237 \text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ à 20°C), est estimé avec :

$$Bi = \frac{h_{conv} \cdot b}{k_{alu}} \quad \text{III-24}$$

Enfin, la résistance adimensionnelle, R_{rep} :

$$R_{rep} = \frac{\Psi}{K_{alu} \cdot a \cdot \sqrt{\pi}} \quad \text{III-25}$$

Les corrélations précédentes permettent de calculer la résistance de répartition :

$$\Psi = \frac{\varepsilon \cdot \tau}{\sqrt{\pi}} + \frac{1}{\sqrt{\pi}} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \Phi \quad \text{III-26}$$

Avec Φ calculé comme suit :

$$\Phi = \frac{\tanh(\lambda \cdot \tau) + \frac{\lambda}{Bi}}{1 + \frac{\lambda}{Bi} \cdot \tanh(\lambda \cdot \tau)} \quad \text{III-27}$$

Avec λ :

$$\lambda = \pi + \frac{1}{\sqrt{\pi \cdot \varepsilon}} \quad \text{III-28}$$

Finalement, la résistance de répartition totale est de :

$$R_{rep}^{tot} = \frac{R_{rep}}{N_j \cdot N_{CEP}} \quad \text{III-29}$$

Pour comparer aussi avec le modèle du premier cas (voir Figure III-14), a et b seront remplacés par :

$$a = \sqrt{\frac{N_{CEP} \cdot S_{mod}}{\pi}} \quad \text{III-30} \quad \text{et} \quad b = \sqrt{\frac{S_b^{tot}}{\pi}} \quad \text{III-31}$$

On compare la résistance thermique entre le module classique (module initial) et le module optimisé (écart entre les jambes trois fois plus important que pour le module initial) en gardant la même surface de base ($S_{base} = 0.55 \text{ m}^2$).

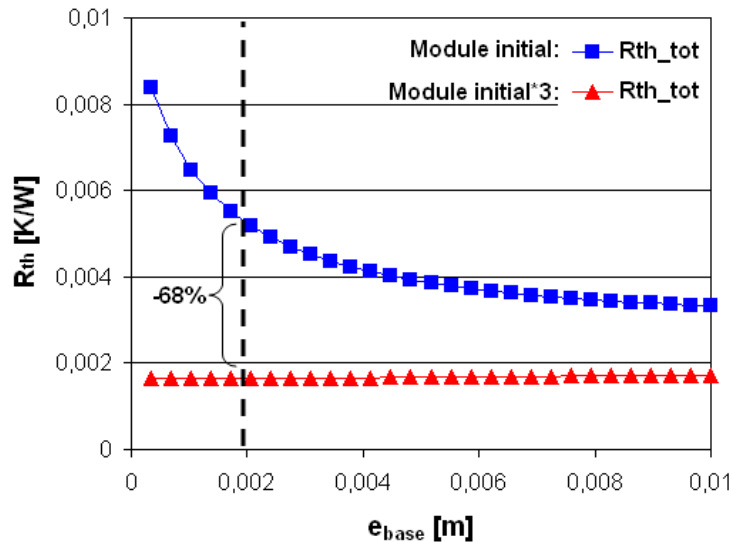


Figure III-15 Evolution de R_{th} en fonction de e_{base} entre un module classique et un module optimisé

La Figure III-15 montre que dans le cas d'un module standard (module initial), la résistance thermique dépend fortement de l'épaisseur de la base. L'échangeur implique une distribution non uniforme de la chaleur et donc une épaisseur de base optimale [Lee 1995] pour bien uniformiser les flux. Dans le cas du module innovant (avec une surface égale à trois fois celle

du module initial), la résistance ne dépend pas de l'épaisseur de base et est plus faible que dans le cas du module standard (module initial). Néanmoins, l'épaisseur de la base doit être minimum (au moins 0,01m) pour minimiser la résistance thermique

Dans les parties suivantes, nous utiliserons ces équations pour calculer les résistances thermiques de répartition de nos systèmes.

III.3.2 Comparaison entre module classique et module innovant

Par la suite, une étude a été menée sur l'optimisation du module thermoélectrique couplé à un échangeur à jets impactants. On cherche ici à déterminer la distribution spatiale optimale des jambes thermoélectriques dans le module (nombres de jambes et écartement), en jouant sur la surface de base du module prototype (et donc sur la résistance thermique de l'échangeur).

On étudie les configurations commerciales (numérotées de 1 à 7) proposées par la société espagnole Mondragon (voir la Figure III-16). Les caractéristiques géométriques des modules sont décrites sur la Figure III-16 et dans le Tableau I-1. Les modules Mondragon ont été choisis car ils comportent une couche mince d'oxyde d'aluminium au lieu de la traditionnelle plaque en céramique pour l'isolation électrique. Cela permet de diminuer la résistance thermique globale du module.

A partir de ces configurations commerciales, nous analysons l'influence de la réduction de la densité de jambes thermoélectriques. Pour cela, on augmente l'espace entre les jambes. Cela permet d'augmenter la surface de la base de l'échangeur pour une puissance thermique donnée (on réduit donc la densité surfacique de puissance thermique). Cela revient à augmenter la surface de la base par jambe, S_b , en conservant la section des jambes, S_j . L'étude a été faite pour des facteurs de 3 et de 5.

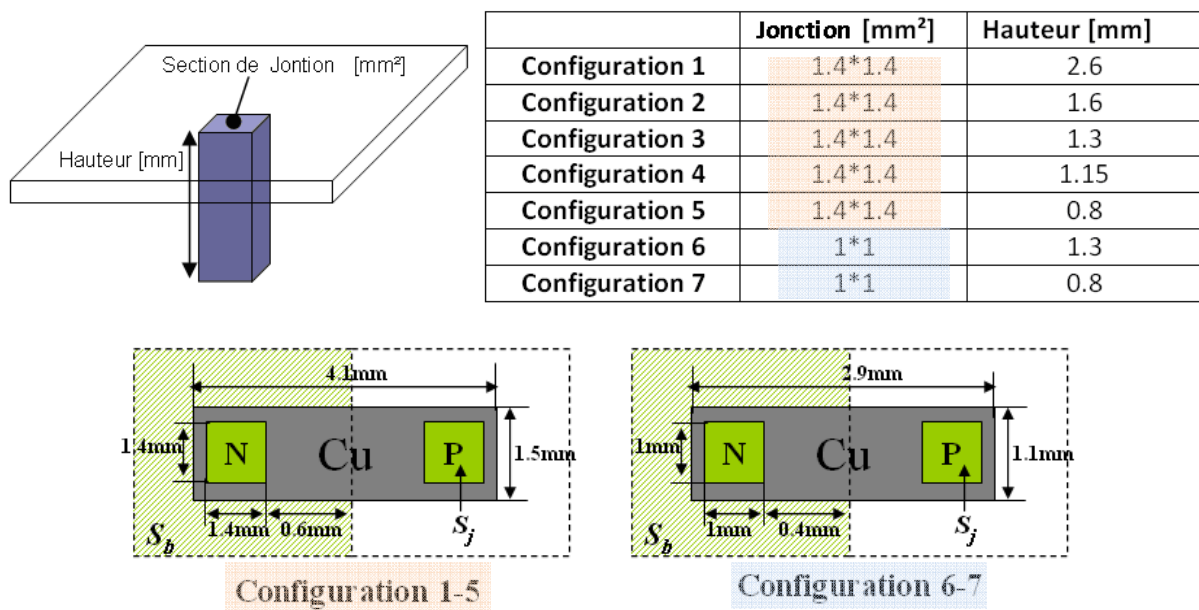


Figure III-16 Schéma des modules thermoélectriques commercialisés par Mondragon.

		Config 1-5	Config 6-7
	S_j [mm ²]	1.96	1
Mondragon, surface initiale		6.7	3.24
Mondragon, surface x 3	S_b [mm ²]	20.3	9.72
Mondragon, surface x 5		27.6	16.02

Tableau III-2 Rapport de surface entre surface jambe et surface base

Pour ces différentes configurations de module thermoélectrique, nous avons déterminé le nombre de jambes optimal conduisant au COP_{PAC} maximum pour répondre à un besoin demandé Q_c ($T_{ext} = -10^\circ\text{C}$) de 1.2 kW (pour un étage de pompe à chaleur, quatre étages demandant un total de 4.8 kW) qui correspond au besoin pour un bâtiment basse consommation avec recyclage.

Ainsi, on définit un coefficient de performance nominal COP_{PAC} intégrant la consommation des auxiliaires de circulation :

$$COP_{PAC} = \frac{Q_c}{P_{elec} + P_{vent}} \quad \text{III-32}$$

Avec P_{vent} définit comme :

$$P_{vent} = \frac{P_{meca}}{\eta} \quad \text{III-33}$$

La puissance mécanique P_{meca} étant calculée à partir de l'Equation II-13.

Les résistances thermiques de l'échangeur à jet impactants avec ailettes aiguilles dépendent de la surface de la base, et donc du nombre de jambes et de la configuration considérée (surface initiale S_{init} , $S_{init} \times 3$, $S_{init} \times 5$).

Nous comparerons pour chaque configuration :

- L'encombrement du système : directement lié à la surface de la base S_{base} .
- Le coût de fabrication du module thermoélectrique : lié à la quantité de matériaux thermoélectriques volume de matière.
- Les performances du système : perte de charge (ΔP) faible et résistance thermique (R_{th}) petite.
- La fiabilité du module thermoélectrique

On détermine tout d'abord l'évolution du nombre de jambes optimal N_j^{opt} en fonction de la longueur de jambe L_j . Ces nombres de jambes permettent de calculer la surface de la base (voir Tableau I-1) en fonction du volume de matière (voir l'équation III-34 et la Figure III-17).

$$Volume_{mat} = N_j^{opt} \cdot S_j \cdot L_j \quad \text{III-34}$$

La Figure III-17 montre le nombre de jambe optimal en fonction de la longueur des jambes pour les différentes configurations des modules Mondragon. Chaque configuration requiert un nombre de jambe optimal différent. Lorsque la longueur de jambe augmente, le besoin de

nombre de jambe augmente. Finalement, lorsque la surface de jambe augmente, le nombre de jambe optimal diminue. Les configurations 5 et 7 demandent la plus petite surface utile.

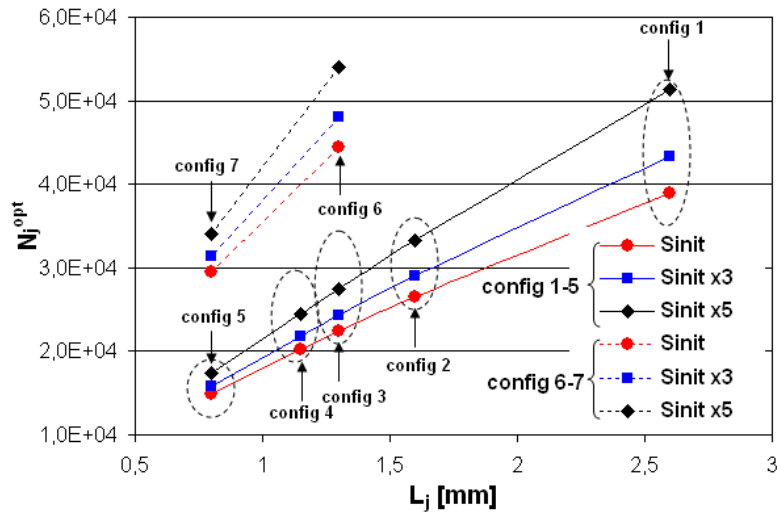
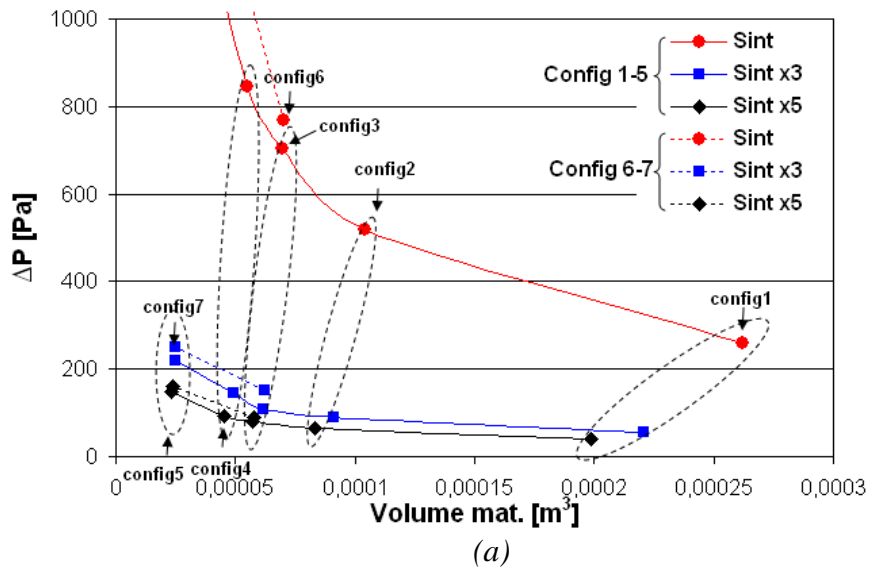
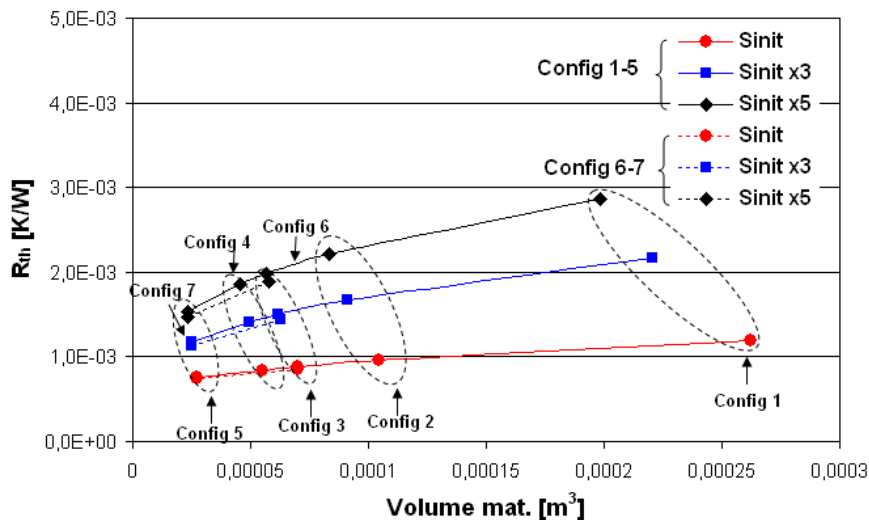


Figure III-17 Nombre de jambe optimal en fonction de la longueur des jambes pour les différentes configurations des modules Mondragon

Nous comparons aussi l'évolution de la résistance thermique R_{th} et de la perte de charge ΔP en fonction du volume matière de semi-conducteur nécessaire (voir Figure III-18 (a et b)). La configuration 7 (surface initiale) a la plus grande perte de charge et donne la plus petite résistance thermique. Cette faible résistance est possible grâce à un grand coefficient d'échange chaleur pour la petite surface initiale. Les variations de la résistance thermique sont moins sensibles que celles de la perte de charge. En effet, la résistance thermique dépend aussi de la surface d'échangeur (volume matière).





(b)

Figure III-18 (a) Perte de charge du jet en fonction de la surface de base (b) Résistance thermique en fonction de la surface base

La Figure III-19 montre le COP_{PAC} en fonction de la quantité de matière de semi-conducteur nécessaire (pour le nombre de jambe optimal correspondant).

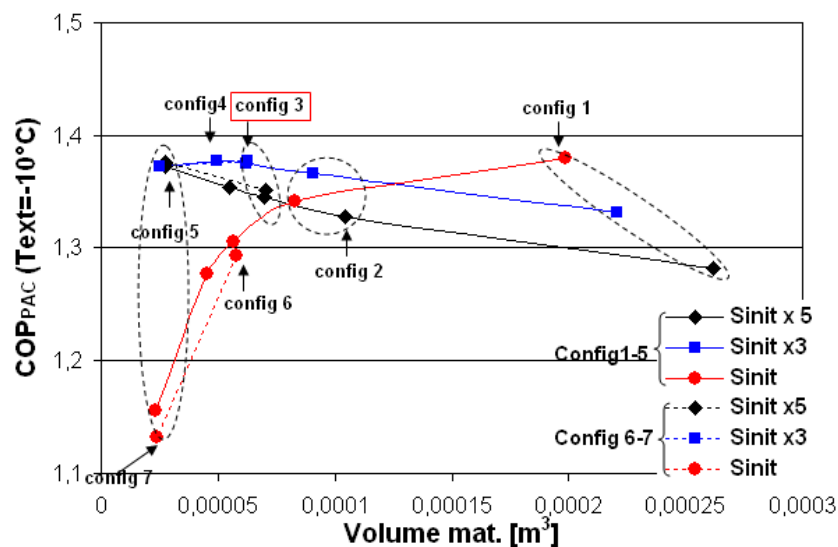


Figure III-19 COP_{PAC} en fonction du volume matière avec différentes configurations

Lorsque la surface de la base est trois fois celle de la configuration initiale, le COP est maximal pour des volumes de matières raisonnables (sauf la configuration 1). La surface initiale donne trop de perte de charge à cause de la petite surface de l'échangeur et la configuration de 3 fois celle de la configuration initiale donne un faible coefficient de transfert chaleur à cause de la grande surface d'échange.

Parmi toutes les configurations, la configuration 3, avec trois fois la surface initiale est la plus performante. Cette configuration permet d'augmenter de 4.2 % le COP_{PAC} par rapport à la configuration 3 avec la surface initiale et demande 75 % moins de volume de matériau par rapport à la configuration 1 avec la surface initiale (même valeur de COP_{PAC}).

Enfin, le dernier critère pour le choix du module thermoélectrique est la fiabilité. En effet, plus la distance entre jambe augmente, et plus le pont thermoélectrique est fragilisé. Cela devient critique lorsque nous sommes dans la configuration où $S=S_{init} \times 5$.

Les tableaux suivant résumant les résultats obtenus pour chaque configuration.

Config. \ Critère	Volume_{mat} (coût)	COP_{PAC} (performances)
Config. 1	*	**
Config. 2	**	**
Config. 3	***	***
Config. 4	***	***
Config. 5	***	*
Config. 6	***	**
Config. 7	***	*

Tout d'abord, les configurations présentant un coût trop important (config. 1 et 2) et celles présentant des performances trop basses (config. 1, 5 et 7) ont été mises de côté.

Le choix de la configuration 3 par rapport à la configuration 4, s'est fait en privilégiant la configuration qui donnait un COP légèrement supérieur

Config. \ Critère	S_{base} (encombrement)	COP_{PAC} (performances)	Fiabilité (distance entre jambe)
Config. 3, S_{init}	***	*	***
Config. 3, S_{init} x 3	**	***	**
Config. 3, S_{init} x 5	*	**	*

Ainsi, le compromis entre les performances, le coût de la matière de semi-conducteur et la fiabilité, nous avons orienté vers la configuration 3 avec un rapport de surface de trois comme le meilleur module thermoélectrique pour la fabrication du prototype de la PACTE.

III.4 Conclusion sur la conception de la PACTE

La modélisation d'une pompe à chaleur thermoélectrique a permis de définir les conditions de fonctionnement les plus favorables en terme de performance.

Nous avons déterminé les résistances thermiques des échangeurs du côté chaud et froid, ainsi que les températures entrée/sortie de la PACTE. Nous définissons ainsi les conditions permettant d'obtenir un $COP_n = 2,5$ en fonction de ZT .

Nous avons étudié la variation du nombre de modules optimal en fonction de ΔT , R_{th} et ZT . Pour ΔT , R_{th} et ZT faible, le nombre de modules optimal augmente.

Pour un ratio section / longueur donné, nous avons optimisé le nombre de jambes (avec l'intensité correspondante) de la PACTE (COP_m^c maximal) dans les conditions de référence.

Nous avons proposé l'utilisation d'un module thermoélectrique innovant construit à partir d'une densité de jambe plus faible par rapport aux modules standards.

Nous avons sélectionné une architecture de module en trouvant un compromis entre coût, performance et fiabilité. L'architecture innovante retenue est la configuration 3 avec $S_{base} = 3 \times S_{mit}$ présentant les caractéristiques suivantes :

- Longueur de jambe L_j : 1.3 [mm].
- Surface de jambe S_j : 1.4*1.4 [mm²].
- Nombre de jambes N_j : 27 600 [-].
- Surface de base S_{base} : 0.55 [m²] (cette surface étant relativement grande, nous proposerons par la suite de diviser cette surface en quatre parties).

Cette étude a permis de déterminer le dimensionnement optimal d'une pompe à chaleur. La surface de base du jet impactant ainsi que la longueur, la surface et le nombre de jambes du module a été optimisé pour maximiser le COP. L'utilisation de module innovant permet d'augmenter le COP de l'ordre de 4.2 % et de diminuer 75 % le volume de matière du semi conducteur. Cela permettra par la suite de donner les règles le design pour la fabrication d'un module thermoélectrique adapté au chauffage d'un bâtiment basse consommation.

Dans le chapitre suivant, nous utiliserons ces résultats et présenterons l'architecture de la PACTE prototype retenue intégrant les modules thermoélectriques innovants étudiés dans ce chapitre et un échangeur de chaleur à jets impactant (Chapitre II).

IV. Etude expérimentale

IV.1 Conception du prototype

L'étude théorique des performances des PACTE a permis de dresser un cahier des charges pour un prototype de pompe à chaleur thermoélectrique permettant d'atteindre des bonnes performances dans le cas d'une application pour le chauffage d'un bâtiment.

L'architecture du module retenue pour le chauffage d'un bâtiment de 120 m² présente les dimensions suivantes :

- Longueur de jambe L_j : 1.3 [mm].
- Surface de jambe S_j : 1.4*1.4 [mm²].
- Nombre de jambes N_j : 27 600 [-].
- Surface de base S_{base} : 0.55 [m²].

L'architecture générale a été conçue afin de limiter l'encombrement, simplifier la fabrication et réduire le coup du système tout en optimisant les performances de la pompe à chaleur.

Pour des raisons d'encombrement, de coût et de difficultés de fabrications (standardisation des composants), il a été choisit de séparer le module théorique en quatre sous-modules de mêmes dimensions que l'on pourra par la suite empiler.

Chaque sous-module est équipé de ses propres échangeurs, distributeurs et collecteurs. L'ensemble peut être séparé alors en quatre étages autonomes. Le prototype se limitera à un seul étage de la pompe à chaleur.

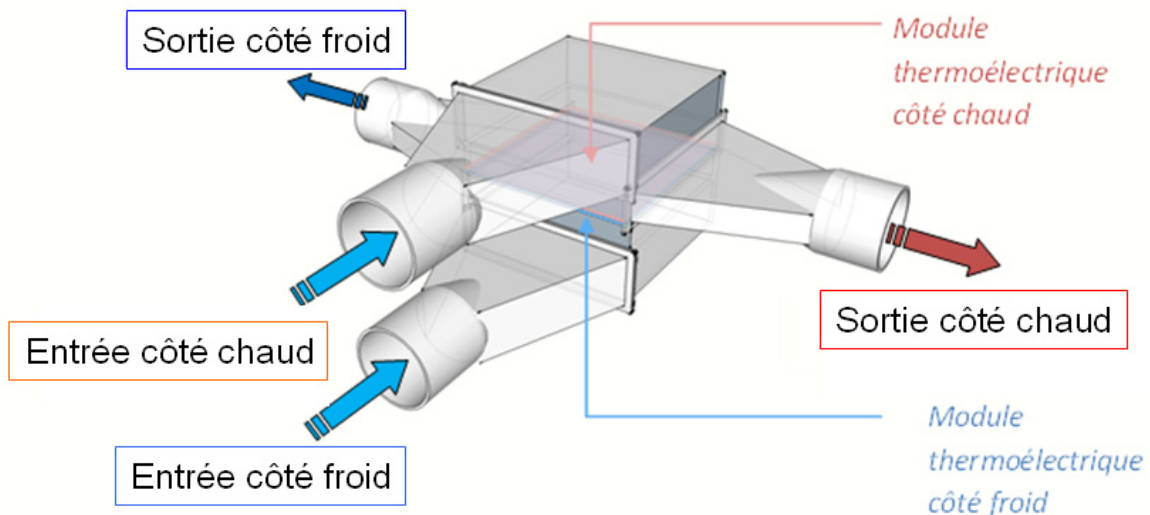


Figure IV-1 Vue d'ensemble d'un étage du prototype de la PACTE

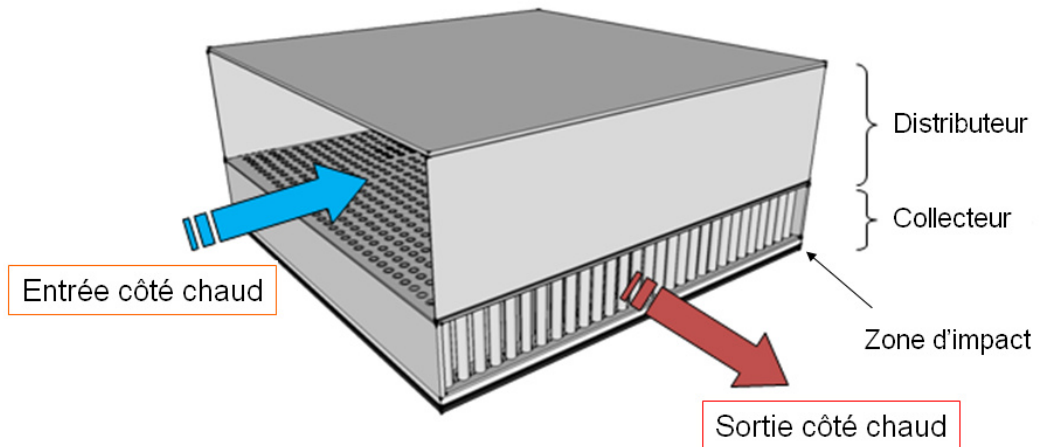


Figure IV-2 Vue d'ensemble du côté chaud de la PACTE

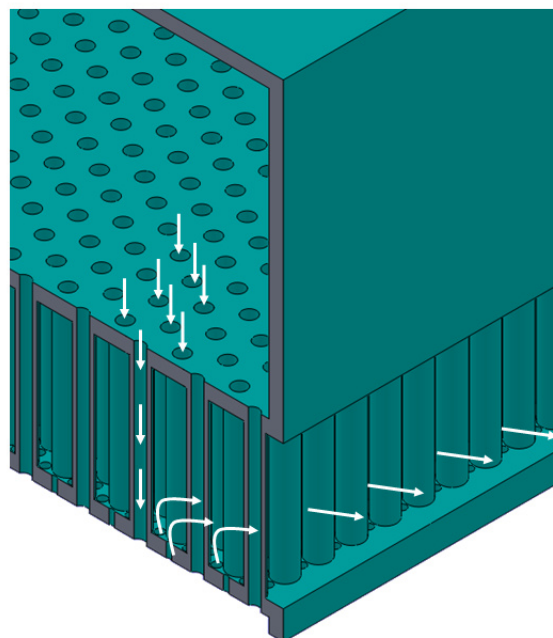
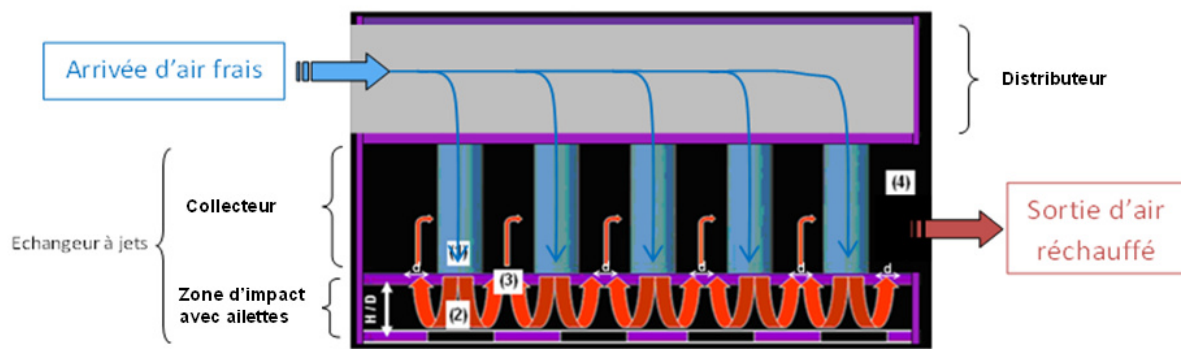


Figure IV-3 Détail de la circulation d'air du côté chaud de la PACTE

IV.1.1 Conception du module thermoélectrique innovants

Le module thermoélectrique du prototype est constitué de quatre sous-modules. Un étage de module ayant une surface de base de $0,1375 \text{ m}^2$, cela constitue une surface carré de $37 \text{ cm} \times 37 \text{ cm}$. Pour éviter une distribution non uniforme de la puissance (localisée préférentiellement au centre), l'écartement entre les jambes thermoélectriques est optimisé (écartement 3 fois plus grand que pour un module standard de Mondragon). Afin d'assurer une bonne conduction thermique entre le module et les échangeurs, il est important que les éléments aient une bonne planéité. Or, il n'est pas facile de maîtriser cette planéité pour de grandes surfaces. Ainsi, la surface de $37 \text{ cm} \times 37 \text{ cm}$ a été subdivisée en neuf parties selon une matrice 3×3 . Ainsi, unitairement, les modules seront de dimension $12,23 \text{ cm} \times 12,23 \text{ cm}$ (un espace de 1 mm entre chaque module est conservé pour permettre un assemblage aisé). Ces sous-modules sont fabriqués par la société Mondragon. Le choix d'un assemblage par vis est retenu car il permet de remplacer les parties céramiques par de la pâte d'alumine, permettant ainsi de réduire les résistances thermiques entre les jonctions et le fluide caloporteur.

Chaque module est composé de 752 jambes. Pour pouvoir fixer les modules aux échangeurs, nous utiliserons une vis passant à travers le module. Ainsi, l'architecture du module est la suivante :

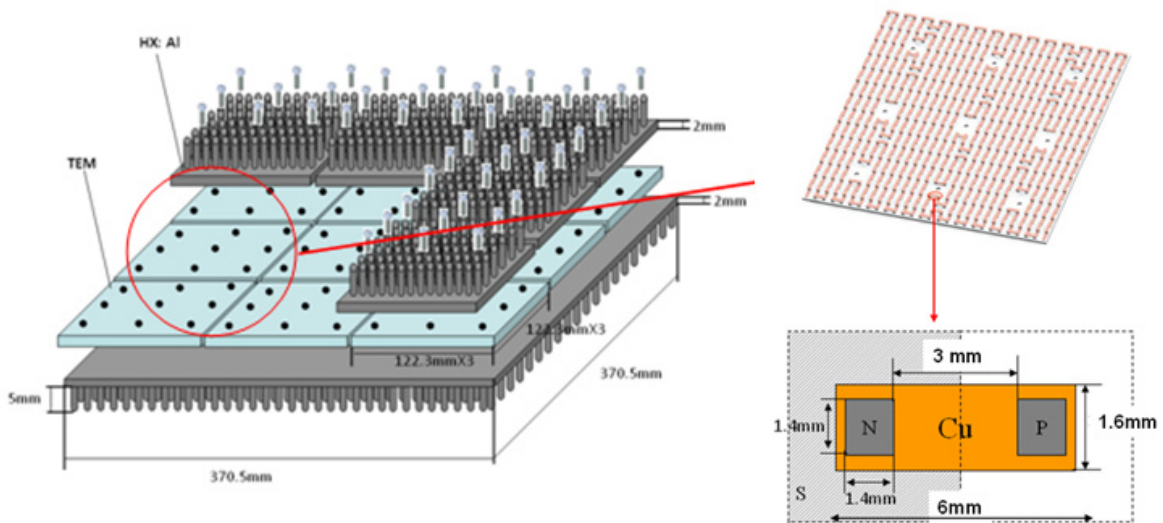


Figure IV-4 Architecture du module thermoélectrique

IV.1.2 Conception des échangeurs thermiques à jets impactant

L'échangeur thermique est composé d'une partie de buses permettant l'injection et l'extraction de l'air ainsi que d'une partie d'ailettes permettant l'échange thermique entre le module thermoélectrique et l'air. Nous avons étudié dans le chapitre II les performances des différents échangeurs thermiques à jets impactants. Le design de l'échangeur permet de diminuer la résistance thermique du système et d'optimiser le coefficient d'échange thermique.

L'analyse numérique de l'échangeur à jets impactant, développé dans le chapitre II a conclu que les buses d'injection doivent avoir un diamètre le plus fin possible pour augmenter le coefficient d'échange thermique du jet. Il a été montré que la hauteur des buses d'injection doit être égale à leur diamètre. Le diamètre est néanmoins limité aussi par la fabricabilité et par la perte de charge. Ainsi les buses d'injection sont des trous de 5 mm de diamètre. Quant aux buses d'extraction, il est préférable qu'elles soient situées tout autour des buses d'injection afin que l'extraction de l'air n'interfère pas avec l'air injecté. Ainsi, les buses d'extraction sont des trous de 3 mm de diamètre. L'air ainsi éjecté traverse la zone de buse dans le plan horizontal.

L'échangeur thermique est basé sur une plaque à ailettes cylindriques de 1mm de diamètre et de 5 mm de hauteur. Cette géométrie découle d'un compromis entre augmentation du coefficient d'échange (surface de contact Al/Air) et compatibilité avec les buses d'injection.

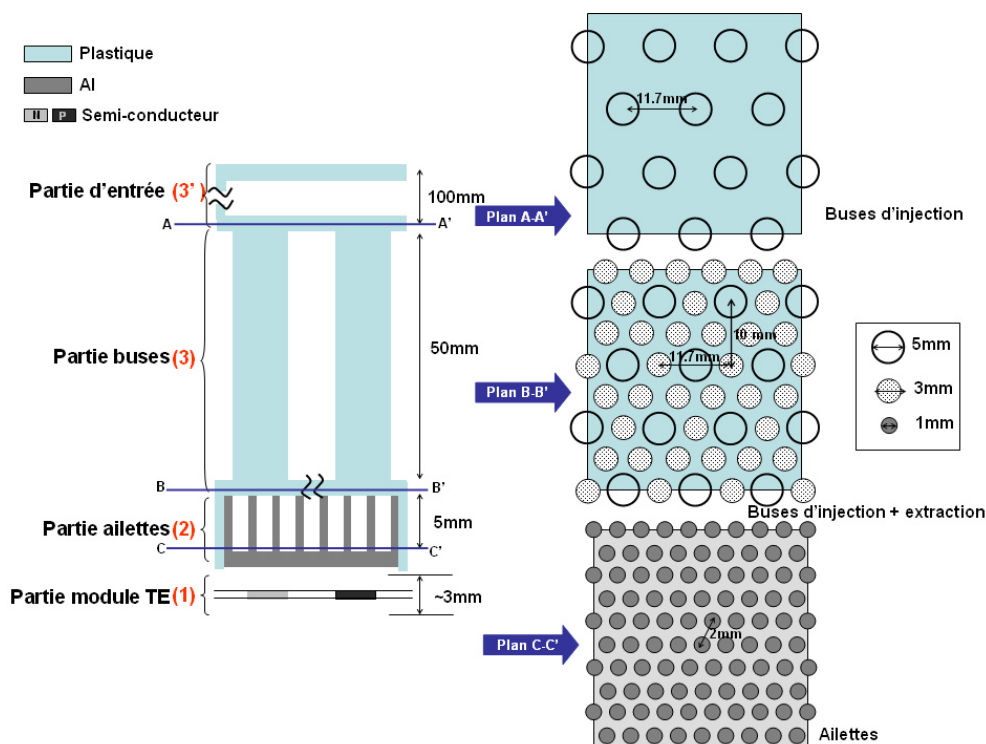


Figure IV-5 Architecture des échangeurs thermiques à jets impactants et ailettes

IV.2 Banc expérimental

IV.2.1 Instrumentation

Le banc expérimental a pour but de valider les performances théoriques. Ces essais ont eu lieu au laboratoire Climatron plateforme enceintes climatiques et permettront à la fois de faire varier les conditions de température et d'humidité de l'air extérieur et de l'air intérieur.

L'utilisation de ventilateurs de compensation permet de s'affranchir des pertes de charge liées à l'instrumentation ajoutée sur les circuits et permet également de moduler le niveau de pression à la sortie pour s'adapter au type d'émetteurs (gainés de ventilation, plénum, split).

Le fonctionnement de la PACTE est suivi en température, humidité, pression et débits. Des capteurs sont placés en différentes positions comme présenté dans la Figure IV-6.

Les capteurs de températures sèche et humide (erreur $\pm 0.2^\circ\text{C}$ et $\pm 0.4^\circ\text{C}$ respectivement) et les capteurs de pression (erreur $\pm 5\text{ Pa}$), sont positionnés :

- Au niveau des entrées chaudes et froides de la PACTE.
- Au niveau des sorties chaudes et froides de la PACTE.

Les capteurs de températures de plaque, thermocouples de type K (erreur $\pm 0.5^\circ\text{C}$) sont placés sur les côtés chauds et froids des bases des échangeurs.

Les capteurs de débit volumique (erreur $\pm 5\%$) se trouvent au niveau des entrées chaudes et froides de la PACTE.

La puissance électrique consommée par le TEM est également mesurée (erreur $\pm 1\%$).

Enfin, deux capteurs de débit sont positionnés en entrée chaude et froide.

Ces différents capteurs permettront de suivre le comportement de la PACTE lors des essais expérimentaux. L'évolution des valeurs mesurées en fonction des différents débits et températures d'entrée et d'intensité électrique des modules, permettra de calculer la résistance thermique, les pertes de charge et le COP à partir des équations suivantes :

Q_c	$Q_c = \dot{m}_c \cdot Cp_c \cdot (T_c^{out} - T_c^{in})$
Q_f	$Q_f = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_f^{in} - T_f^{out})$
P_{elec}	$U \times I$
COP	$COP = \frac{Q_c}{P_{elec} + P_{vent}}$
ΔP^c	$P_{in}^c - P_{out}^c$
ΔP^f	$P_{in}^f - P_{out}^f$

Tableau IV-1 : Equation permettant le calcul expérimental des R_{th} , ΔP et COP en fonction des mesures

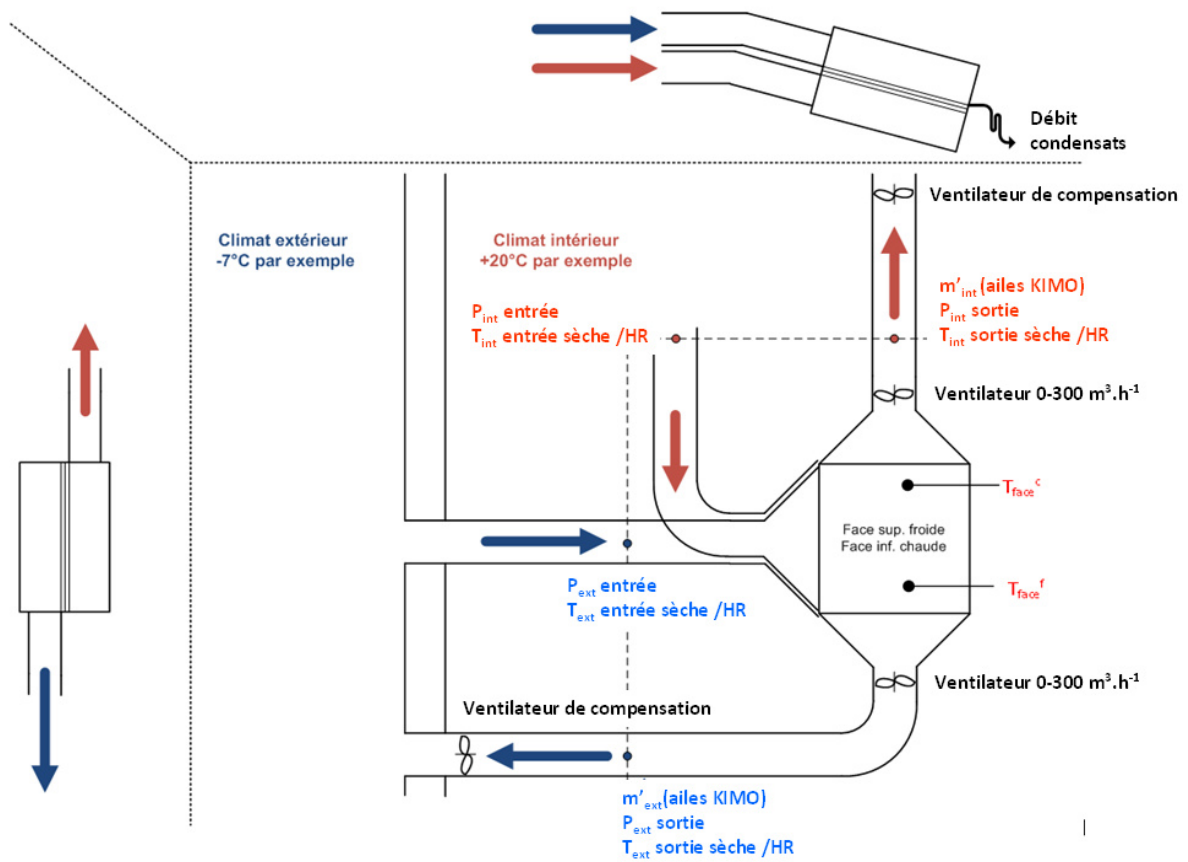


Figure IV-6 Mesures réalisées sur la PACTE

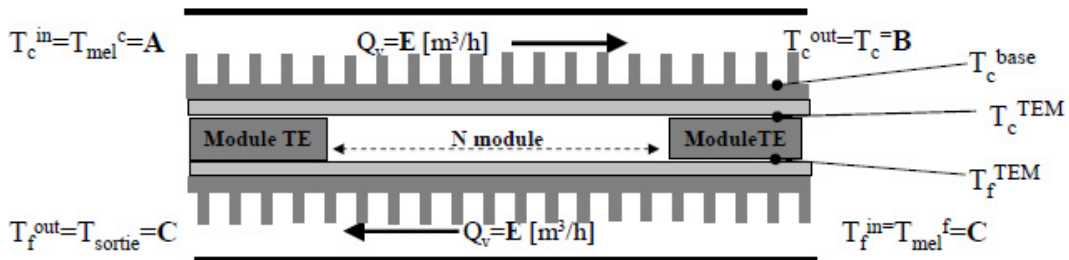


Figure IV-7 Position des relevés de température et débit d'air au niveau du module TE

IV.2.2 Dispositifs expérimentaux

IV.2.2.1 Architecture générale

Les cellules sont fabriquées sur mesure par Mondragon (matériaux semi-conducteurs Russe) et assemblées aux échangeurs avec ailettes aiguilles réalisés par JH Tech en Corée (voir Figure IV-8). Les cellules sont alimentées en série par un courant continu (les 9 cellules en série) et la régulation de l'intensité d'alimentation permet de moduler le niveau de puissance.

Le distributeur et le collecteur, constitué des buses d'injection et d'extraction a été fabriqué par la société ALLIO (voir Figure IV-10).

L'ensemble a été assemblé au laboratoire EnerBat par EDF. La principale difficulté était d'assurer l'étanchéité du système. L'étanchéité au niveau des mitres a été assurée par un joint adhésif. Enfin, certaines défauts d'étanchéité ont été comblés avec des joints silicone. Plusieurs tests à la fumée ont été menés pour valider l'étanchéité

La PACTE assemblée mesure environ $370 \times 370 \times 310 \text{ mm}^3$ auxquels il faut ajouter l'encombrement des mitres (conduits permettant d'adapter l'arrivée d'air au distributeur) sur les 3 côtés (environ $1\text{m}50 \times 1 \text{ m} \times 0.5 \text{ m}$ au total). Les dimensions totales avec l'isolation thermique (au minimum 15cm d'épaisseur en ouate de cellulose) sont précisées sur la Figure IV-12 ($610 \times 780 \times 1010 \text{ mm}^3$).

	Poids (kg)	Nombre(-)	Total (kg)
Mitre 1	2	2	4
Mitre 2	1.9	2	3.8
Ailettes aiguille 1	1.17	1	1.17
Ailettes aiguille 2	0.13	9	1.17
Distributeur/collecteur	5.7	2	11.4
Total			21.54 (kg)

Tableau IV-2 : Bilan de la masse du système

L'ensemble est isolé des conditions ambiantes par la caisse en bois contenant le prototype et remplie de laine de verre déchiquetée.

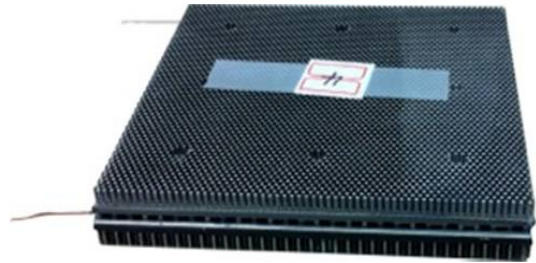
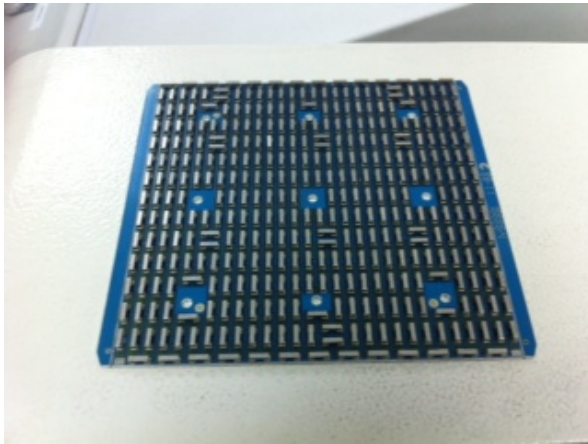


Figure IV-8 A gauche : module thermoélectrique ; A droite : module TE + Pin fins

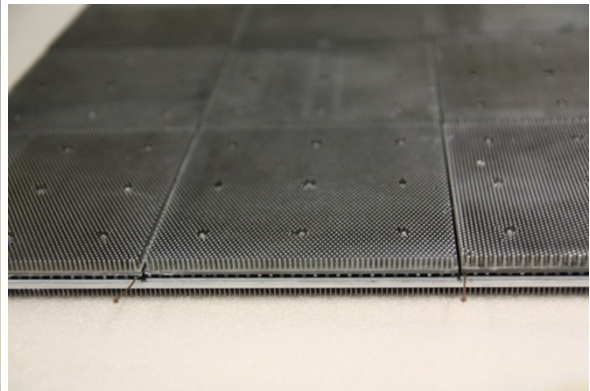
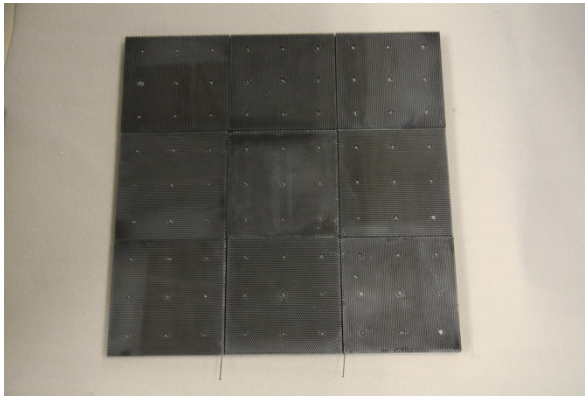


Figure IV-9 Modules thermoélectrique et pin fins assemblés en matrice 3 x 3

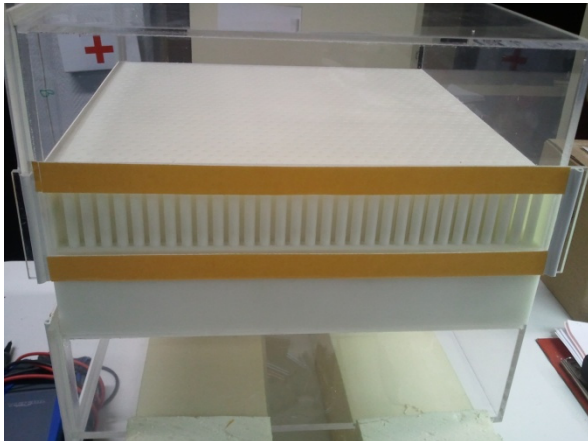


Figure IV-10 Partie des buses (à droite le détail des trous d'injection et d'extraction)

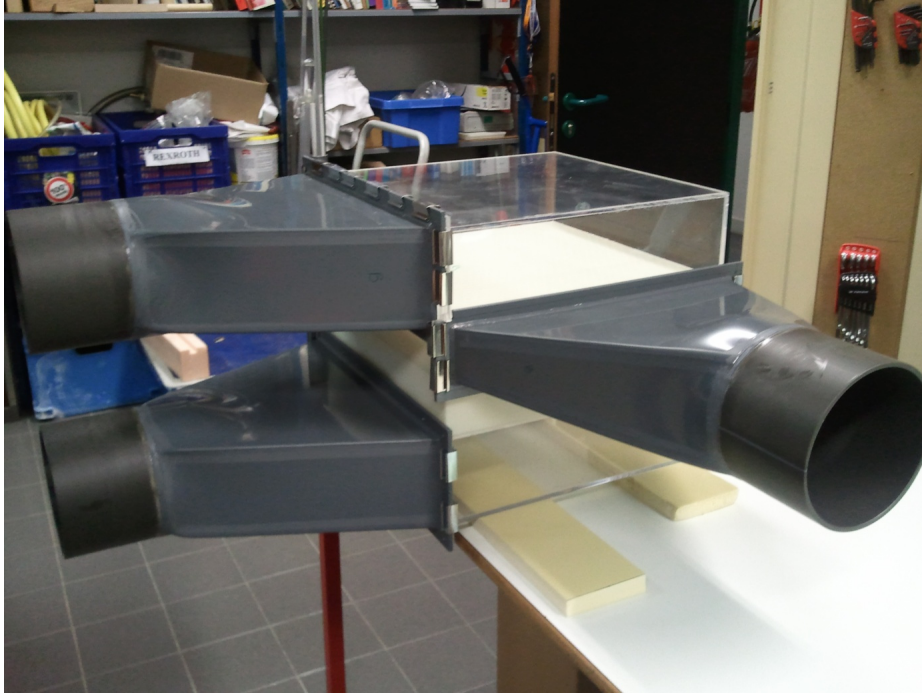


Figure IV-11 Pompe à chaleur après assemblage

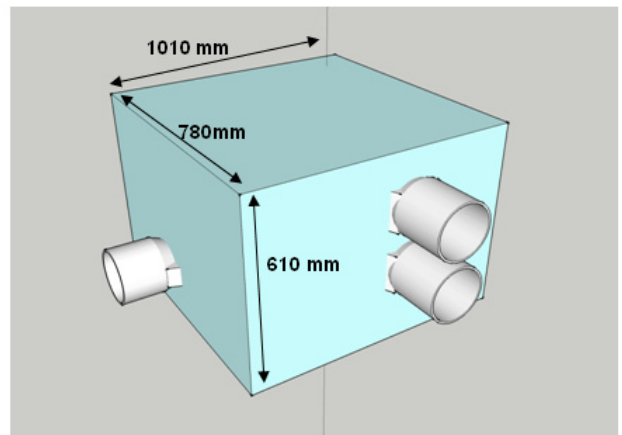
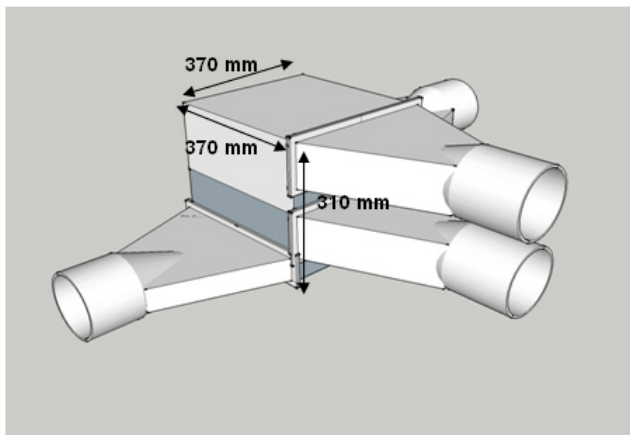


Figure IV-12 Dimensions générales de la PACTE testée

IV.2.2.2 Evacuation des condensats

La face froide est située au-dessus de la face chaude afin de récupérer les condensats à la base des échangeurs. La détection de l'apparition du givrage se fera par mesure des pertes de charges et de température et la stratégie de dégivrage par inversion du sens du courant. Les paramètres exacts de cette procédure seront déterminés lors de la phase expérimentale. Une proposition de dispositif permettant de récupérer les condensats est indiquée sur la Figure IV-13. La hauteur H est à définir au cours de la phase préparatoire des expérimentations.

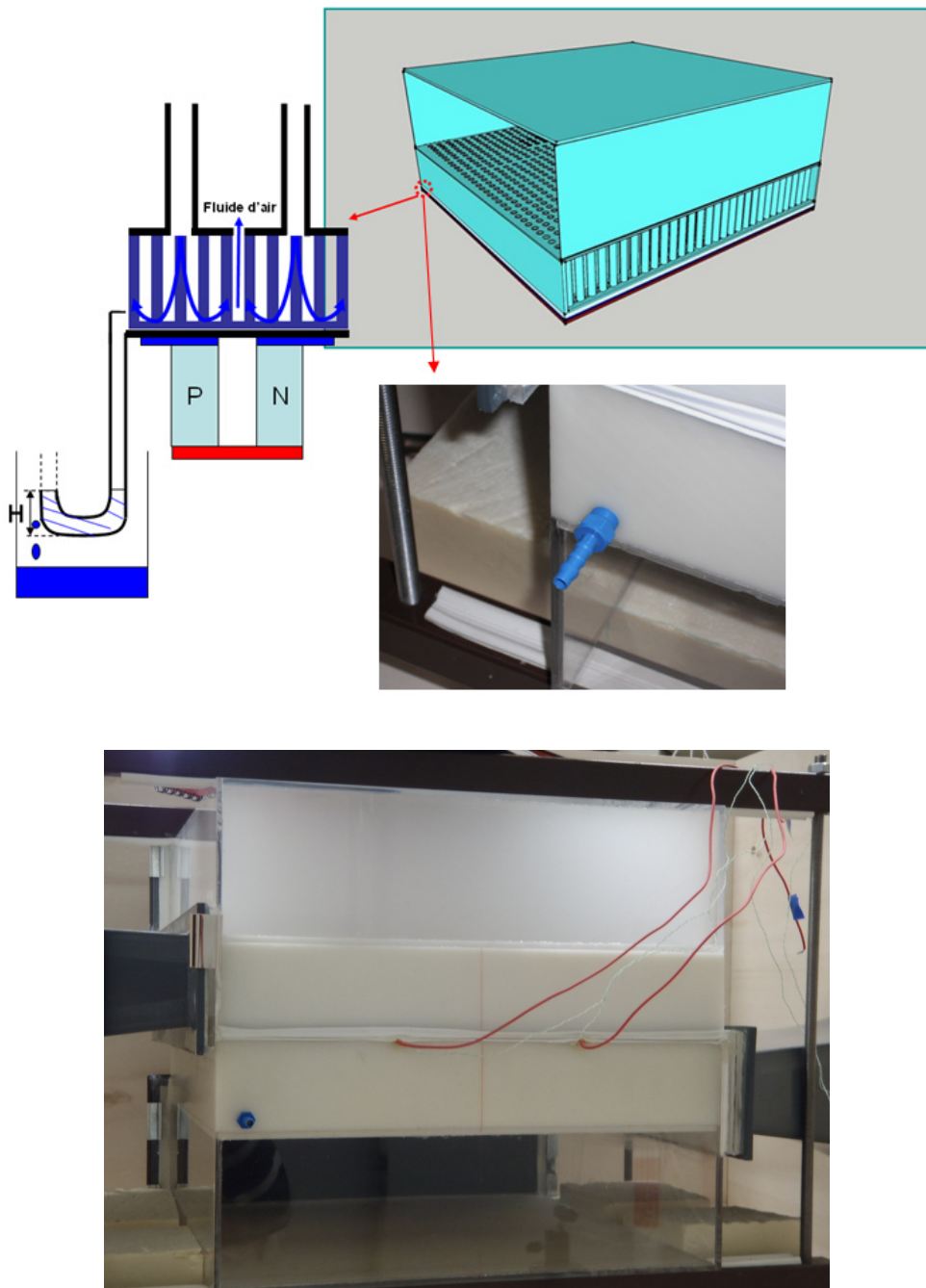


Figure IV-13 Proposition d'un dispositif d'évacuation des condensats

IV.2.2.3 Branchement électrique-alimentation

Les 9 sous-modules sont branchés en série, et donc 3384 bi-pattes sont en série. Une alimentation SORENSEN série SG de 4/5 kW modèle 12 A / 400 V a été achetée.

Les gammes de courant et d'intensité étant :

	I [A]	U [V]
1 module	0.4-2.6	1.6-5
Total	0.4-2.6	136-370

IV.2.2.4 Etude expérimentale des échangeurs

La caractérisation du prototype d'échangeur passe par la détermination de sa résistance thermique et de ses pertes de charges en fonction du débit total de circulation.

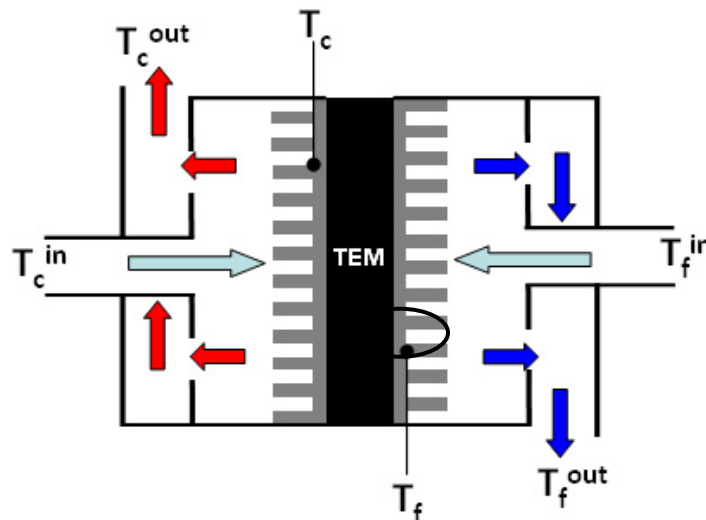


Figure IV-14 Les mesures de température

Les débits massiques devront être déterminés à partir des débits volumiques si ceux-ci sont évalués à partir d'une vitesse moyenne. Les caractéristiques de l'air humide (chaleur spécifique...) devront être déterminées « on line » à partir de corrélations dépendant notamment de la température.

IV.3 Problèmes rencontrés et solutions envisagées

IV.3.1 Historique des essais

• Réception et contrôle d'entrée des composants (LOCIE)

Les différents composants (mitres, échangeurs, pins fins, modules) ont été réceptionnés au LOCIE début 2012.

La 1^{ère} réception des modules thermoélectrique s'est avérée non conforme à la mesure d'impédance : la mesure indiquait que le circuit était ouvert. Certaines jambes des modules étaient cassées. Les modules ont été ensuite réparés.

• Assemblage (LOCIE)

L'assemblage complet de la pompe à chaleur s'est déroulé mi 2012.

Quelques modifications ont été apportées lors de l'assemblage :

- Étanchéité : L'assemblage des mitres avec l'échangeur présentait quelques fuites (mis en évidence par un test à la fumée). De la colle silicone a été appliquée pour combler les fuites.
- Condensation : Afin d'éviter que la condensation s'accumule dans les parties froides, nous avons réalisé le perçage d'un trou d'évacuation des condensats dans la partie collecteur côté froid.

• Tests préliminaires (EDF)

La pompe à chaleur a ensuite été expédiée au laboratoire EDF à la plateforme Climatron.

Les premiers tests ont été effectués avec un faible débit d'air. Le but étant de vérifier le bon fonctionnement thermoélectrique des modules Peltier.

- Test à 0.2 A : face chaude 25.9°C, face froide 21.9°C (Delta t° = 4°C) après plusieurs minutes de fonctionnement. Ces résultats semblent cohérents, le prototype semble fonctionner correctement d'un point de vue électrique.
- Test à 0.61 A : face chaude à 33°C, face froide 23°C (Delta t° = 10°C)
- Test à 1 A : Après quelques minutes de fonctionnement, l'impédance a très fortement augmenté, comme si le circuit s'était brutalement ouvert.

IV.3.2 Analyse de l'origine de l'ouverture du circuit de la boucle

Le module semblait fonctionner correctement jusqu'à atteindre 1 A. Le tableau suivant regroupe les mesures d'impédance effectuées au cours des essais :

Conditions de mesure	Mesure de l'impédance
A réception des modules au LOCIE	70 Ohms
A réception des modules à EDF	90 Ohms
Après quelques minutes de fonctionnement	130 Ohms

Après ouverture du circuit électrique boucle	400 M Ohms
--	------------

Tableau IV-3 : Mesures d'impédance effectuées au cours des essais

On remarque qu'au cours des essais, l'impédance augmente continuellement jusqu'à ce que le circuit s'ouvre. Il semble qu'une, ou des connections se soient fragilisées lors des tests et que certaines aient fini par se rompre du fait des contraintes thermiques.

Une inspection de l'état des ponts thermoélectriques situés en périphérie des modules a montré que certains étaient cassés :

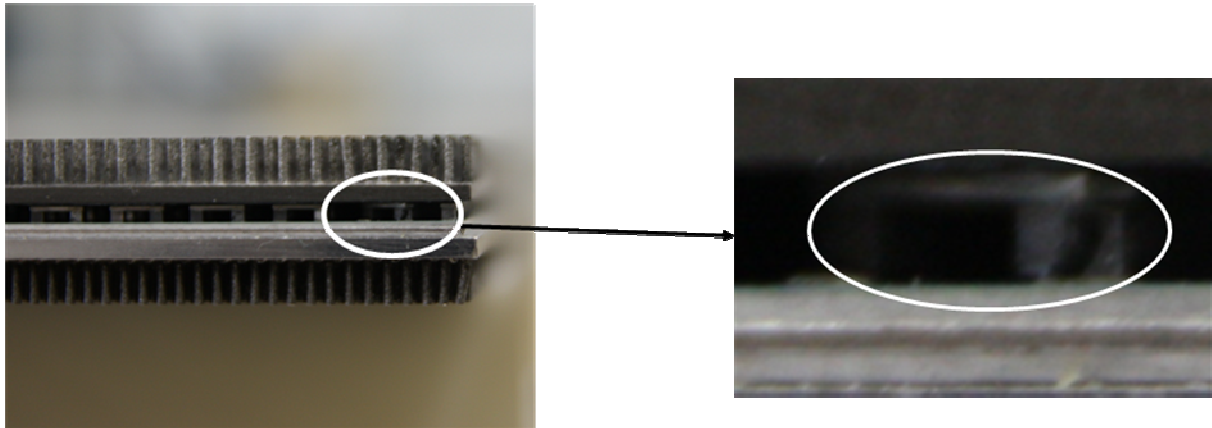
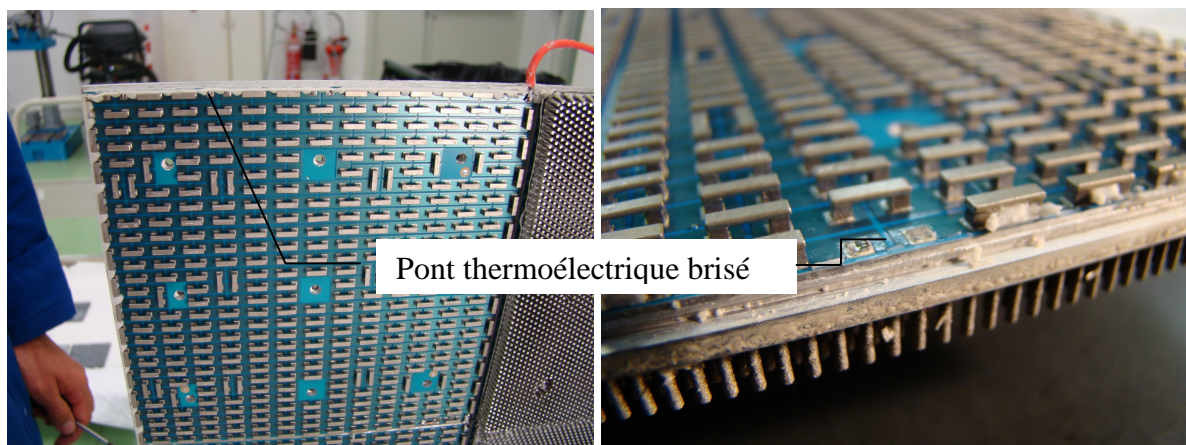


Figure IV-15 Détail d'une jambe de module casée

Les modules ont ensuite été désassemblés et démontés pour expertiser le circuit. Les photos suivantes montrent l'état du circuit après démontage. On remarque que plusieurs ponts thermoélectriques sont désolidarisés de leur contact. Certains plots des modules cassés présentent des traces noires, signe d'un échauffement local trop important :



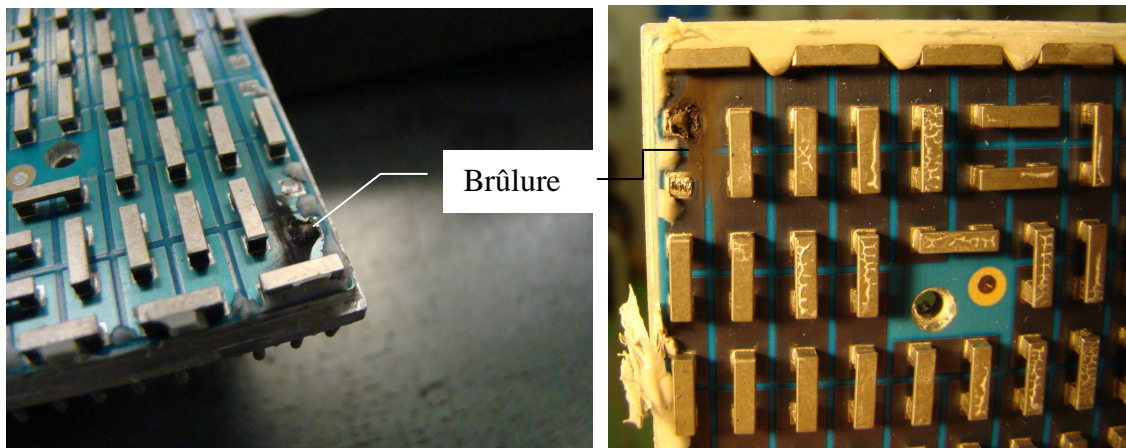


Figure IV-16 Détail d'une jonction de module déféctueux

Après discussion avec le fabricant des modules, un scénario se dégage de l'expertise : lors de l'assemblage et/ou le transport, certaines jambes des modules ont été fragilisées/fissurées (en effet, la distance entre deux jambes n'est pas conventionnelle et rend la structure fragile). Au cours des essais, les efforts thermomécaniques ont accentué ces défauts jusqu'à la rupture complète du circuit.

IV.3.3 Solutions de repli envisagées

Nous avons alors envisagé deux options pour poursuivre les expérimentations :

- Option A : Nous gardons le principe de module innovant en modifiant la taille de chaque module (81 modules plus petit au lieu des 9 grands modules). Ceci afin de limiter les contraintes thermomécaniques au niveau des jambes.
- Option B : Nous passons à des modules standards présentant moins de risque de rupture.

Dans les deux cas, nous tâcherons de conserver la même densité de flux.

	Avantages	Inconvénients	Opportunités	Risques
Option A	Performances optimisées	Long délais de fabrication	Permettrait de vérifier la faisabilité du module innovant	Fiabilité malgré le changement d'architecture
Option B	Courts délais de fabrication	Performances non optimisées	Permet tout de même de vérifier les performances du système à jet impactants Possibilité à plus long terme de revenir sur des modules innovants	Faibles

Tableau IV-4 Analyse des options A et B

Pour des raisons de planning et de limitation des risques, l'option B (modules thermoélectriques standards) a été préférée à l'option A jugée trop risquée. L'option A est néanmoins gardée comme solution d'optimisation future.

IV.3.4 Déroulement de l'option alternative

IV.3.4.1 Choix des nouveaux modules thermoélectriques

La nouvelle configuration (option B) doit se rapprocher le plus possible des propriétés de la configuration avec les modules innovants. Ainsi, le besoin en puissance chaude ($T_{ext}^{min} = -10^{\circ}\text{C}$ pour le cas du couplage avec recyclage de l'air, voir II.2.) est de 1200W pour un étage de la PACTE (voir chapitre V, Equation V-7).

La surface de base de l'échangeur étant fixée à $0,1375 \text{ m}^2$ pour un étage (voir chapitre III), la densité de flux nécessaire devant être apporté par les modules thermoélectriques est de $9260 \text{ W.m}^{-2}_{\text{base}}$.

Nous avons comparé les modules Ferrotec de dimension $39.7 \text{ mm} \times 39.7 \text{ mm}$ (imposé par l'encombrement des échangeurs à ailette) pour les différents ΔT_{TEM} . A partir des données du fournisseur Ferrotec, nous avons déterminé pour chaque ΔT_{TEM} la densité de flux résultante.

La Figure IV-17 compare les densités de flux des différents modules Ferrotec (points) avec la densité de flux nécessaire (droite rouge). Le module 9500/127/060B (points marron) montre des densités de flux comparables à celles de la densité de flux nécessaire pour l'ensemble des températures testées ($\Delta T_{TEM} = 20 \text{ K}$, 30 K et 40 K). Pour information, nous avons aussi représenté la densité de flux des modules innovants de Mondragon pour $\Delta T_{TEM} = 40 \text{ K}$.

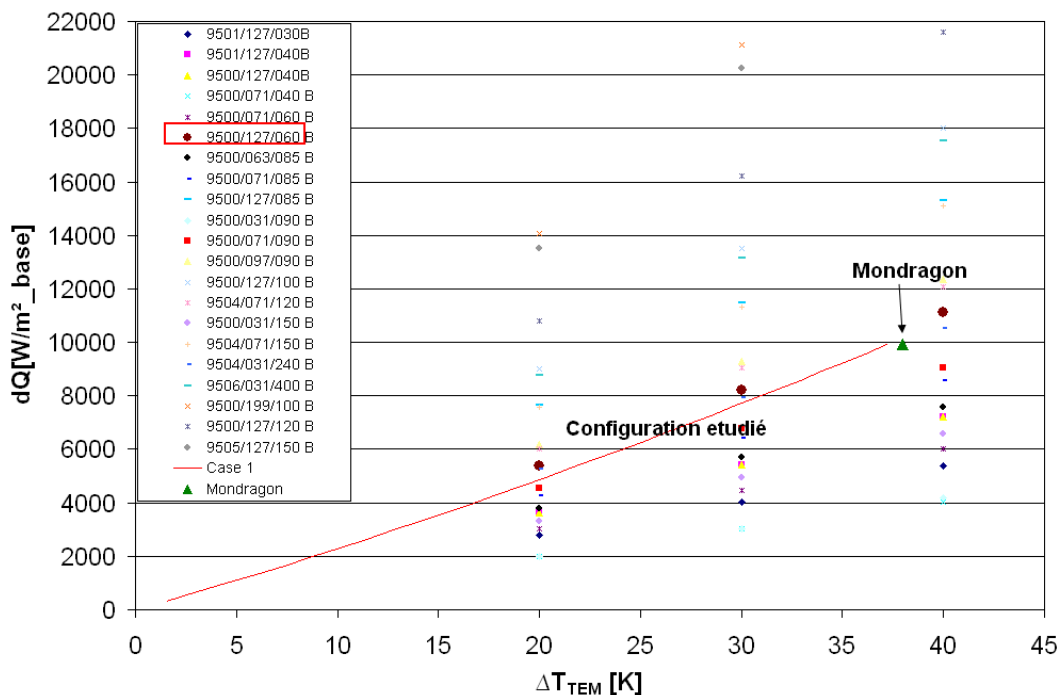


Figure IV-17 Comparaison entre les différents modules Ferrotec selon la densité de flux nécessaire

IV.3.4.2 Nouvel assemblage avec les échangeurs

Les modules sont en série. Chaque étage de la PACTE est constitué de 36 modules, soit 144 modules pour les 4 étages nécessaires pour un bâtiment.

Les nouveaux modules étant plus petits que les échangeurs, chaque plaque de l'échangeur comportera 4 modules thermoélectriques séparés de 21 mm (pour permettre les connexions électriques). L'épaisseur de la base de l'échangeur initiale de 2 mm n'est pas suffisante pour garantir un bon contact avec les modules et limiter la résistance de répartition. Ainsi, nous rajoutons une plaque de cuivre de 5 mm (Figure IV-18). Cette modification a été rendu possible avec le soutien de M. J. Stokholm, consultant pour EDF.

L'assemblage sera assuré par 9 vis (6 nouvelles et 3 de l'ancien montage). Un serrage uniforme de l'ensemble des jambes sera effectué (pression > à 1 MPa) afin de corriger la présence de flèche ou de défauts de planéité des échangeurs.

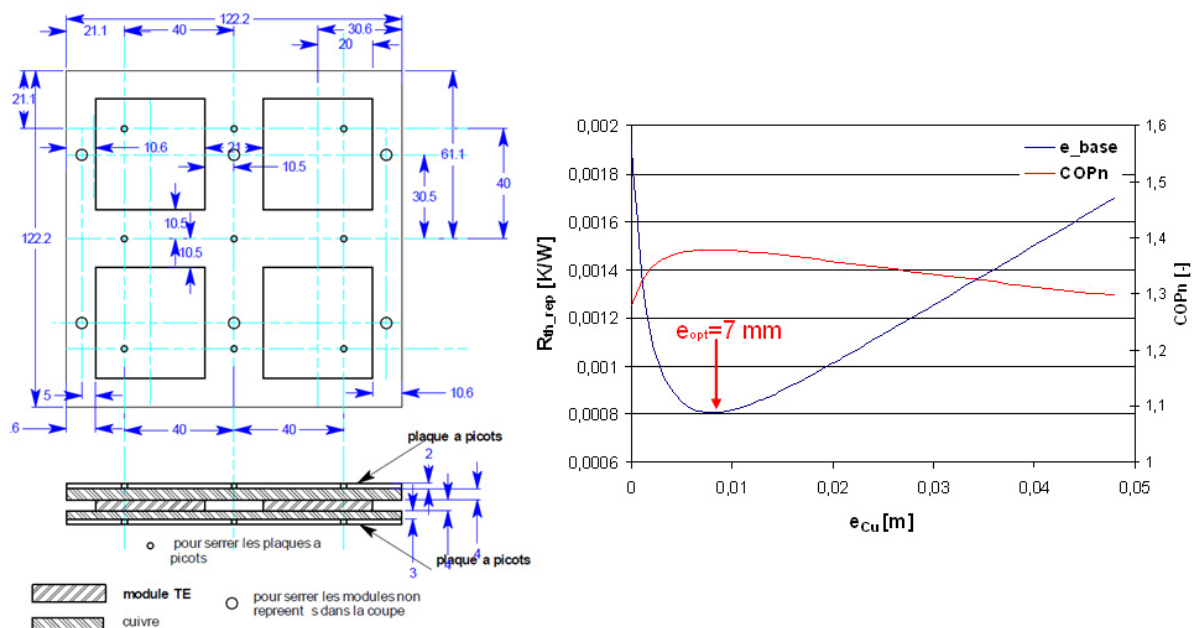
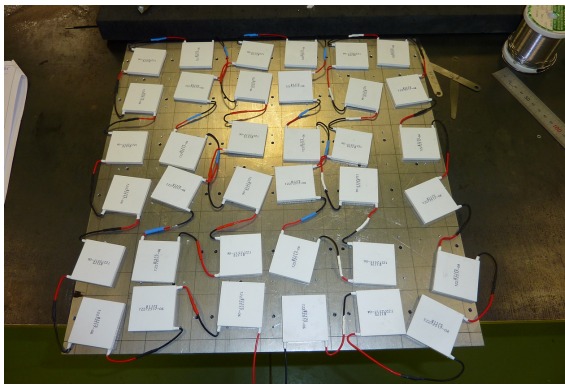
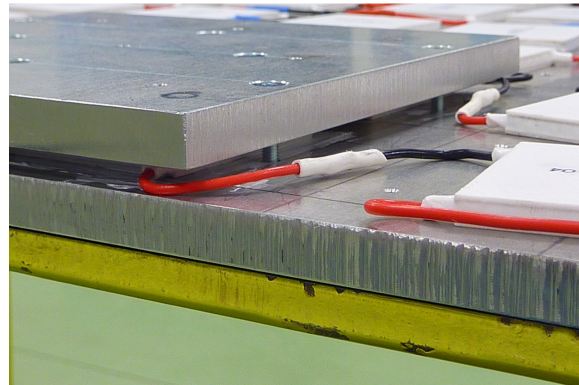


Figure IV-18 Assemblage des nouveaux modules avec la plaque de pins fins et résistance répartition en fonction d'épaisseur cuivre

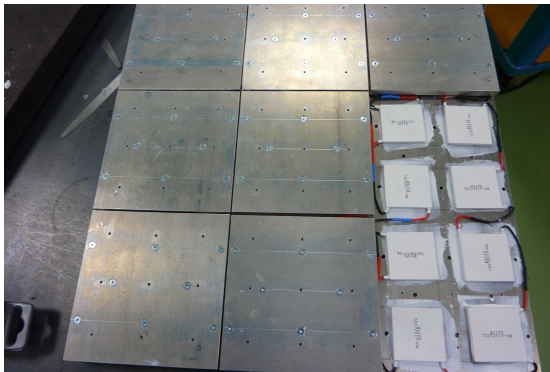
L'assemblage de la nouvelle PACTE (avec les modules Ferrotec standards) est décrit dans la Figure IV-19).



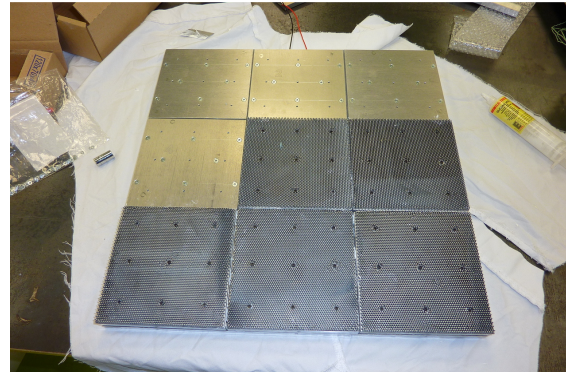
(a)



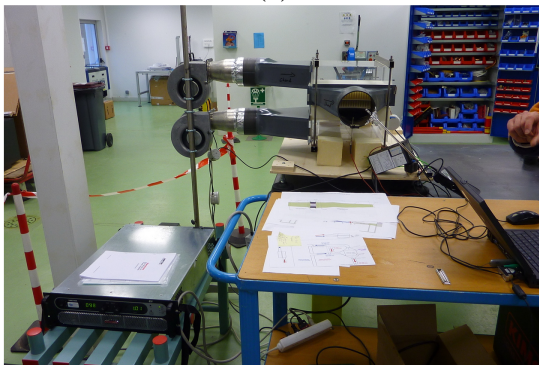
(b)



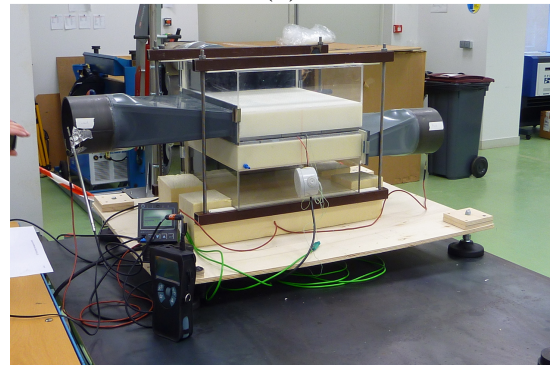
(c)



(d)



(e)



(f)

Figure IV-19 : Nouvel assemblage des modules Ferrotec (option B)
(a) Les 36 modules disposés sur la plaque d'homogénéisation
(b) Détail de l'épaisseur de la plaque d'homogénéisation
(c)(d) Modules après ajustement de leur position et collage des pins fins
(e)(f) Vue d'ensemble après intégration des collecteurs et distributeurs

IV.3.4.3 Différences entre les modules innovants et les modules standards

Ici, nous comparons les simulations dans les conditions nominales avec un débit de $900 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour une PACTE dans les trois configurations suivantes :

- Echangeur à ailettes plane avec modules Mondragon.
- Jet impactants avec modules Ferrotec.
- Jet impactants avec modules Mondragon.

Configuration	R_{th}	dP	COP_{pac}
Ailettes plane+Mondragon	0.003	52	1.45
Jet impactants +Ferrotec	0.0025	172	1.47
Jet impactants +Mondragon	0.0015	172	1.61

Tableau IV-5 Comparaison des COP_{PAC} dans les trois configurations différentes

Avec la technique du jet impactants et les modules Ferrotec, nous pouvons attendre un COP_{PAC} de 1,47. Ainsi, la configuration avec modules standard (modules Ferrotec) n'est pas optimisée et son COP est proche d'une configuration sans jet impactants.

C'est donc avec les modules innovants de Mondragon que la solution devient vraiment avantageuse, puisque le COP_{PAC} attendu pourrais atteindre 1,61, soit une augmentation du COP_{PAC} de 11 %.

IV.3.4.4 Plan de test prévu

Les essais se déroulent en trois temps :

- Nous mesurerons la perte de charge du système afin de vérifier les données de la simulation du chapitre III.
- Nous validerons les résultats du chapitre V en nous mettant dans la configuration étudiée pour différentes température d'entrée.
- Enfin nous validerons nos résultats dans les conditions nominales.

IV.3.4.4.1 Mesure de la perte de charge ΔP

La perte de charge est déterminée à partir des pertes de pression entre l'entrée et la sortie chaude de la PACTE. Nous fixons les températures d'entrée froides et chaudes à $T_c^{in} = T_f^{in} = 20^\circ\text{C}$.

Nous testerons la perte de charge pour six différents débits d'air (Q_v : 100, 150, 200, 250, 250 et 300 [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]).

Ainsi nous obtiendrons l'évolution de ΔP en fonction du débit. Ces résultats seront à comparer par rapport aux simulations théoriques du paragraphe II.3.2.

IV.3.4.4.2 Mesure de l'intensité optimale et du COP optimal

Pour couvrir l'ensemble des conditions thermiques dans le cas du couplage avec prise d'air extérieure pour la ville de Mâcon décrit dans le paragraphe II.2, nous testerons pour un débit fixé ($225 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) différentes température d'air extérieur (5, 10 et 15°C). Pour chacune de ces température d'air extérieur, nous calculons les températures $T_f^{\text{in}} [^\circ\text{C}]$, $T_c^{\text{in}} [^\circ\text{C}]$ correspondant à l'air extérieur mélangé à l'air recyclé (déterminé à partir des équations V-1 et V-2).

Notons que nous ne descendrons pas en dessous de 5°C afin d'éviter les problèmes de condensation. De même, le taux d'humidité de l'air soufflé est fixé à 50 %.

Le Tableau IV-6 présente le plan de test qui sera réalisé avec les nouveaux modules Ferrotec.

Condition N°	$T_{\text{ext}} [^\circ\text{C}]$	$T_c^{\text{in}} [^\circ\text{C}]$	$T_f^{\text{in}} [^\circ\text{C}]$	$Q_v [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
	A	C	B	F
1	5	17,5	7,5	225
2	10	18,3	11,7	225
3	15	19,2	15,8	225

Tableau IV-6 Conditions de température et débit pour la validation du couplage

Pour déterminer l'intensité optimale d'alimentation des modules donnant le COP optimal, nous testons la PACTE avec quatre intensités différentes ($I=1, 2, 3, 4 \text{ A}$). En fonction de la tendance de l'évolution du COP, nous déterminerons trois points de mesures supplémentaires pour déterminer avec précision la valeur de I_{opt} . Par exemple, si les tests montrent que le COP maximal est atteint entre 2 A et 3 A, nous testerons le système pour 2,25 A, 2,5 et 2,75 A.

IV.3.4.4.3 Mesure de l'intensité optimale et du COP dans les conditions nominales

Dans cette partie des essais, nous nous placerons dans les conditions nominales (décrite théoriquement dans le paragraphe III.2.3 et repris ici dans le Tableau IV-7). La condition norme pour la détermination du COP d'une PAC est présente dans l'annexe I.

$T_c^{\text{in}} [^\circ\text{C}]$	$T_f^{\text{in}} [^\circ\text{C}]$	$T_c^{\text{out}} [^\circ\text{C}]$	$Q_v [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
A	C	B	F
20	7	35	225

Tableau IV-7 Paramètres de test pour les conditions nominales

IV.3.4.5 Résultats expérimentaux avec modules standards

Les essais dans les conditions de l'étude et celles de la norme sont complémentaires comme montré dans la Figure IV-20.

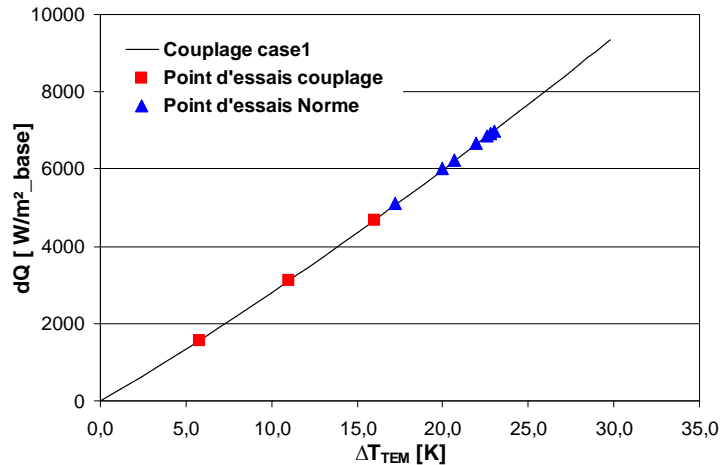


Figure IV-20 Positionnement des essais par rapport à la configuration étudiée et la norme

IV.3.4.5.1 Mesure de la perte de charge ΔP

La perte de charge a été mesurée pour six différents débits d'air (Q_v : 100, 150, 200, 225, 250 et 300 [m³.h⁻¹]). La Figure IV-21 présente ces résultats comparés aux simulations. Nous avons mesuré la perte de charge dans les trois cas :

- Côté chaud pour HR=50%
- Côté chaud pour HR=34%
- Côté froid pour HR=50%

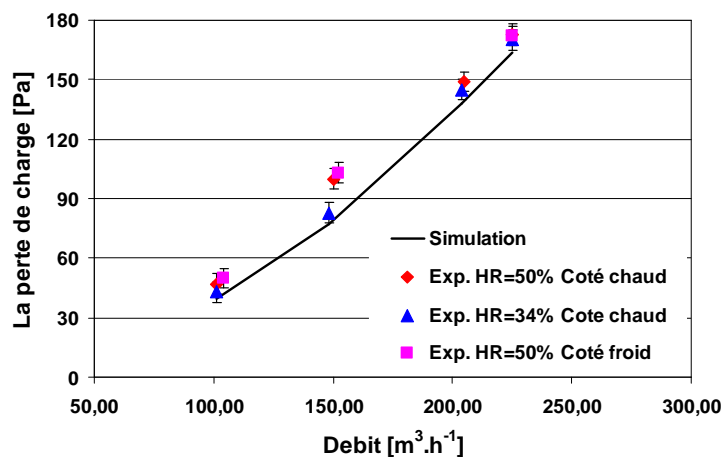


Figure IV-21 : Perte de charge expérimentale pour $T_{seh} = 20^{\circ}C \pm 0,5^{\circ}C$, Humidité $\pm 2\%$

Dans le cas d'une faible humidité, nous obtenons une perte de charge très proche de la théorie.

Conclusion de l'étude expérimentale

Un prototype d'échangeur et un module thermoélectrique innovant ont été réalisés afin d'effectuer l'étude expérimentale d'une pompe à chaleur thermoélectrique.

Au moment où ce rapport est rédigé, nous n'avons obtenus que les résultats de la perte de charge. Les résultats complets seront disponibles fin avril 2013.

L'utilisation de modules innovants (écartement entre jambe optimisé et absence de plaque céramique) devait permettre de diminuer la résistance thermique du système. Néanmoins, la tenue mécanique de tel module est apparue critique. Le prototype ainsi testé utilise des modules standards, et la disposition des modules à été revue. Nous anticipons donc une dégradation des performances du système (dégradation du COP). Néanmoins, ce système permettra de valider les modèles théoriques et de quantifier les performances de l'échangeur à jets impactant.

La solution des modules innovants n'est néanmoins pas à abandonner. De nouveaux modules innovants devront être préfabriqués en repensant le design et/ou la méthode de fabrication des modules pour améliorer leur fiabilité.

Nous avons comparé la perte de charge entre les valeurs issues des simulations avec les résultats expérimentaux pour différents débits. Le résultat montre qu'ils sont bien cohérents surtout pour une faible humidité.

V. Couplage de la PACTE au bâtiment

V.1 Généralités

Dans les chapitres précédents, nous avons étudié les performances des pompes à chaleur thermoélectriques basées sur un module innovant et la technique du jet impactant.

Le chapitre qui suit, étudie l'intégration de la PACTE à un Bâtiment Basse Consommation (maison INCAS à l'INES), dans le but d'évaluer les performances instantanées et saisonnières pour différentes localisations et différentes configurations de logement. Nous étudierons différentes configurations de couplage. Nous comparerons les performances du système dans les cas statique et avec un couplage dans le cas dynamique. Le cas statique suppose des conditions extérieures fixes alors que le cas dynamique intègre les variations météorologiques réelles et l'inertie du bâtiment pour une saison complète.

Dans un premier temps, notre objectif est de déterminer les conditions optimales de fonctionnement d'une PACTE air-air couplée au BBC (surface=120 [m²]) dans le cas d'un couplage statique. Le matériau thermoélectrique retenu est le Bi₂Te₃ ($ZT \approx 0,7$). Nous fixerons la résistance thermique et la puissance du ventilateur pour étudier uniquement l'influence du nombre de modules optimal. Nous cherchons le nombre de modules optimal et l'intensité correspondante pour répondre aux besoins de chauffage dans le bâtiment en fonction de la température extérieure. Les résultats sont obtenus en utilisant un logiciel solveur d'équations (EES).

Dans un second temps, nous étudierons le couplage dynamique. Notre objectif étant de déterminer les conditions optimales de fonctionnement d'une PACTE air-air couplée au Bâtiment INCAS pour la saison hivernale par une intégration du modèle analytique à l'environnement TRNSYS. On caractérisera l'influence des paramètres de ventilation pour réchauffer le bâtiment avec un échangeur statique en amont. Plusieurs stratégies de fonctionnement sont ainsi testées. L'influence de la localisation géographique est étudiée.

V.2 Les différentes configurations de couplage

Les différents cas de couplage de la PACTE étudiés sont :

- Cas 1 (Figure V-1 (a)) : Couplage de la PACTE au bâtiment, avec prise d'air extérieur.
- Cas 2 (Figure V-1 (b)) : Couplage de la PACTE au bâtiment, association à un échangeur statistique en amont de la PACTE.
- Cas 3 (Figure V-1 (a)) : Couplage de la PACTE au bâtiment, association à un capteur géothermique (puits canadien).

Notons que dans tous les cas étudiés ici, le taux de renouvellement d'air neuf τ_{neuf} est imposé 0.5 [Vol.h⁻¹]. Le taux d'air neuf τ_{neuf} et taux d'air recyclé τ_{rec} sont mélangés. Le taux de soufflage τ_s est imposé à 3 [Vol.h⁻¹] (900 m³.h⁻¹).

Ici, nous voulons étudier uniquement l'influence du nombre de modules. Hors, la résistance thermique augmente lorsque le nombre de modules (donc la surface d'échange) augmente

(voir Figure II-14 (d)). Pour des raisons de simplification, nous supposons que la résistance thermique R_{th} est fixée à $0,0015 [K.W^{-1}]$ quel que soit le nombre de modules, (voir résultats de simulation d'un échangeur de chaleur de chaleur par jets impactants avec ailettes (voir Figure II-14 (d))).

Ces trois cas de couplage sont couramment utilisés pour les pompes à chaleur thermodynamiques.

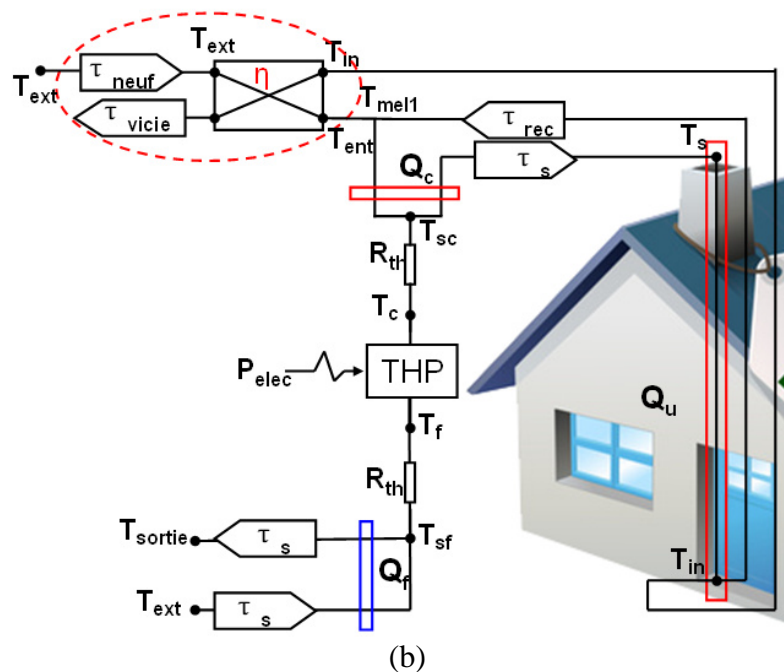
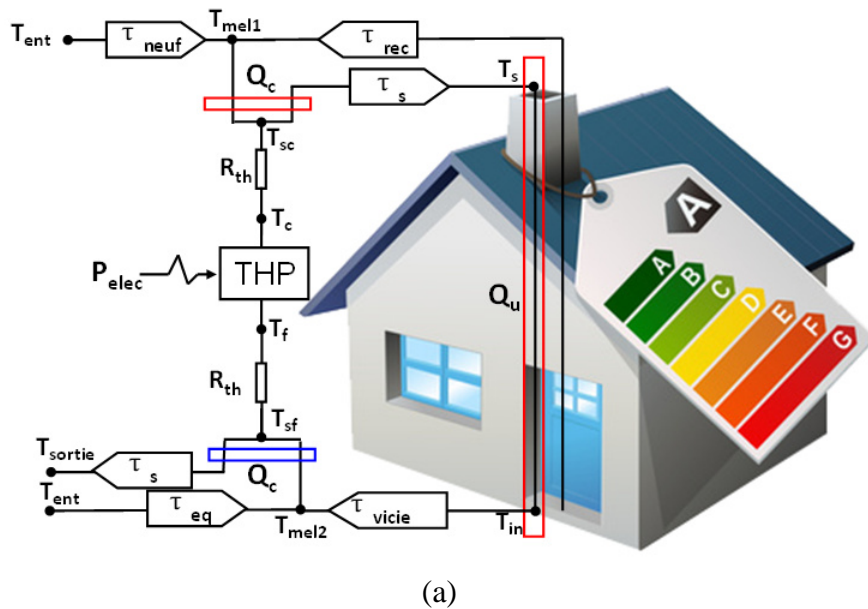


Figure V-1 Schéma du couplage entre une PACTE et un bâtiment

V.2.1 Cas 1 : Couplage de la PACTE avec l'air extérieur

Sur le côté chaud de la PACTE, l'air est pris directement de l'extérieur du bâtiment avant le mélange avec l'air recyclé ($T_{ent} = T_{ext}$). Sur le côté froid, l'air vicié est mélangé avec un débit d'air extérieur en assurant l'équilibre des débits des deux côtés de la PACTE. Grâce au recyclage, la récupération d'énergie améliore le COP de la PACTE en réduisant la différence de température entre les deux sources. La température mélangée côté chaud T_{mel1} est calculée comme suit :

$$T_{mel1} = \frac{\tau_{neuf} \cdot T_{ent} + \tau_{rec} \cdot T_{in}}{\tau_s} \quad \text{V-1}$$

Où les taux de soufflage d'air τ_s sur le côté chaud est la somme du débit d'air neuf τ_{neuf} et du taux d'air recyclé τ_{rec} :

$$\tau_s = \tau_{neuf} + \tau_{rec} \quad \text{V-2}$$

On considère que la température moyenne de la source chaude T_{sc} est la moyenne de deux températures, température mélange côté chaud T_{mel1} et température soufflage T_s :

$$T_{sc} = \frac{T_{mel1} + T_s}{2} \quad \text{V-3}$$

De la même façon, la température du côté source froid, T_{sf} est la moyenne entre la température de sortie T_{sortie} et la température de mélange côté froid T_{mel2} :

$$T_{mel2} = \frac{\tau_{vicié} \cdot T_{in} + \tau_{eq} \cdot T_{ent}}{\tau_s} \quad \text{V-4}$$

$$T_{sf} = \frac{T_{mel2} + T_{sortie}}{2} \quad \text{V-5}$$

Où le taux de débit d'air soufflé du côté froid est la somme du taux d'air vicié et du taux d'équilibrage.

$$\tau_s = \tau_{vicié} + \tau_{eq} \quad \text{V-6}$$

Les bilans thermiques sur les côtés chaud et froid de la PACTE conduisent à :

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_s - T_{mel1}) \quad \text{V-7}$$

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{mel2} - T_{sortie}) \quad \text{V-8}$$

La puissance utile dans le bâtiment est Q_u :

$$Q_u = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_s - T_{in}) \quad \text{V-9}$$

V.2.2 Cas 2 : Couplage PACTE avec un échangeur statique (amont)

Sur le côté chaud, l'air d'entrée de la PACTE est préchauffé par l'air vicié (Figure V-1 (b)). L'air recyclé et l'air préchauffé sont ensuite mélangés. Il en résulte une augmentation de la température de mélange T_{mel1} à l'entrée de la PACTE. Sur le côté froid de la PACTE, l'air extérieur est ajouté pour équilibrer les débits des deux cotés de la PACTE. Dans notre étude, le rendement de l'échangeur η est fixé à 0.7. Comme les débits massiques sont égaux dans l'échangeur de chaleur air-air ($\tau_{neuf} = \tau_{vicié}$), le bilan énergétique conduit à:

$$T_{ent} = T_{ext} + \eta \cdot (T_{in} - T_{ext}) \quad \text{V-10}$$

Les équations (v-1 à v-3 ; v-5 et v-7 à v-9) données dans la partie V.2.1.1 restent valables, avec $T_{mel2} = T_{ext}$.

V.2.3 Cas 3 : Couplage PACTE avec un puits canadien

La troisième proposition de couplage est l'association d'un capteur géothermique (un puits canadien par exemple) à la PACTE. L'entrée d'air de la PACTE est prise directement à l'extérieur de la maison, comme dans le cas 1. Le capteur n'est actif que lorsque la température extérieure est inférieure à la température de la source géothermique, fixée à 10°C dans notre cas. Ainsi, quelle que soit la température extérieure, lorsque celle-ci est inférieure à 10°C, le capteur géothermique alimente les entrées de la PACTE avec de l'air préchauffé à 10°C.

Les équations V-1et V-9 indiquées dans la partie V.2.1.1 restent valables pour ce cas. La seule différence est que la température d'entrée de T_{ent} n'est pas toujours la température extérieure T_{ext} dans le cas 3.

Le Tableau V-1 résume les équations pour les trois cas.

	Cas 1	Cas 3	Cas 2
T_{ent}	$T_{ent}=T_{ext}$	$T_{ent}=T_{ext}$ (if $T_{ext} \geq 10^{\circ}\text{C}$) $T_{ent}=10^{\circ}\text{C}$ (if $T_{ext} < 10^{\circ}\text{C}$)	$T_{ent} = T_{ext} + \eta \cdot (T_{in} - T_{ext})$ V-11
Q_f	$Q_f = \frac{T_{sf} - T_f}{R_{th}} = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{mel2} - T_{sortie})$ V-8		$Q_f = \frac{T_{sf} - T_f}{R_{th}} = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{ext} - T_{sortie})$ V-12

Tableau V-1 : Les comparaisons des équations pour les trois cas

V.2.4 Les différentes définitions de COP

Le but de l'étude est d'optimiser les performances de la PACTE pour le chauffage d'un bâtiment. La performance est quantifiée en utilisant le COP, qui peut être défini de

différentes façons. Le tableau v-2 regroupe les différentes définitions du COP. On distingue aussi le COP instantané et saisonnier.

Le COP_{PAC} considère la puissance de chauffage de la PACTE normalisée par la consommation complète du système, incluant la consommation des ventilateurs auxiliaires. Le COP_n permet de définir la performance du système dans les conditions nominales et permet de comparer les performances des différents systèmes.

Le COP_u considère la puissance utile de chauffage fournie au bâtiment Q_u normalisée par la consommation complète du système, incluant la consommation des ventilateurs auxiliaires.

Le COP_{PAC} dans les conditions nominales est noté COP_n .

Le COP_u est utile du point de vue de l'utilisateur final, puisqu'il inclut l'effet du couplage au bâtiment et aux systèmes annexes.

Nous distinguerons aussi pour chaque définition le COP instantané du COP saisonnier qui prend en compte les variations de puissance du système pour s'adapter aux conditions environnementales variables.

La consommation électrique de circulation auxiliaire P_{vent} est fixée à $0,1 \text{ Wh.m}^{-3}$ pour chaque ventilateur.

COP	Equations	Conditions
COP_n	$COP_{PAC,n} = \frac{Q_c}{P_{elec} + P_{vent}}$	- Instantané - Pour les conditions nominales [NF EN 14511-2, 2008] - PACTE seule
COP_{PAC}		- Instantané - Pour des conditions de température fixes - PACTE seule
COP_u	$COP_u = \frac{Q_u}{P_{elec} + P_{vent}}$	- Instantané - Pour des conditions de température fixes - PACTE+bâtiment+systèmes annexes
COP_{PAC}^s	$COP_{PAC}^s = \frac{\sum Q_h}{\sum P_{elec} + \sum P_{vent}}$	- Saisonnier (COP moyennée pour toutes les conditions climatiques d'une saison complète. - PACTE seule
COP_u^s	$COP_u^s = \frac{\sum Q_u}{\sum P_{elec} + \sum P_{vent}}$	- Saisonnier (COP moyennée pour toutes les conditions climatiques d'une saison complète. - PACTE+bâtiment+systèmes annexes

Tableau V-2 : Les différentes définitions du COP

V.3 Comparaison des configurations en mode statique

V.3.1 La loi de chauffe

Lorsque l'on considère un bâtiment BBC équipé avec un système vecteur air, pour une température intérieure T_{in} fixée, nous obtenons une relation linéaire entre la température de soufflage T_s pour le bâtiment et le besoin de puissance utile P_u en régime permanent. Pour une surface de bâtiment S_b de 120m² et une température intérieure de 19°C en mode chauffage, le taux de soufflage est de $\tau_s=3$ [Vol.h⁻¹]. Dans ce cas, le débit volumique est 900 m³.h⁻¹.

La Figure V-2 montre la puissance utile Q_u en fonction de la température extérieure T_{ext} .

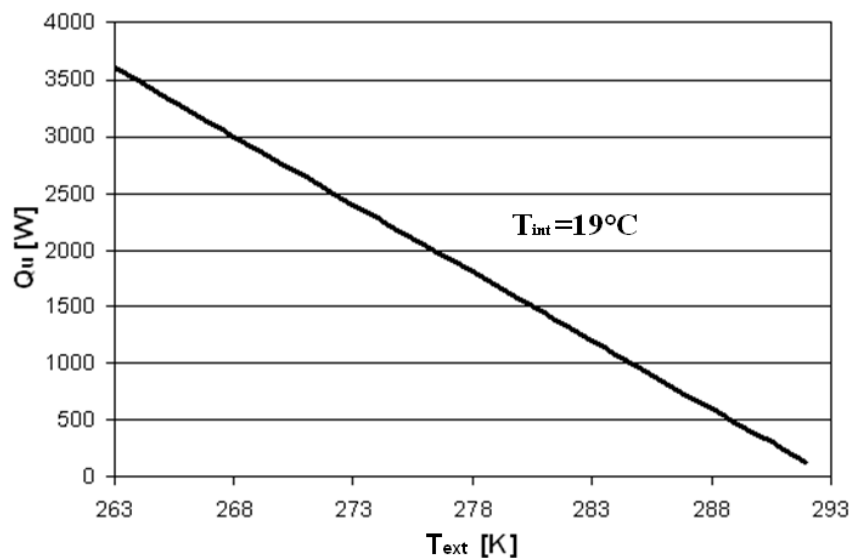


Figure V-2 La loi de chauffe en mode chauffage

Avec :

$$Q_u = P_u^{max} \cdot \frac{(T_{int} - T_{ext})}{(T_{in} - T_{ext_base})} \cdot S_b \quad \text{V-13}$$

La loi de chauffe dépend directement du bâtiment coefficient de transfert de chaleur global, intégrant toutes les pertes thermiques (fenêtres, murs, air frais, etc.)

Nous avons imposé la puissance maximale de chauffage P_u^{max} à 30 [W.m⁻²] (3.6 [kW]) pour un bâtiment BBC dans la ville à Mâcon en France. La température extérieure minimale étant de $T_{ext_base} = -10^\circ\text{C}$ [Météo France 2008].

L'enjeu de la gestion du système est de répondre à cette loi de chauffage de manière optimale. Un système thermique est généralement conçu et optimisé pour un point de fonctionnement particulier correspondant en général au point de fonctionnement le plus récurrent. C'est par une gestion optimisée du système que nous parvenons ensuite à étendre ses performances maximales.

V.3.2 Conditions de fonctionnement

Les conditions de fonctionnement dépendent de :

- La température extérieure T_{ext} .
- La température intérieure T_{int} .
- La puissance utile Q_u en fonction de la température extérieure T_{ext} .
- Les débits d'air τ_s , τ_{rec} , τ_{neuf} et τ_{eq} considérés.

Les températures de fonctionnement et les débits d'air sont donnés dans le *Tableau V-3*.

Description	Dim.	Valeur
T_{in}	°C	19
T_{ext_baset}		-10
τ_{neuf}	Vol.h ⁻¹	0.5
τ_{rec}		2.5
τ_s		3
τ_{eq}		0.5
$\tau_{vicié}$		0.5

Tableau V-3 : Températures de fonctionnement et débits d'air

La Figure V-3 illustre la méthode utilisée pour optimiser le nombre de module thermoélectrique. Pour calculer le COP instantané, la température extérieure T_{ext} est considérée comme discrète entre -10°C et 19°C. La valeur de puissance chaude Q_c dépend de la température extérieure, comme représenté par la droite de chauffage, ce qui donne la puissance utile correspondant Q_u (Figure V-2).

Pour le COP saisonnier, nous considérons les variations de la température extérieure (basées sur des données météo). Nous supposons que les résistances thermiques R_{th} , la facteur de mérite ZT , les propriétés et les dimensions des jambes des modules thermoélectriques sont également les mêmes que dans le chapitre précédent.

Puis on cherche le nombre optimal de modules N_{mod}^{opt} et le courant électrique correspondant aux besoins de la demande de chauffage du bâtiment Q_c .

L'expression analytique de la caractéristique de matériau TE, et la géométrie du module sont utilisées comme présenté dans le tableau III-1 du chapitre III.

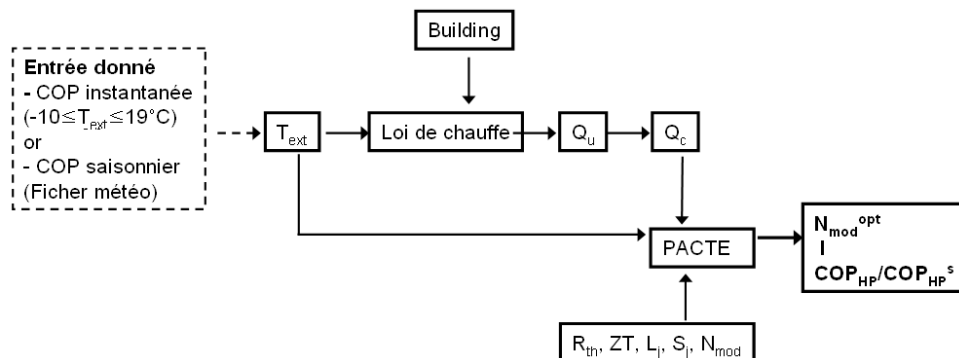


Figure V-3 Principe de l'optimisation du nombre de modules TE de la PACTE avec couplage au bâtiment

V.3.3 Résultats et discussion

Dans cette partie, différentes approches de dimensionnement sont présentées et discutées pour différents cas de couplage. Dans le cas de couplage 1, le nombre de module optimal dépend directement de la température extérieure. Cette approche de dimensionnement simpliste est ensuite améliorée en tenant compte des conditions saisonnières.

Tous les résultats suivants sont issus de la résolution du système d'équation présenté au début de chapitre en utilisant un logiciel solveur de système d'équations (EES).

V.3.3.1 Cas 1 : Couplage de la PACTE avec l'air extérieur

Les résultats du cas 1 sont présentés dans la *Figure V-4 (a) et (b)*. La *Figure V-4 (a)* montre la variation du COP_{PAC} en fonction du nombre de modules et de la température extérieure. L'intensité I_{opt} correspond à l'intensité électrique nécessaire pour satisfaire la demande énergétique Q_c .

Le nombre de modules optimal N_{mod}^{opt} est obtenu lorsque COP_{PAC} est maximum. Comme montré par la ligne en rouge sur la *Figure V-4 (a)*, la valeur N_{mod}^{opt} est dans la gamme de 40-50 en fonction de la température extérieure. L'intensité optimale diminue presque linéairement avec l'augmentation de la température extérieure. Nous pouvons voir qu'il existe une gamme de nombre de modules dans laquelle le COP_{PAC} est proche du COP optimal quelle que soit la température extérieure. Néanmoins, nous ne pouvons pas déterminer la valeur de N_{mod}^{opt} avec la *Figure V-4 (a)*. Ce point sera abordé pendant l'étude du COP saisonnier.

Le COP_{PAC}^{max} augmente jusqu'à une température extérieure de 15°C. Le COP_{PAC}^{max} devrait augmenter avec la température extérieure, même pour des températures supérieures à 15°C. Cependant, la diminution observée dans la *Figure V-4 (a)* est causée par un Q_c faible et la consommation du ventilateur à puissance constante, qui devient dominante dans l'expression de COP_{PAC} dans le tableau V-1. En effet, la puissance chaude Q_c diminue lorsque la température extérieure augmente. Par contre P_{vent} est toujours constante.

La *Figure V-4 (b)* présente la performance maximale, COP_{PAC} et COP_u , en fonction de la température extérieure, avec le nombre optimal de modules qui varie avec les températures extérieures. Notons que le nombre de modules optimal maximisant COP_{PAC} est le même que celui maximisant COP_u . En effet, le nombre de modules optimal N_{mod}^{opt} permet une puissance électrique P_{elec} minimisée. Q_c et Q_u varient linéairement en fonction de la température extérieure, N_{mod}^{opt} est identique que l'on considère COP_{PAC}^{opt} ou COP_u^{opt} .

COP_{PAC} et COP_u atteignent respectivement 2,5 et 1,8 pour T_{ext} 15°C. La valeur de COP_u est toujours inférieure ou égale au COP_{PAC} parce Q_u est toujours plus petit que Q_c en raison de la différence de température entre T_{mell}/T_s et T_{in}/T_s selon les Equations V-7 et V-9. Les deux COP_{PAC} et COP_u diminuent rapidement lorsque la température extérieure est plus élevée que 15°C pour la même raison qu'expliqué dans le paragraphe précédent.

Il pourrait ainsi être possible d'améliorer les performances de la PACTE en réduisant le débit d'air lorsque la température extérieur est élevée.

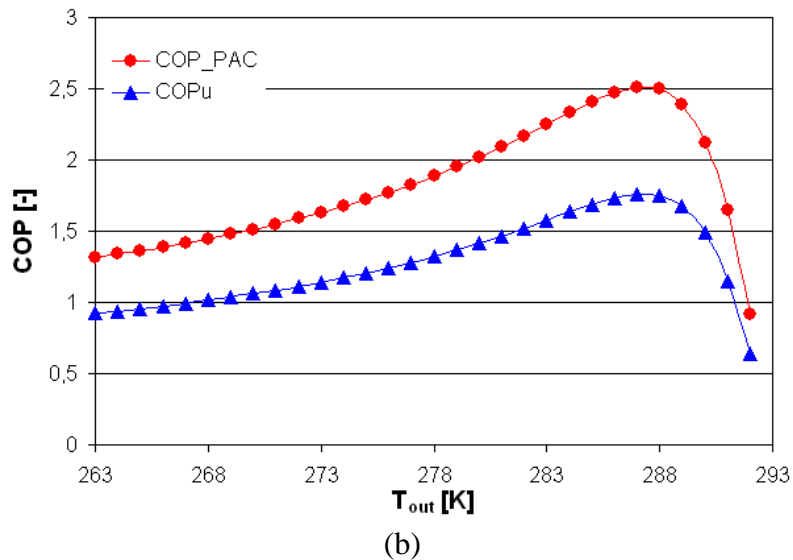
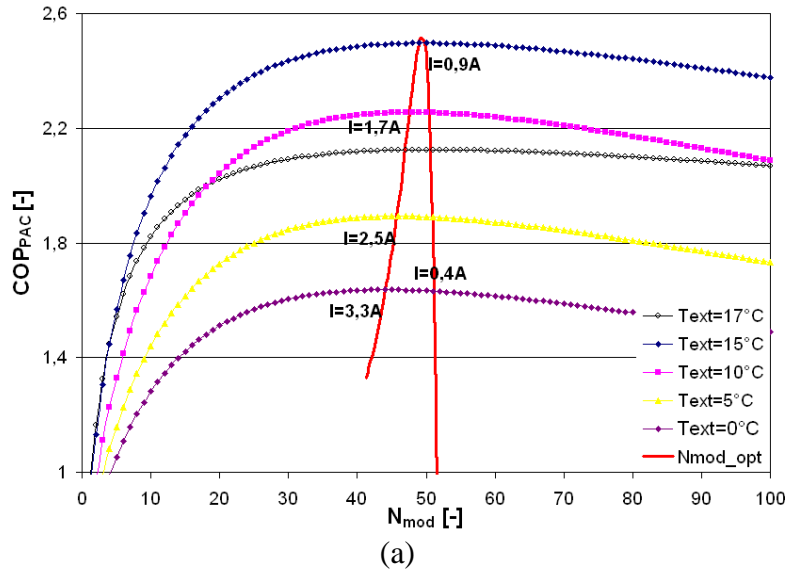


Figure V-4 (a) COP_{PAC} en fonction de l'intensité et du nombre de modules ($T_{ent}=T_{ext}$) (b) différentes valeurs de COP en fonction de la température extérieure

Même lorsque Q_c^{opt} reste en dessous de Q_c , Q_c peut être atteint en augmentant le courant électrique conduisant à une légère diminution de COP_{PAC}. Par conséquent, une gamme de nombre module optimal constant pourra être déduite être optimal pour toute température extérieure.

La partie IV.3.4 montre comment estimer ce nombre de modules optimal en considérant l'ensemble d'une saison hivernale.

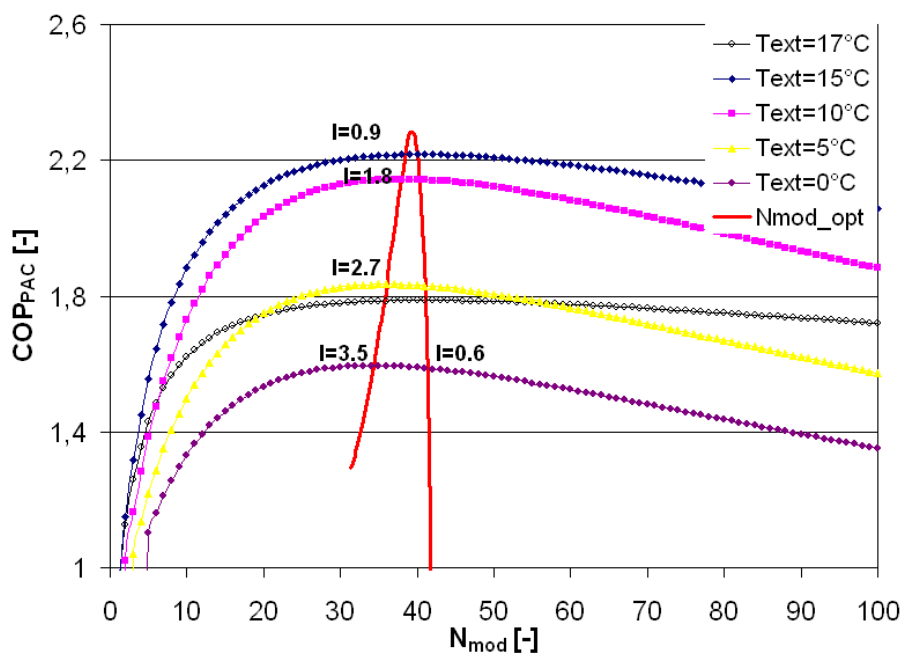
Ici, l'effet du gel n'est pas pris en considération. Le COP est donc légèrement surestimé, le système de dégivrage consommant de l'énergie.

V.3.3.2 Cas 2 : Couplage PACTE avec un échangeur statique (amont)

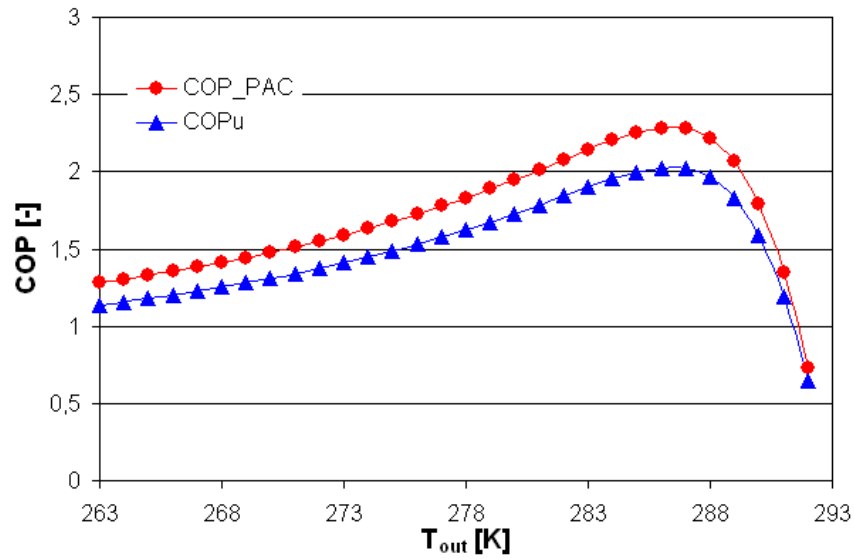
Les résultats du cas 2 sont présentés dans la Figure V-5 (a) et (b). La Figure V-5(a) montre la variation du COP_{PAC} en fonction du nombre de modules et de la température extérieure. Comme ci-dessus, l'intensité correspond à la puissance de besoin Q_c . La tendance est similaire à celui du cas 1. La valeur N_{mod}^{opt} est dans la gamme de 35-42 en fonction de la température extérieure.

La Figure V-5(b) présente COP_{PAC} et COP_u , en fonction de la température extérieure, avec le nombre de modules optimal variant avec la température extérieure.

COP_{PAC} et COP_u atteignent respectivement 2,3 et 2,0 pour T_{ext} 15°C. Nous pouvons voir ici que le COP_{PAC} maximum dans le cas 2 est plus faible que dans le cas 1 et COP_u est plus élevé que dans le cas 1. Comme représenté sur la Figure V-1 (a) et (b), le flux d'air vicié est mélangé avec de l'air neuf sur le côté froid dans le cas 1, tandis que l'air vicié est utilisé pour préchauffer l'air neuf du côté chaud. L'air neuf est directement utilisé pour le côté froid dans le cas 2. Le côté froid ne reçoit plus le gain de la chaleur fournie par l'air vicié dans le cas 2. Pour cette raison, la différence de température entre les deux côtés de la PACTE est plus élevée que dans le cas 1. Par conséquent, COP_{PAC} diminue dans le cas 2 par rapport au cas 1. Au contraire, en raison de préchauffage de l'air neuf, la puissance électrique est moindre que dans le cas 2 alors que COP_u est plus élevé.



(a)

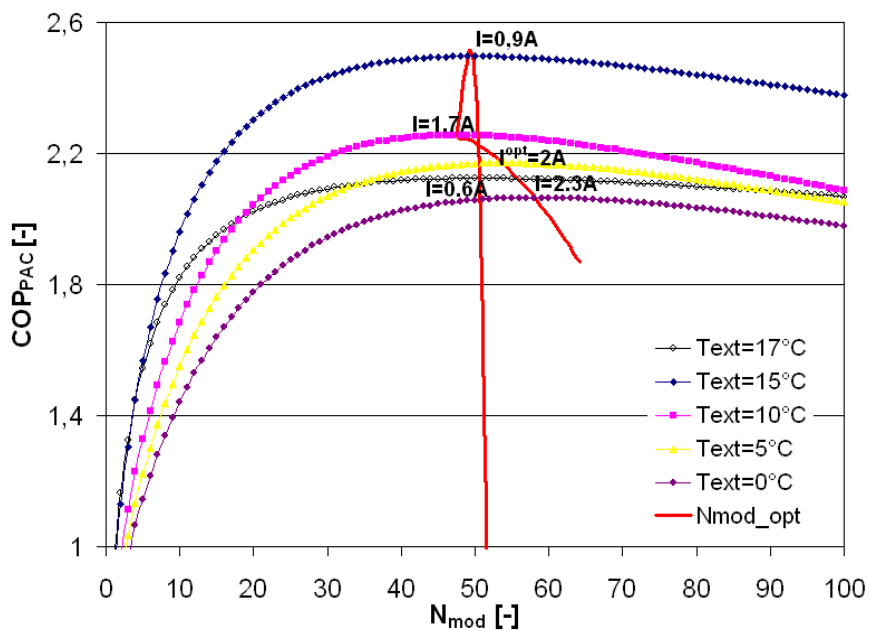


(b)

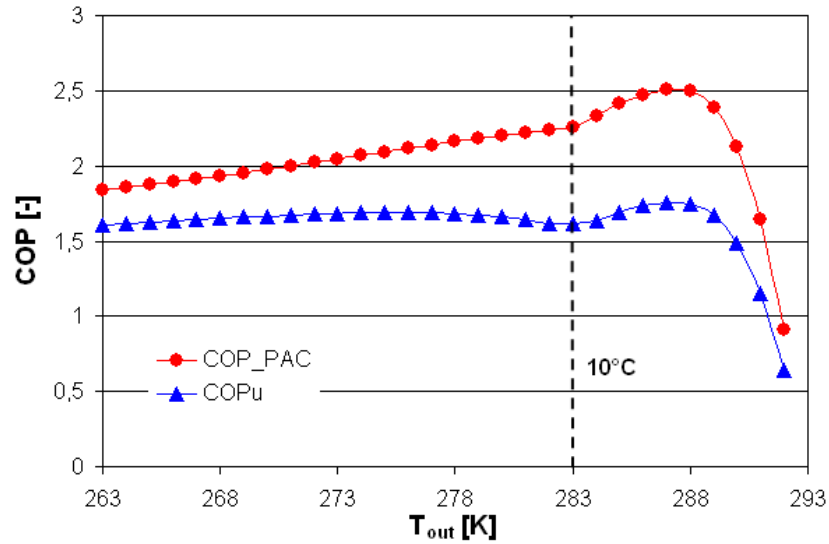
Figure V-5 (a) COP_{PAC} en fonction de l'intensité et du nombre de modules ($T_{ent} = T_{ext}$) (b) différentes valeurs de COP en fonction de la température extérieure

V.3.3.3 Cas 3 : Couplage PACTE avec un puits canadien

Les résultats pour le cas 3 sont présentés dans la Figure V-6 (a) et (b).



(a)



(b)

Figure V-6 (a) COP_{PAC} en fonction de l'intensité et du nombre de modules ($T_{ent}=cst$) (b) différentes valeurs de COP en fonction de la température extérieure

La Figure V-6 (a) et (b) montre que, lorsque la température extérieure est inférieure à 10°C, nous avons besoin de plus de modules en raison de l'écart de température entre les deux côtés de la TEM (ΔT_{TEM} diminue, voir chapitre 2), parce que le puits canadien est actif. La gamme du nombre de modules optimal dans le cas 3 est donc plus grande que dans le cas 1 et 2 en fonction de la température extérieure. Le nombre de modules optimal varie de 45 à 60 ($T_{out} = 0-17^\circ C$).

La valeur COP_{pac} et COP_u sont toujours supérieures dans le cas 3 par rapport au cas 1 lorsque la température extérieure est inférieure à 10 °C.

Dans ce cas, considérant la loi de chauffe, nous ne pouvons pas définir clairement un nombre de modules optimal. Toutefois, étant donné que COP_{PAC} n'est pas très sensible à N_{mod} (une différence de ± 10 modules autour N_{mod}^{max} , entraîne une dégradation du COP_{PAC} de seulement 0,5%), on peut anticiper que même si nous ne pouvons pas définir clairement un nombre optimal de modules, la performance du système sera toujours élevée. Pour améliorer cette approche, nous devons tenir compte des conditions saisonnières dans la partie suivante afin d'optimiser le nombre de modules.

V.3.3.4 COP Nominal

Ces performances doivent être comparées à celles déduites pour les conditions nominales de fonctionnement définies dans la norme européenne [NF EN 14511], à titre de référence. Cette norme est relative à la PACTE seulement, sans considérations de couplage. Le COP nominal est défini pour la température de fonctionnement suivantes : $T_c^{in} = T_{mel1} = 20^\circ C$, $T_c^{out} = T_s = 35^\circ C$ et $T_f^{in} = T_{mel2} = 7^\circ C$. La charge thermique de la PACTE est fixée à 4.6 kW, en fonction du débit d'air ($900 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et les températures d'entrée et de sortie du côté chaud. Les propriétés thermoélectriques et les résistances thermiques restent inchangées.

Comme on peut le constater, la charge thermique ($Q_c = 4.6 \text{ kW}$) est surestimée pour les trois cas de couplage considérés. Ainsi, COP_n n'est pas totalement représentatif des conditions

réelles de fonctionnement de la PACTE. Par ailleurs, le nombre de modules optimal ne peut pas varier en fonction des conditions météo pour une installation donnée. En conclusion, la condition nominale ne peut pas être utilisée pour dimensionner correctement une PACTE.

V.3.3.5 Bilan sur les COP instantanés

La gamme du nombre de modules optimal est différente pour chaque cas et dépend de la température extérieure. Il y a deux raisons pour cela :

- Tout d'abord, il y a une influence de Q_c variant avec les différents cas de couplage.
- La différence de température entre les deux côtés du système thermoélectrique affecte le nombre de modules optimal, comme représenté sur la figure (*paragraphe III.3.3*). Lorsque ΔT_{TEM} augmente, l'intensité optimale augmente également, ce qui entraîne une diminution du nombre de modules optimal. Le dimensionnement de la PACTE ne peut être déduit facilement des conditions nominales et doit prendre en compte l'ensemble des paramètres météo d'une saison et du couplage spécifique au bâtiment. La méthode proposée est décrite dans la partie suivante.

Une différence notable est observée en considérant COP_{PAC} ou COP_u . Il est donc fondamental de considérer l'ensemble du système (PACTE couplée au bâtiment) et d'optimiser ses performances. Toutefois, le nombre de modules optimal menant à maximiser COP_{PAC} est identique à la maximisation de COP_u .

V.3.4 Optimisation avec des conditions saisonnières

Dans les études de cas de couplage précédent, nous avons mis en évidence la variation du nombre de modules optimal avec la température extérieure. Même si une gamme optimale de modules peut être déduite, les conditions saisonnières doivent être prises en compte. Dans cette partie, nous comparons les performances saisonnières pour les différents couplages considérés. Dans la suite, la performance hivernale pour la ville de Macon est considérée. Évidemment, les résultats présentés ici dépendent fortement de la météo et du bâtiment considéré.

Comme le nombre de modules optimal est le même pour les deux COP_{PAC}^s et COP_u^s , seul COP_{PAC}^s est considéré dans cette partie afin de déterminer le nombre de modules optimal.

Pour comparer la dégradation des performances par rapport au cas idéal où le nombre de modules peuvent être adapté à chacune des conditions de température, nous estimons l'écart de performance (EG) entre COP_{PAC}^s pour un nombre fixe de modules et $COP_{PAC}^{s, opt}$ obtenu pour un nombre variable de modules optimal en fonction de la température extérieure :

$$EG(\%) = \frac{COP_{PAC}^s(N_{mod}) - COP_{PAC}^s(N_{mod}^{opt}(T_{out}))}{COP_{PAC}^s(N_{mod}^{opt}(T_{out}))} \quad \mathbf{V-14}$$

La Figure V-7 montre l'évolution d'EG en fonction du nombre de modules pour les trois cas de couplage.

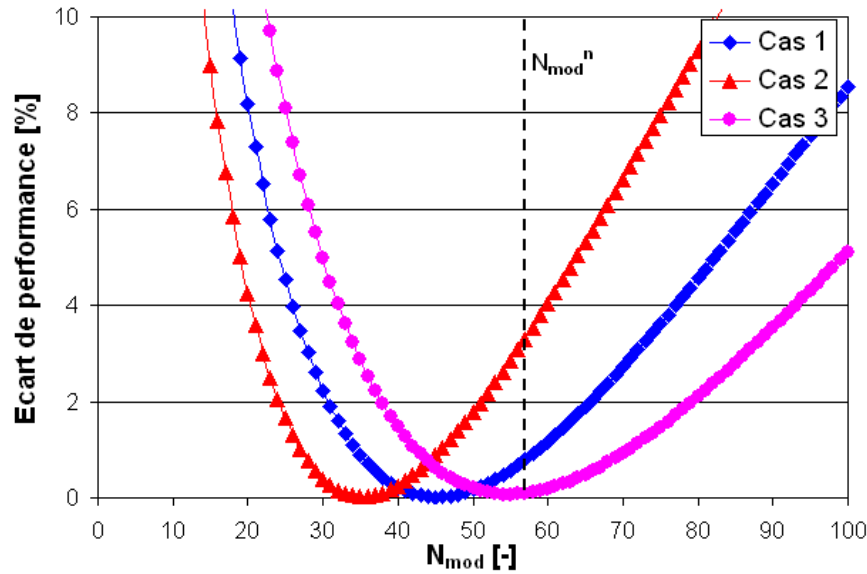


Figure V-7 Ecart de performance (EG) % dans la ville Mâcon en fonction du nombre de module

Ces valeurs d’EG permettent de trouver le nombre de modules optimal selon les performances saisonnières de la PACTE couplée au bâtiment. Le nombre de modules optimal est déduit lorsque la valeur EG est minimale. La Figure V-5 montre que le nombre optimal de modules sont 45, 35, et 55 pour les cas respectifs 1, 2, et 3. Les COP_{PAC} correspondants sont de 1.8, 1.7, et 2.1. Les faibles valeurs d’EG rapportées signifient que les dégradations de performances saisonnières sont faibles lorsque l’on a un nombre approprié de modules. Ceci est en accord avec les résultats présentés dans la partie V.3.3.

Le tableau V-4 regroupe ces résultats.

	N _{mod} =f(T _{ext}) (Parti V.3.3.1-2-3)		Méthode EG (Parti V. 3.4)				N _{mod} pour la condition nominale (Parti V. 3.3.4)		
	COP _{PAC} ^s	N _{mod}	COP _{PAC} ^s	EG (%)	N _{mod} ^{opt}	ΔN _{mod} (%)	COP _{PAC} ^s	EG(%)	N _{mod} ⁿ
Cas 1	1.801	40-50	1.801	-0.011	45	-21	1.787	-0.789	57
Cas 2	1.744	35-42	1.743	-0.006	35	-39	1.678	-3.785	
Cas 3	2.139	45-60	2.138	-0.065	55	-4	2.138	-0.084	

Tableau V-4 : Performances (COP) optimales

L'écart de performance (EG) résultant, dans un dimensionnement basé sur des conditions nominales, est également représenté sur la Figure V-7 (pour N_{mod}ⁿ = 57), pour tous les cas de couplage. Les résultats de l'approche des différentes conceptions sont résumés dans le tableau V-4. Nous comparons le COP saisonnier de la pompe à chaleur obtenu avec trois différentes méthodes de dimensionnement : N_{mod}(T_{ext}) dans le cas idéal (N_{mod} est variable pour chaque température extérieure), N_{mod}^{opt} déterminé avec notre méthode (N_{mod}^{opt}(EG) est déterminé pour chaque cas en fonction de la méthode proposée dans la section 3.2) et N_{mod}ⁿ (selon les conditions nominales). Les variations sur le nombre de modules pour les différentes approches de conception sont calculées comme suit :

$$\Delta N_{\text{mod}} (\%) = \frac{N_{\text{mod}} - N_{\text{mod}}^n}{N_{\text{mod}}^n} \quad \text{V-15}$$

Selon les résultats, notre méthode de conception conduit à des valeurs de COP_{PAC}^s proches de celles obtenues à partir de la $N_{mod}(T_{out})$ dans le cas idéal. L'EG maximum est de 0,0654 % dans le cas 3.

Nous montrons également qu'il ya une légère différence entre le cas idéal et le cas nominal pour COP_{PAC}^s . Pour le cas 2, les performances pourraient être améliorées par un maximum de 4 %, si le nombre de modules est optimisé. En plus, cette optimisation conduit également à une réduction importante de la quantité de module de 39% par rapport aux conditions nominales (équation v-15) ce qui permettrait de réduire significativement le coût du système. En conclusion, le nombre de modules a un faible impact sur les performances du système.

La méthode proposée est le meilleur moyen d'estimer le nombre optimal de modules et d'améliorer les performances du système en considérant la PACTE couplé au bâtiment.

V.4 Contrôle-commande de la PACTE couplée au bâtiment en mode dynamique

Dans la partie qui suit, on présente la méthode employée pour effectuer le couplage entre le modèle analytique et l'environnement TRNSYS dans le mode dynamique en prenant en compte la météorologie variable d'une saison, l'inertie du bâtiment, son orientation, son taux d'occupation, les apports thermiques internes, ...

V.4.1 Hypothèses

V.4.1.1 Principe général

Le principe du couplage PACTE avec un bâtiment repose sur l'exploitation des données météorologiques fournies par TRNSYS et EES. TRNSYS permet de définir précisément les besoins de chauffage du bâtiment BBC INCAS, en fonction des conditions météorologiques dans lesquelles il est placé. La température extérieure et la puissance de chauffage du bâtiment servent de données d'entrée au modèle réalisé sous EES, traitant la partie relative à la PACTE.

L'approche proposée est résumée par l'algorithme de la Figure V-8.

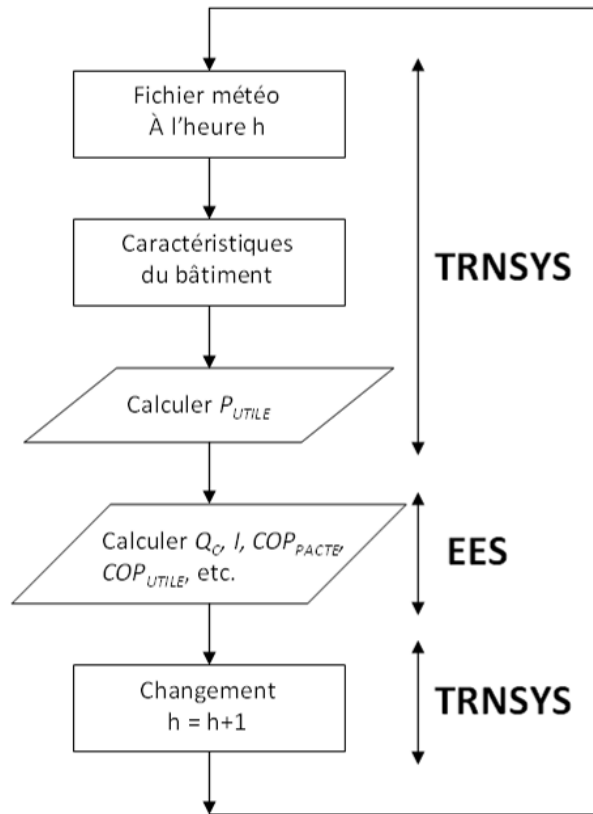


Figure V-8 Algorithme de modélisation du couplage de la PACTE au bâtiment

Nous supposons un couplage de type cas 1. Le nombre de modules Mondragon est fixé à 36 (surface totale d'échange de 37 x 37 cm). La résistance thermique et la puissance mécanique de la PACTE considérée correspond au cas réel de notre prototype (voir la Chapitre 4).

Le système « PACTE + Bâtiment BBC » est placé dans trois villes correspondant à trois climats distincts. Ces villes sont : Trappes en zone H1, La Rochelle en zone H2, et Nice en zone H3. La zone H3 est celle où le climat est le plus doux, c'est-à-dire là où les besoins de chauffage sont les plus faibles.



Figure V-9 3 zones climatiques différentes selon la RT 2005

V.4.1.2 Description du Bâtiment INCAS

Le bâtiment de référence retenu pour ce travail est le bâtiment INCAS, présent sur le site de l'INES au Bourget-du-Lac. Ce logement a une surface habitable de 97,5 m² (6.7 x 7.5 x 2 étages), répartis sur deux étages, avec une hauteur de 2,70 m par étage, soit un volume de 263,3 m³ (Voir la Figure V-10).

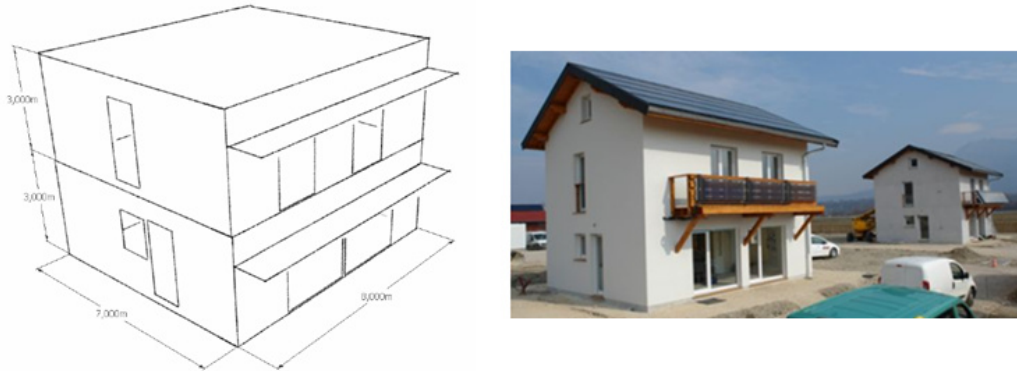


Figure V-10 Bâtiment INCAS

Composition des parois pour la maison « BBC » :

Type de paroi	Matériau	Epaisseur (cm)	Conductivité (W/m/K)	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur spécifique (J/kg/K)
Mur extérieur (épaisseur : 50 cm)	Blocs béton	15	0,74	800	648
	Laine de verre semi rigide	20	0,035	12	840
	Blocs béton	15	0,74	800	648
Plancher bas (épaisseur : 45 cm)	Polystyrène extrudé	25	0,029	15	880
	Hourdis	16	1,23	1300	648
	Béton lourd	4	1,75	2400	880
Combles (épaisseur : 41,3 cm)	Laine de verre semi rigide	40	0,035	12	840
	plaque de plâtre	1,3	0.32	850	799
Plancher intermédiaire (épaisseur : 22 cm)	Béton plein	22	1,75	2400	880

Menuiserie de la maison BBC :

Vitrage Extérieur

Emissivité Extérieure	0.837	
Transmission Solaire	0.784	
Refléctance Extérieure	0.071	
Epaisseur	0.006	[m]
Refléctance Intérieure	0.071	
Conductivité	1	[W/(mK)]
Emissivité intérieure	0.837	

Argon	Epaisseur	0.016	[m]
	Conductivité	0.0163	[W/(mK)]
	Cp	521.9	[J/(kg.K)]
	Densité	1.7818	[kg/m ³]
Vitrage Intérieur	Emissivité Extérieure	0.103	
	Transmission Solaire	0.571	
	Refléctance Extérieure	0.229	
	Epaisseur	6	[m]
	Refléctance Intérieure	0.156	
	Conductivité	1	[W/(mK)]
	Emissivité intérieure	0.837	
Cadre	U	1.3	[W/(m ² .K)]
	Fraction de Cadre	15	[%]
	Absorptivité	90	[%]

Figure V-11 Caractéristiques thermique du bâtiment INCAS

Les différentes configurations de couplage de la PACTE au BBC INCAS envisagées sont présentées succinctement dans cette section.

- **Ventilation maison BBC :**

On considère un débit de ventilation double flux (rendement 0,75) de 0,5 vol/h. auquel vient se rajouter un débit dû aux infiltrations d'air supposé constant égal à 0,042 vol/h (auquel ne s'applique pas bien sûr le rendement de la ventilation double flux). Pour la période estivale (mois juin, juillet, août) on considère une sur-ventilation nocturne de 3 vol/h entre 22H et 7H00, 0,542 vol/h le reste du temps. On n'utilise pas la ventilation double flux l'été.

- **Gestion de l'énergie**

La *Figure V-12* décrit l'évolution des températures de consignes par heure.

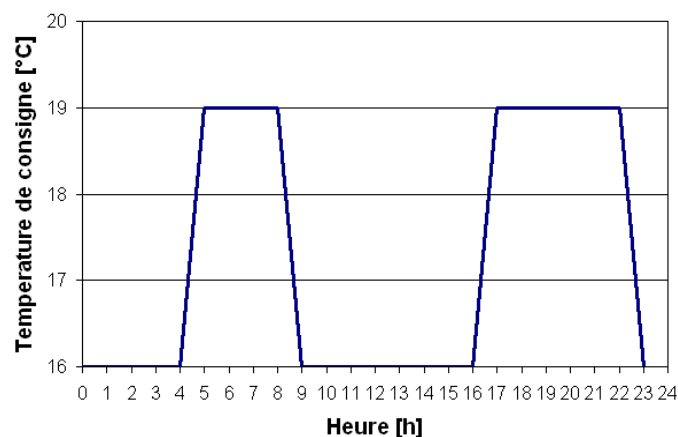


Figure V-12 Caractéristique thermique du bâtiment INCAS

Le calcul des charges de chauffage est effectué pour une saison définie d'octobre à mai et une consigne de température intérieure fixée à 19°C le jour et 16°C la nuit. Au-delà de 19°C l'évolution est libre.

- **Scénarios d'occupation**

Le scénario d'occupation correspond à une famille de 4 personnes, ayant une activité extérieure chaque jour de la semaine :

- 2 personnes présentes de 17 heures à 18 heures ;
- 4 personnes présentes de 18 heures à 8 heures.

Si l'on suppose un dégagement de chaleur sensible de 80W par personnes, cela donne 1690 kWh par an d'apport par les occupants (il est supposé que la maison est occupée tout au long de l'année).

V.4.2 Lois de commande (débit constant / variable)

La Figure V-13 montre l'évolution de la puissance utile de chauffage heure par heure pour toute une saison hivernale.

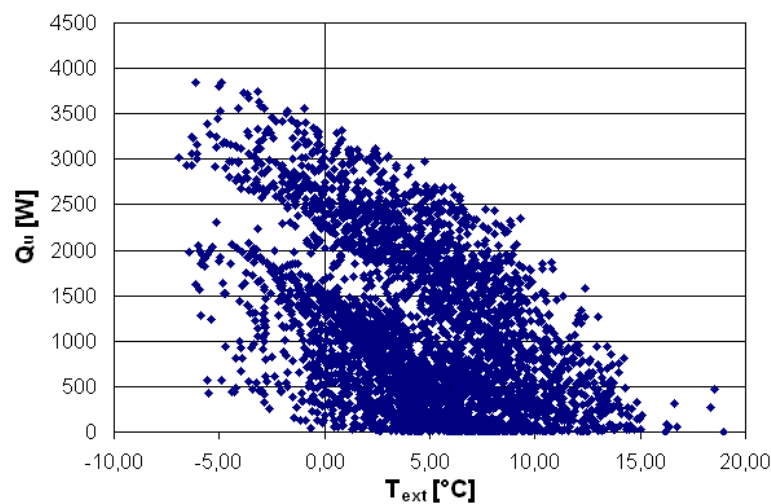


Figure V-13 Evolution de la puissance utile de chauffage heure par heure à Trappe

On remarque que la puissance utile décrit un nuage de point en fonction de la température extérieure. Cela traduit le fait que nous étudions ici le cas dynamique. La puissance est adaptée en fonction des conditions réelles et prend en compte la dynamique (l'inertie) du bâtiment.

Dans le cas statique, nous fixons le taux de soufflage à 3 vol.h^{-1} . Ainsi, pour des températures extérieures élevées, la puissance de ventilation devient prédominante, et dégrade les performances du système (voir figure V-4, 5 et 6 (b)).

Dans le cas dynamique, le taux de soufflage est adapté et dépend de la température extérieure, cela permet d'optimiser les performances du système.

La Figure V-14 montre le nuage de point de la température d'air soufflé en fonction de la température extérieure pour les cas à débit fixe et débit variable optimisé. Dans le cas d'un débit variable, lorsque les températures extérieures sont élevées, le débit de l'air de soufflage est réduit. Cela permet de réduire la consommation électrique imputée aux ventilateurs. Le débit de soufflage est calculé à chaque instant pour maximiser le COP_{PAC} . Au lieu de

diminuer le débit soufflage lorsque la température extérieure est élevée, la température de soufflage est augmentée (selon l'équation V-9) comme le montre la Figure V-14. La température de soufflage au cours de l'année pour les cas 2 et 3 sont présentés dans les Annexe III.

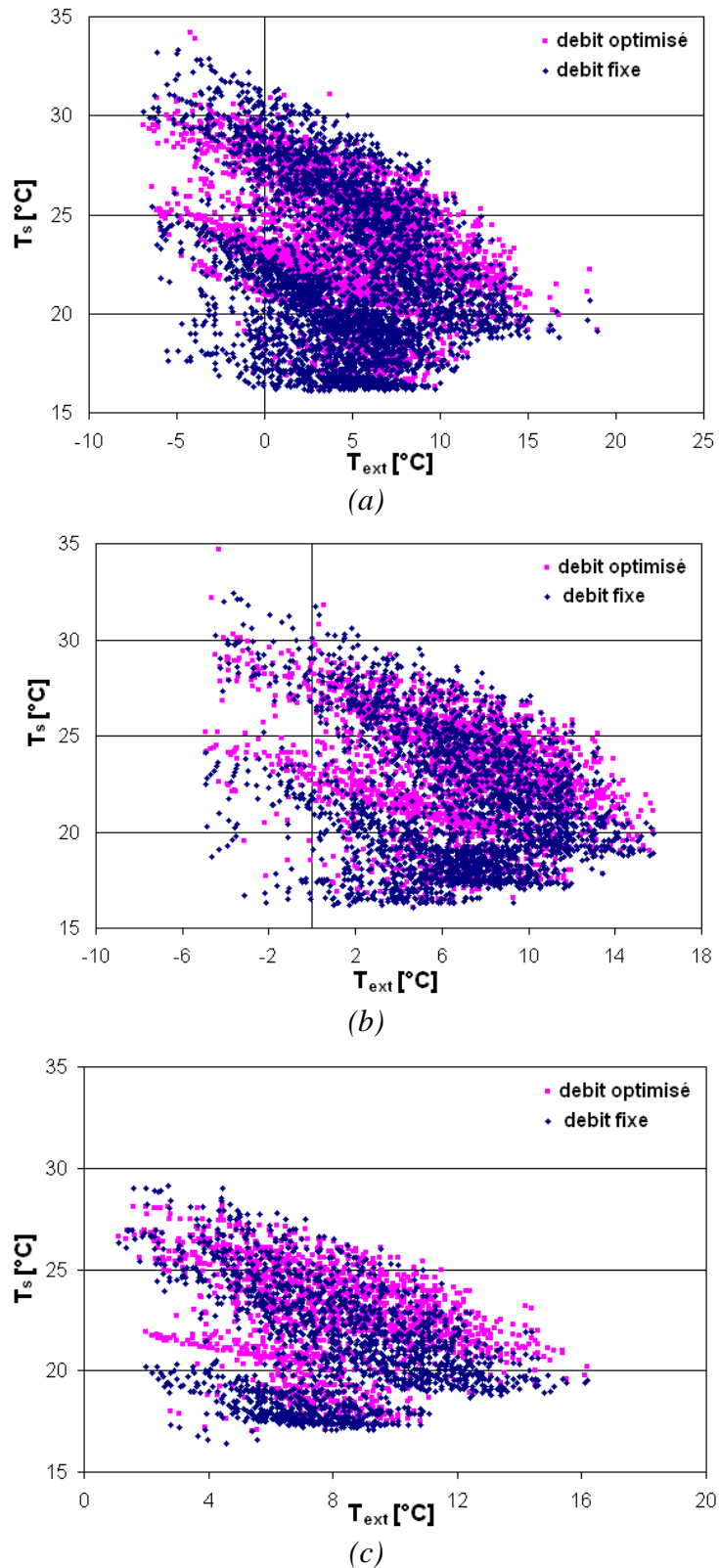


Figure V-14 Température de l'air soufflé du bâtiment INCAS en fonction de la température extérieure pour la ville de (a)Trappes (b) La rochelle (c) Nice

La Figure V-15 montre l'évolution du taux de soufflage heure par heure pour toute une saison hivernale. Nous avons imposé le taux de soufflage entre 0.5 et 4.5. Les points à 0,5 vol/h correspondent aux moments où la PACTE est inactive et où seul le taux de renouvellement hygiénique est pris en compte. La température de soufflage (T_s) a été déterminée pour un débit de soufflage optimisé correspondant au COP maximal pour chaque heure.

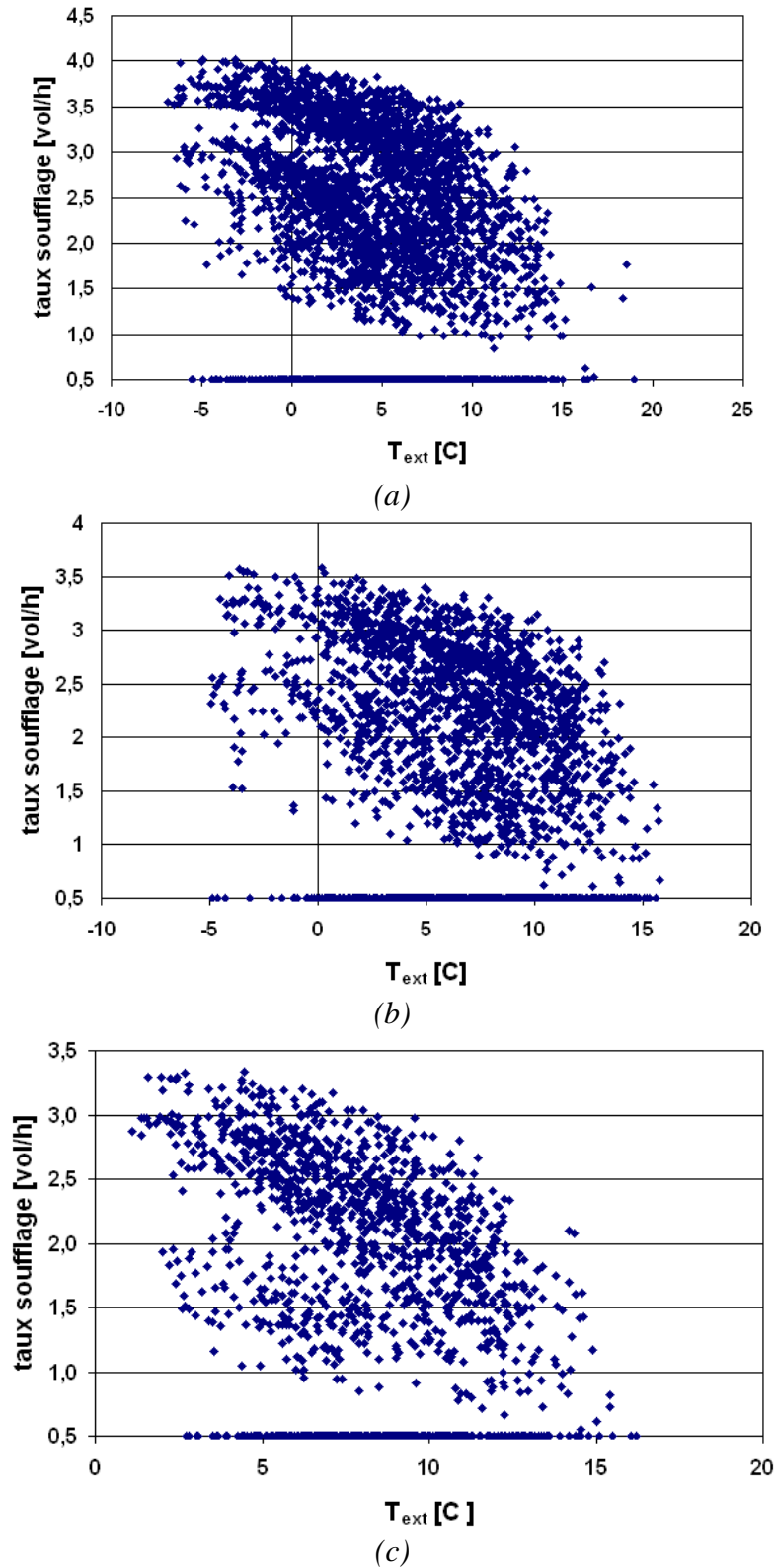


Figure V-15 (a) Taux soufflage du bâtiment INCAS en fonction de la température extérieure pour la ville de (a) Trappes (b) La Rochelle (c) Nice

V.4.3 Etude comparative (COP_s , consommation énergétique...)

Le travail mené permet de mettre en évidence l'influence du débit sur la performance du couplage PACTE-Bâtiment pour les différentes.

La Figure V-16 compare le COP de la PACTE pour les trois villes étudiées et pour un débit d'air fixe et variable. La Figure V-17 compare le COP utile pour les trois villes étudiées et pour un débit d'air fixe et variable.

En comparant les données de la Figure V-16 et de la Figure V-17, on note que la performance de la PACTE est plus performante à Nice qu'à Trappes, dans le cas du couplage 1. En effet, il fait globalement plus chaud à Nice. Lorsque la température extérieure est élevée et que la PACTE fonctionne, l'écart de température entre les sources froide et chaud tend à se réduire, et le système thermoélectrique devient plus performant.

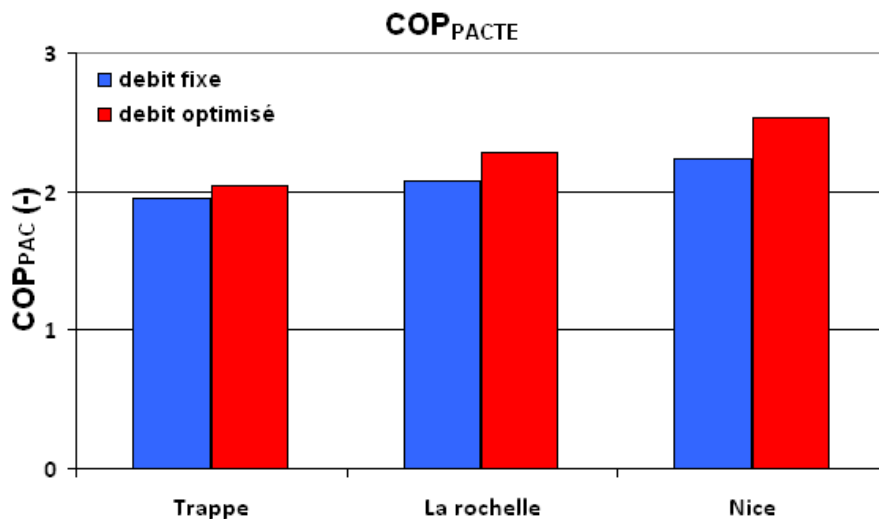


Figure V-16 Evaluation du COP_{PAC} en fonction du climat, pour les différents débits.

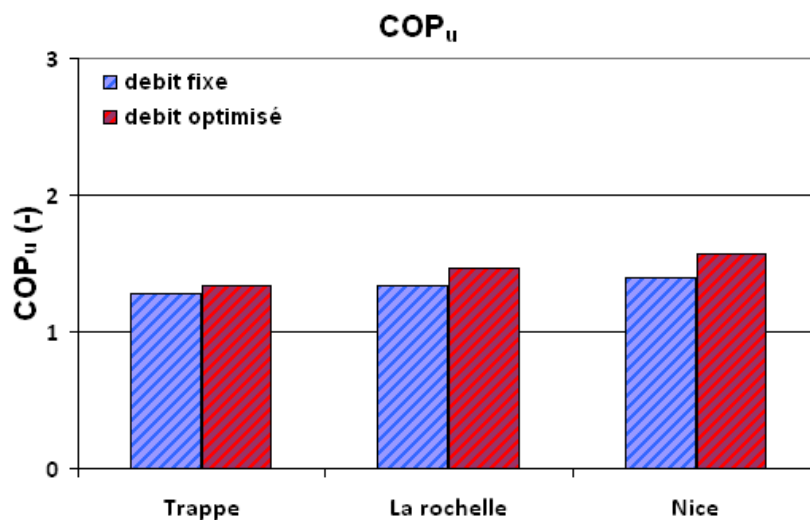


Figure V-17 Evaluation du COP_u en fonction du climat, pour les différents débits.

La Tableau V-5 montre que le bilan des énergies mises en jeu pour les différents débits et climats. L'adaptation du débit permet d'améliorer le COP de 10 à 20 %. L'augmentation est d'autant plus forte que le climat est doux. En effet, c'est pour ces conditions de température que la consommation de la ventilation impacte les performances du système dans le cas d'un débit fixe.

Trappes							
	ΣP_u	ΣQ_c	ΣP_{elec}	ΣP_{vent}	COP_u^s	COP_{PAC}^s	ΔCOP (fixe ; variable)
Débit	(MWh)	(MWh)	(MWh)	(MWh)			
Fixe	4,32	6,59	2,99	0,33	1,28	1,95	+4 %
Variable			3,06	0,17	1,34	2,04	
La Rochelle							
	ΣP_u	ΣQ_c	ΣP_{elec}	ΣP_{vent}	COP_u^s	COP_{PAC}^s	
Débit	(MWh)	(MWh)	(MWh)	(MWh)			
Fixe	2,35	3,67	1,5	0,26	1,34	2,08	+9 %
Variable			1,51	0,1	1,46	2,28	
Nice							
	ΣP_u	ΣQ_c	ΣP_{elec}	ΣP_{vent}	COP_u^s	COP_{PAC}^s	
Débit	(MWh)	(MWh)	(MWh)	(MWh)			
Fixe	1,27	2,05	0,74	0,17	1,39	2,24	+11 %
Variable			0,75	0,06	1,57	2,53	

Tableau V-5 Bilan des énergies mises en jeu pour les différents débit et climats

Les deux cas 2 et 3 pour La rochelle et Nice sont présentés dans les annexes II.

V.5 Conclusion sur le couplage au bâtiment

Cette étude traite de la détermination des conditions optimales de fonctionnement d'une PACTE air-air couplée au bâtiment. On cherche ici à obtenir le nombre de modules optimal et l'intensité correspondant au COP maximal du système. Du fait du couplage de la PACTE au bâtiment, la puissance de chauffage est imposée par la température extérieure, via une loi de chauffe linéaire.

Lorsqu'on couple la PACTE à un bâtiment, on peut distinguer deux cas : (1) la température d'entrée de l'air de la PACTE du côté source froide correspond à la température extérieure (variable) ; (2) la température d'entrée de l'air est constante (puits géothermique par exemple).

Dans le premier cas, on montre qu'il existe une gamme de nombre de modules pour lequel le système fonctionne à COP quasi maximal, quelles que soient les conditions extérieures.

Néanmoins, dans le cas d'un système de pompe à chaleur réel, il est nécessaire de fixer le nombre de modules pour un bâtiment donné. Ce nombre de module doit permettre d'optimiser les performances en prenant en compte les variations de climat annuel. Ainsi, nous avons étudié le cas dynamique du fonctionnement de la PACTE en prenant en compte tous les paramètres de fonctionnement de la PACTE intégrée au bâtiment, en particulier, les apports de chaleur extérieur (soleil en fonction de l'exposition, la saison, l'heure), intérieur (occupant, appareils électroménager) ainsi que les pertes (isolation). Dans ces conditions, l'optimisation du nombre de modules permet un gain de performance de l'ordre de 4 % (tout en réduisant le nombre de modules par rapport aux conditions nominales de 63 %). Enfin, l'adaptation du débit d'air permet encore un gain de 10 à 15 %. L'optimisation des performances dépend du type de bâtiment, du type de couplage et de la région climatique considéré. Ainsi, il a été estimé que notre prototype de pompe à chaleur permettait d'obtenir un COP_{PAC} entre 2 et 2,5 et un COP_u entre 1,3 et 1,6.

Conclusion générale

Cette thèse en collaboration avec le laboratoire LOCIE et la société EDF a été lancée dans le but de développer un prototype de pompe à chaleur thermoélectrique capable d'assurer la puissance de chauffage nécessaire à un logement de type BBC. L'innovation apportée ici est d'une part d'associer un échangeur thermique utilisant la technique du jet impactant avec des ailettes à aiguilles, et d'autre part de concevoir un module TE optimisé. Le travail s'est articulé autour de cinq thèmes :

- Etude bibliographique.
- Analyse numérique d'un échangeur à jets impactant.
- Conception optimisée du panneau thermoélectrique.
- Etude expérimentale du système d'un prototype PACTE.
- Couplage de la pompe à chaleur thermoélectrique au bâtiment.

L'étude bibliographique montre l'intérêt dans le cadre de la préparation aux futures réglementations thermiques pour le bâtiment, de l'amélioration des performances énergétiques des systèmes de chauffage/climatisation de l'habitat. En effet, l'utilisation de systèmes basse consommation ou passif permet de réduire la facture énergétique et réduire l'impacte environnemental des systèmes de régulation thermique des bâtiments

Parmi les systèmes de chauffage/climatisation, les pompes à chaleur thermoélectriques ont l'avantage d'être silencieuses, sans pièce mécanique, compactes et sans fluide frigorigène à fort potentiel de réchauffement global. Elles présentent aussi l'intérêt d'être efficacement couplées à des panneaux solaires photovoltaïques.

L'inconvénient principal de ces systèmes vient d'un coefficient de performances relativement faible. L'étude est en grande partie orientée vers cet objectif d'amélioration du COP du système. Cela passe par l'étude de nombreux points dont nous allons tirer les principales conclusions.

Nous avons donc modélisé le module thermoélectrique et l'échangeur thermique avec une approche multi-physique et amélioré l'intégration énergétique du système. Pour réduire la résistance de répartition et uniformiser la densité de flux, nous avons proposé d'utiliser une architecture de module innovante basée sur une densité de jambe plus faible.

Parmi l'ensemble des solutions à l'intensification des échanges de chaleur abordées dans ce rapport, certaines semblent offrir des performances plus intéressantes que d'autres tel que le jet impactant. Cette méthode permet un important transfert de chaleur avec une grande surface d'échange (couplé aux ailettes) et est bien adapté aux modules thermoélectriques car ils ont une densité de flux élevée.

Nous avons développé et validé (grâce aux résultats expérimentaux de la littérature) un modèle CFD de jet impactant unique après avoir considéré différentes hypothèses (maillage, modèle de turbulence...). Par la suite, le modèle a été adapté à une configuration multi-jets

avec et sans ailettes. Des ailettes ont été ajoutées pour augmenter la surface d'échange et améliorer les échanges dans les zones de stagnation du fluide. Avec cette configuration nous avons obtenu une faible résistance thermique de 0.0015 [K/W]. Nous avons étudié l'homogénéisation du débit d'entrée des buses (distributeur) et calculé la perte de charge pour le distributeur et le collecteur.

La perte de charge de la zone des jets impactant est relativement faible, la grande partie des pertes venant du collecteur. Afin de diminuer la perte de charge imputée au collecteur, nous avons envisagé d'augmenter la hauteur des buses d'injection de 5cm à 10cm, ce qui réduit la perte de charge de 34 %.

La modélisation d'une pompe à chaleur thermoélectrique a permis de définir les conditions de fonctionnement les plus favorables en terme de performance :

- Nous avons déterminé les résistances thermiques des échangeurs du côté chaud et froid, ainsi que les températures entrée/sortie de la PACTE. Nous définissons ainsi les conditions permettant d'obtenir un $COP_n = 2,5$ en fonction de ZT.
- Nous avons étudié la variation du nombre de modules optimal en fonction de ΔT , R_{th} et ZT. Pour ΔT , R_{th} et ZT faible, le nombre de modules optimal augmente.
- Pour un ratio section / longueur donné, nous avons optimisé le nombre de jambes (avec l'intensité correspondante) de la PACTE (COP_m maximal) dans les conditions de référence.

Nous avons proposé l'utilisation d'un module thermoélectrique innovant construit à partir d'une densité de jambe plus faible et homogénéisé la répartition du flux thermique par rapport aux modules standards. Cette méthode permet de réduire la résistance thermique. Nous avons sélectionné une architecture de module en trouvant un compromis entre coût, performance (R_{th} , ΔP et COP) et fiabilité. L'architecture innovante retenue est la configuration 3 avec $S_{base} = 3 \times S_{init}$. L'utilisation de module innovant permet d'augmenter le COP_{PAC} ($T_{ext} = -10^\circ C$) de l'ordre de 4.2 % et de diminuer 75 % de volume matière de matériaux semi conducteur.

Cela a permis de dresser le cahier des charges d'une PACTE qui a été fabriquée avec des modules thermoélectriques sur mesure et qui est maintenant en cours de test. Une étude expérimentale pour différents débits a été réalisée. La courbe d'évolution de la perte de charge traduit un fonctionnement cohérent avec nos simulations.

Enfin, le prototype d'échangeur et un module thermoélectrique innovant ont été réalisés afin d'effectuer une étude expérimentale d'une pompe à chaleur thermoélectrique. Au moment où ce rapport est rédigé, nous n'avons pas de résultats avec les nouveaux modules. Les résultats seront disponibles fin avril 2013. L'utilisation de modules innovants (écartement entre jambe optimisé et pas de plaque céramique) devait permettre de diminuer la résistance thermique du système. Néanmoins, la tenue mécanique de tels modules est apparue critique. Le prototype ainsi testé utilise des modules standards, et la disposition des modules a été revue tout en conservant le même débit d'air. Nous anticipons donc une dégradation des performances du système (dégradation du COP). Néanmoins, ce système permettra de valider les modèles théoriques et quantifier les performances de l'échangeur à jets impactant.

Avec la technique du jet impactants et les modules Ferrotec, nous pouvons attendre un COP_{PAC} de 1,49 (à comparer aux 1,45 avec un échangeur à ailettes planes). Néanmoins, c'est avec les modules innovants de Mondragon que la solution devient vraiment avantageuse, puisque le COP_{PAC} attendu pourrais atteindre 1,63, soit une augmentation du COP_{PAC} de 12 %.

Enfin, nous avons étudié le cas dynamique du fonctionnement de la PACTE en prenant en compte tous les paramètres de fonctionnement de la PACTE intégrée au bâtiment, en particulier, les apports de chaleur extérieur (soleil en fonction de l'exposition, la saison, l'heure), intérieur (occupant, appareils électroménager) ainsi que les pertes (isolation). Dans ces conditions, l'optimisation du nombre de modules permet un gain de performance de l'ordre de 4 % (tout en réduisant le nombre de modules par rapport aux conditions nominales de 63 %). Nous avons comparé deux COP. Le COP_{PAC} considère la puissance de chauffage de la PACTE normalisée par la consommation complète du système, incluant la consommation des ventilateurs auxiliaires. Le COP_u considère la puissance utile de chauffage fournie au bâtiment Q_u normalisée par la consommation complète du système, incluant la consommation des ventilateurs auxiliaires.

L'adaptation du débit d'air permet encore un gain de 10 à 15 %. L'optimisation des performances dépendent du type de bâtiment, du type de couplage et de la région climatique considéré. Ainsi, il a été estimé que notre prototype de pompe à chaleur permettait d'obtenir un COP_{PAC} entre 2 et 2,5 et un COP_u entre 1,3 et 1,6.

Perspectives

Nous avons montré que le module innovant présentait des problèmes de fiabilité. En effet, l'approche de l'étude (optimisation des performances théorique pour définir le cahier des charges) n'a pas permis d'anticiper ce risque.

Des études complémentaires seraient nécessaires afin de mieux prendre en compte l'effet combiné de la résistance thermique et de la perte de charge pour obtenir une architecture mieux optimisée.

Nous proposons de réduire la perte de charge de l'échangeur en optimisant le dimensionnement du collecteur. Une étude sur l'optimisation de la forme des buses d'injection permettrait de réduire la perte de charge du collecteur (buses ovales).

Nous nous sommes basés sur une configuration de jets inspirée de la configuration de Horberge. Nous avons donc fixé une hauteur d'échangeur de $H/D=1$. Lorsque H/D augmente, on peut avoir une plus grande surface d'échange via la longueur des ailettes, mais, le coefficient de transfert de chaleur est dégradé.

Afin de diminuer les contraintes thermomécaniques sur les jambes des modules et donc améliorer la fiabilité des modules thermoélectriques innovants, nous proposons de combler le volume inter-jambes par un isolant thermique. Nous pouvons aussi réduire la taille de chaque module (81 modules plus petits au lieu des 9 grands modules) afin d'obtenir plus de joints de dilatation et donc limiter les contraintes thermomécaniques au niveau des jambes.

La forte influence de la qualité des matériaux semi-conducteurs (ZT , facteur de mérite) sur les performances des systèmes thermoélectriques a été évoquée dans ce travail. Cet aspect est un point fondamental pour l'avenir de tels systèmes. En effet, le matériau semi-conducteur est le facteur le plus limitant dans les performances. De nombreuses recherches sont menées pour tenter d'améliorer ces matériaux avec comme objectif d'améliorer le ZT jusqu'à 2.5.

Nomenclature

Nomenclature

Principale

Cp	Capacité thermique massique, $J.Kg^{-1}.K^{-1}$
D	Diamètre des buses d'injection, mm
d	Diamètre de buse d'effusion, mm
e	Epaisseur, mm
Exp	Valeur expérimentale, -
H	Hauteur, mm
h	Coefficient d'échange convectif, $W.m^{-2}.K^{-1}$
I	Intensité, A
K	Conductance, $W.K^{-1}$
L	Longueur, mm
m	Débit, $kg.s^{-1}$
Nmod	Nombre de modules
Num	Valeur numérique, -
Nu	Nombre de Nusselt, -
P	Pression, Pa
Q	Puissance W
r	Résistance électrique, Ω
R _{th}	Résistance thermique, $K.W^{-1}$
Re	Nombre de Reynolds, -
S	Surface, m^2
T	Température, K ou °C
v	Vitesse, $m.s^{-1}$
Z	Figure de mérite –

Symboles

α	Coefficient Seebeck, $V.K^{-1}$
Δ	différent
Π	Effet Peltier, V
τ	Coefficient de Thomson $V.K^{-1}$
λ	Conductivité thermique $W.m^{-1}.K^{-1}$
ρ	Résistivité électrique $\Omega.m$

Indice Relatif :

Al	à l'aluminium
annuel	à une valeur annuelle
bât	au bâtiment
c	au côté chaud du module

cs	au côté de la source chaude
cond	à l'effet de conduction thermique
cons	à la température de consigne du bâtiment
cu	au cuivre
elec	à l'effet électrique
ext	à l'extérieur du bâtiment
f	au côté froid du module
fs	au côté de la source froide
int	intérieur du bâtiment
j	ambes du module
joul	à l'effet joule
m	module thermoélectrique
min	à une valeur minimale
max	à une valeur maximale
meca	à l'effet mécanique
mel	mélange du fluide
n	nominal
PAC	au système complet
s	au soufflage du bâtiment
sc	au côté source chaud
sf	au côté source froid
sortie	au fluide de sortie du bâtiment
tot	à une valeur totale
utile	au côté utile au bâtiment
vent	à la ventilation du bâtiment

Exposant Relatif :

base	à la base de l'échangeur
ceramique	à la céramique des modules thermoélectriques
coll	au canal collecteur de l'échangeur
contact	au contact entre la céramique et la base de l'échangeur
dist	au canal distributeur de l'échangeur
jonction	aux jonctions des semi-conducteurs
opt	à une valeur optimale
peltier	à l'effet Peltier
plaque	à la plaque d'aluminium
s	saisonnier

Abréviation

COP	Coefficient de performance
TEM	Module thermoélectrique
PAC	Pompe à chaleur

Références

[14511-2, N. E. (2008)] European standard

[Abramovich 1963] GN, A. (1963). "*The theory of turbulent jets.*" MIT Press, Cambridge, Mass.

[ACOME 2006] ACOM, D. R. J. C., Ait-Ameur M. and Noane G.L. (2006). "Module de chauffage et de rafraichissement autonome." France. WO/2006/070096. 2006.

[ADEME 2012] ADEME (2012). "Appel à projets Session 2 : BEPOS." [http ://ile-de-france.ademe.fr/IMG/pdf/CdC_AAP_BEPOS2.pdf](http://ile-de-france.ademe.fr/IMG/pdf/CdC_AAP_BEPOS2.pdf).

[ADEME 2009] ADEME. (2009).
[http ://www2.ademe.fr/servlet/KBaseshow?sort=-1&cid=96&m=3&catid=15027.](http://www2.ademe.fr/servlet/KBaseshow?sort=-1&cid=96&m=3&catid=15027)"

[Altenkirch 1911] Altenkirch, E. (1911). "Electrotehrmische kalteerzeugung und elektrische Heizung." Physikalische Zeitschrift 12.

[AREHN 2007] AREHN (2007). "La Climitisation, ça chauffe!. Disponible à partir de [http ://www.arehn.asso.fr/dossiers/clim/climitisation.html](http://www.arehn.asso.fr/dossiers/clim/climitisation.html).2007."

[Bao 2007] Bao, Y. (2007). "Thermoelectric technology assessment." ARTI Report No. 10120-01.

[Biber 1988] Biber, F. P. (1988). "Convection heat transfer in electronic equipment cooling." Journal Heat Transfer 110 : 1097-1111.

[CEITA 2008] Les puits canadie,/provençaux. Guide d'information [en ligne]. Janvier 2008. 32 P. Disponible sur http://www.cetiat.fr/fr/publicationsveille/servezvous/guidesgratuits/index.cfm#puits_canadiens (consulté le 18.06.2009)

[Chan 2009] Chang, Y.-W., C.-C. Chang, et al. (2009). "Thermoelectric air-cooling module for electronic devices." Applied Thermal Engineering 29(13) : 2731-2737.

[CHANUSSOT 2011] CHANUSSOT, A. R. e. L. (2011). "Les pompes à chaleur : Etat des lieux en 2011." Rhonealpes energie environnement.

[Chatterjee 2009] Chatterjee, S., P. K. Purkait. (2009). "Athermalization of infra-red camera of projectile weapons." Applied Thermal Engineering 29(10) : 2106-2112.

[Chlela 2006] F. Chlela, E. F., C. François, D. Quenard, M. Weckstein (2006). "Bâtiments à faible consommation» : << Facteur 4 >>, Tome 1 : «Approche exemplaire des projets et des acteurs»,. réalisé au Département Développement Durable, CSTB.

[Cosnier 2008] Cosnier, M., G. Fraisse, et al. (2008). "An experimental and numerical study of a thermoelectric air-cooling and air-heating system." International Journal of Refrigeration

31(6) : 1051-1062.

[Da-Rocha 2006] Da-Rocha, J. C., M. Ait ameur and G.L. Noane (2006). "Modules de chauffage et de rafraichissement autonome." ACOME. WO/2006/070096.

[DAVID 2011] DAVID, B. (2011). "Amélioration de l'efficacité énergétique d'une solution innovante de chauffage basse température et de rafraichissement" Thèse

[Ding 2003] Ding R., R. J., Fuchs L. (2003). "LIF study of mixing in circular impinging jets - effects of boundary conditions." Proceedings of PSFVIP-4 June 3-5, Chamonix (FRA).

[Disalvo 1999] F. J. DiSalvo, "Thermoelectric cooling and power generation," *Science*, vol. 285, pp. 703-706, 1999.

[Kim 2009] Dong-Kwon Kim, S. J. K., Jin-Kwon Bae (2009). "Comparison of thermal performances of plate-fin and pin-fin heat sinks subject to an impinging flow." International Journal of Heat and Mass Transfer 52 : 3510–3517.

[EECAC 2002] EECAC (2002). "Energy Efficiency and Certification of Central Air conditioners." Study for the D.G Transportation-Energy (DGTREN) of the Commission of the E.U, Technical report(September 2002).

[Fanger 1970] P.O, F. (1970). "Thermal comfort and applications in environmental engineering." Danish Technical Press, Copenhagen, Denmark.

[Fontaine 2003] Fontaine, N. (2003). "Le Livre blanc de l'énergie." D.n.s.l.énergies.

[Fraisie 2013] Fraisie, G., J. Ramousse, D. Sgorlon , C. Goupil (2013) "Comparison of different modeling approaches for thermoelectric elements." Energy Conversion and Management 65(0) : 351-356.

[France 2008] France, M. (2008). "<http ://france.meteofrance.com/>."

[Fluerial 1998] J . P. Fluerial, L. G., R. Triboulet, H. Scherrer (1998). "Thermal properties of high quality single crystals of bismuth telluride, Part 1&2." journal of Physics and Chemistry of solids 49 : 1237-1257.

[Garimella 2000] Garimella, H. A. E.-S. a. S. V. (2000). "Heat Transfer from Pin-Fin Heat Sinks under Multiple Impinging Jets." IEEE Transactions on Advanced Packaging 23(1) : 113-121.

[Garimella 1999] Garimella, L. A. B. a. S. V. (1999). "Experimental Optimization of Confined Air Jet Impingement on a Pin Fin Heat Sink." IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGY 22(3) : 1521–3331.

[GIEC 2007]GIEC (2007). "Quatrieme Rapport d'Evaluation, Groupe de Travail n.1 : la science climatique."

[GIEC 2011] GIEC (2011). Special Report on Renewable Energy sources and Climate

Change Mitigation.

[Huang 2004] Chein, R. and G. Huang (2004). "Thermoelectric cooler application in electronic cooling." Applied Thermal Engineering 24(14): 2207-2217.

[Martin 1977] H.Martin (1977). "Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces." Advanced Heat Transfer 13 : 1-60.

[Hoberg 2010] Hoberg, T. B., A. J. Onstad, Eaton Jhone K.(2010) "Heat transfer measurements for jet impingement arrays with local extraction." International Journal of Heat and Fluid Flow 31(3) : 460-467.

[Hollworth 1980] Hollworth, B., Dagan, L. (1980). "Arrays of impinging jets with spent fluid removal through vent holes on the target surface part 1 : average heat transfer. ." Journal of Engineering for Power 102 : 994–999.

[Huang 2000] Huang, B. J., C. J. Chin (2000). "A design method of thermoelectric cooler Conception d'un refroidisseur thermoélectrique." International Journal of Refrigeration 23(3) : 208-218.

[Huang 2009] Huang, H.-S., Y.-C. Weng, Yu-Wei Chang a, Sih-Li Chen a., Ming-Tsun Ke. (2009). "Thermoelectric water-cooling device applied to electronic equipment." International Communications in Heat and Mass Transfer 37(2) : 140-146.

[Huang 2005] Huang, M.-J., R.-H. Yen, A-B. Wang. (2005). "The influence of the Thomson effect on the performance of a thermoelectric cooler." International Journal of Heat and Mass Transfer 48(2) : 413-418.

[Huber 1994] Huber, A., Viskanta, R., (1994). "Convective heat transfer to a confined impinging array of air jets with spent air exits." Journal of Heat Transfer 116(3) : 570–576.

[Ioffe 1956] Ioffe, A. F. (1956). "On increasing the efficiency of semiconducting thermocouples." Dokl.Akad.Nauk SSSR 106 : 931.

[Karl 2008] Pour Mieux Batir : Système Double Flux Dans L'habitat. www.atlantic-ventilation.com

[Khire 2005] Khire, R. A., A. Messac, et al. (2005). "Design of thermoelectric heat pump unit for active building envelope systems." International Journal of Heat and Mass Transfer 48(19): 4028-4040.

[Koseoglu 2010] Koseoglu, M. F. B., S.(2010) "The role of jet inlet geometry in impinging jet heat transfer, modeling and experiments." International Journal of Thermal Sciences 49(8) : 1417-1426.

[KRW 2004] KRW (2004). "Pour une amélioration de la performance énergétique des logements neufs."

[Lee 1995] Lee, S.,S. song and K.Moran (1995). Constriction/spreading Resistance Model for Electronic Packaging. ASME/JEME Thermal engineering Conference. Maui, Hawaii.4.

[Li 2009] Li, T., G. Tang, G. Zhang, N. Li, L. Zhang. (2009). "Investigation of prototype thermoelectric domestic-ventilator." Applied Thermal Engineering 29(10) : 2016-2021.

[Liu 2008] Quan Liu, A.K.sleiti, J.S.Kapat (2008) "application of pressure and temperature sensitive paint for study of heat transfer to a circular impinging air jet." International Journal of thermal sciences 47 : 749-757

[Ioffe 1957] A.F.Ioffe (1957). "Semiconductor Thermoelements and Thermoelectric Cooling." London : Inforsearch Limited.

[Jacquot 2003] A.Jacquot (2003). "ingénierie des matériaux et des microgénérateurs thermoelectriques planaires." Thèse de doctorat, Nancy, France.

[Luo 2005] Luo, Q., G. Tang, Z. Liu, J.Wang.<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431105000438> - [aff1#aff1](#) (2005). "A novel water heater integrating thermoelectric heat pump with separating thermosiphon." Applied Thermal Engineering 25(14-15) : 2193-2203.

[Angioletti 2003] M. Angioletti, R. M. D. T., E. Nino, G. Ruocco (2003). "Simultaneous visualization of flow field and evaluation of local heat transfer by transitional impinging jets " International Journal of Heat and Mass Transfer 46 : pp. 1703–1713.

[Marty 2001] Marty, P. (2001). "Le Refroidissement par Jets Fluides : Bilan des Recherches et Applications Récentes." Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique 193-200

[MECSL 2006] MECSL (2006). "Arrêté du 24 mai 2006 relatif aux caractéristiques thermiques des bâtiments nouveaux et des parties nouvelles de bâtiments." La réglementation thermique RT 2005, Ministère de l'emploi, de la cohésion sociale et du logement : 7747.

[MEDD 2004] MEDD (2004). "Face au changement climatique agissons ensemble." Ministère de l'Écologie et du Développement Durable : 88.2004.

[MEEDAT 2008] MEEDAT (2008). "Statistiques énergétiques France Juin 2008." Ministère de l'Industrie Ministère de l'Écologie, de l'Energie, du Développement durable et de l'Aménagement du territoire.

[MEEDDM 2010] MEEDDM (2010). "relatif aux caractéristiques thermiques et à la performance énergétique des constructions d.l.é." Ministère de l'écologie, du développement durable et de la mer, Journal officiel 2010-1269.

[Min 2000] Min, G. and D. M. Rowe (2000). "Improved model for calculating the coefficient of performance of a Peltier module." Energy Conversion and Management 41(2) : 163-171.

[MRW 2004] MRW (2004). "Les quatre systèmes de ventilation." Pour une amélioration de la performance énergétique des logements neufs.

[Mudawar 2001] Mudawar, I. (2001). "Assesment of high-heat flux thermal management schems." IEEE Trans. Compon. Pack. Manuf. Technol : 122-141.

[Ndao 2009] Ndao, S., Y. Peles, et al. (2009). "Multi-objective thermal design optimization and comparative analysis of electronics cooling technologies." International Journal of Heat and Mass Transfer 52(19): 4317-4326.

[CHASSAING 2000] CHASSAING Patrick (2000). "Turbulence en Mécanique des Fluides." Cépaduès, Toulouse.

[Stockholm 1985] P.M., S. J. G. a. S. (1985). "Naval large scale thermoelectric cooling." French Naval Material Exhibition and Conference. Waashinton D.C., USA.

[Peltier 1834] J.C.A, P. (1834). "Nouvelle experiences sur la caloricité des courants électriques." Annales de chimie et physique 42 : 371-387.

[Rajaratnam 1976] N., Rajaratnam. (1976). "Turbulent jets,." Elsevier, New-York.

[Rezek 1963] G. Rezek, "Thermal Design and Analog Representation of a Thermoelectric Refrigerator," *Product Engineering and Production, IEEE Transactions on*, vol. 7, pp. 51-62, 1963.

[Rhee 2003] Rhee, D.-H., P.-H. Yoon, H-H Cho(2003). "Local heat/mass transfer and flow characteristics of array impinging jets with effusion holes ejecting spent air." International Journal of Heat and Mass Transfer 46(6) : 1049-1061.

[Riffat 2003] Riffat, S. B. and X. Ma (2003). "Thermoelectrics : a review of present and potential applications." Applied Thermal Engineering 23(8) : 913-935.

[Riffat 2006] Riffat, S. B., X. Ma, et al. (2006). "Performance simulation and experimental testing of a novel thermoelectric heat pump system." Applied Thermal Engineering 26(5-6) : 494-501.

[Rivière 2008] Rivière, N. (2008). "ÉTUDE EXPERIMENTALE D'UNE INJECTION TURBULENTE : APPLICATION AU JET IMPACTANTS UNE SURFACE LIBRE." THÈSE présentée à L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX I.

[Rowe 1991] Rowe, D. M. (1991). "Applications of nuclear-powered thermoelectric generators in space." Applied Energy 40(4) : 241-271.

[Rowe 1995] Rowe, D. M. (1995). "CRC Handbook of Thermoelectrics."

[Saber 2009] Saber, M., J.-M. Commenge, et al. (2009). "Rapid design of channel multi-scale networks with minimum flow maldistribution." Chemical Engineering and Processing : Process Intensification 48(3) : 723-733.

[Seebeck 1822] Seebeck, T. J. (1822). "Magnetische Polarisation des Metalle und ERZ durch Temperaturdifferentz." Abhandlungen der deutshen akademie der Wissenchaften zu berlin.

[Slayzak 1994] Slayzak, S. J. V., R. Incropera, F. P. (1994). "Effects of interaction between adjacent free surface planar jets on local heat transfer from the impingement surface." International Journal of Heat and Mass Transfer 37(2) : 269-282.

- [Shah 2006] A. Shah, B. G. S., K. Srihari, K. Ramakrishna (2006). "Optimization study for a parallel plate impingement heat sink." Journal Electron. Packag 128 : 311–318.
- [Thomson 1851] Thomson, W. (1851). "On a mechanical theory of thermoelectric currents." royal society.
- [UFIP (2008)] UFIP (2008). "Les marchés du gazole et du fioul domestique à l'horizon 2015."
- [Venkatasubramanian 2001] R. Venkatasubramanian, E. S., T.Colpitts, and B. O'Quinn (2001). "thin-film thermoelectric devices with high room-temperature figure of merit." nature 413 : 597-602.
- [Wang 2012]Wang, X.-t., J.-z. Zhang, Tan, Xiao-ming (2012)"Experimental investigation on wall temperature of an air-breathing kerosene/air pulse detonation combustor with impingement cooling." Applied Thermal Engineering 42(0) : 58-63.
- [Wen 1997] Wen, Z. a. C. K. F. (1997). "The optimum thermal design of microchannel heat sinks." IEEE/CPMT Electronic Packaging Technology Conference 123-129.
- [Williams 1992] Williams, B. W. "Power Electronics : Devices, Drivers, Applications, and Passive Components." <http://www.eee.strath.ac.uk/~bwwilliams/book.htm>.
- [Xi 2007] Xi, H., L. Luo, G.Fraisse. (2007). "Development and applications of solar-based thermoelectric technologies." Renewable and Sustainable Energy Reviews 11(5) : 923-936.
- [Xu 2008] Xu, X. and S. V. Dessel (2008). "Evaluation of an Active Building Envelope window-system." Building and Environment 43(11) : 1785-1791.
- [Xu 2007] Xu, X., S. V. Dessel, Achille Messac (2007). "Study of the performance of thermoelectric modules for use in active building envelopes." Building and Environment 42(3) : 1489-1502.
- [Yang 2008] Yang, Y.-T. and H.-S. Peng (2008). "Numerical study of pin-fin heat sink with un-uniform fin height design." International Journal of Heat and Mass Transfer 51(19-20) : 4788-4796.
- [Zuckerman 2006] Zuckerman, N., N. Lior (2006). Jet Impingement Heat Transfer : Physics, Correlations, and Numerical Modeling. Advances in Heat Transfer, Elsevier. Volume 39 : 565-631.

ANNEXES

ANNEXE I. Norme pour la détermination du COP d'une PAC

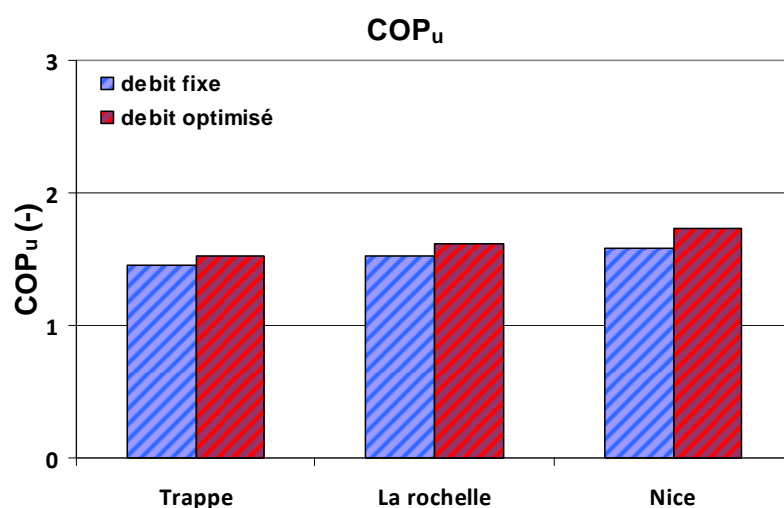
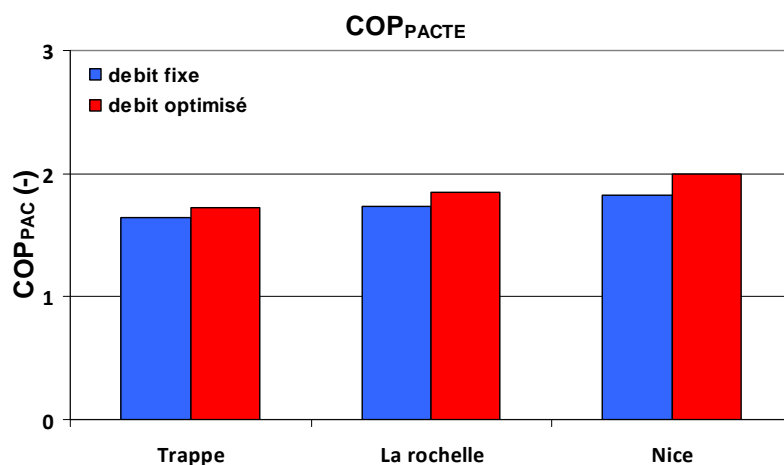
Essais normatifs en mode chauffage (selon norme NF EN 14511) sur points avec alimentation optimisée :

Tableau 3 — Pompes à chaleur air/air — Mode chauffage

		Échangeur thermique extérieur		Échangeur thermique intérieur	
		Température sèche à l'entrée	Température humide à l'entrée	Température sèche à l'entrée	Température humide à l'entrée
		°C	°C	°C	°C
Conditions de performance nominale	Air extérieur/air recyclé (par exemple, appareils de fenêtre, à double raccordement, à deux éléments séparés)	7	6	20	15 max.
	Air extrait/air recyclé	20	12	20	12
	Air extrait/air neuf	20	12	7	6
Conditions de performance d'application	Air extérieur/air recyclé (par exemple, appareils de fenêtre, à double raccordement, à deux éléments séparés)	2	1	20	15 max.
	Air extérieur/air recyclé (par exemple, appareils de fenêtre, à double raccordement, à deux éléments séparés)	- 7	- 8	20	15 max.
	Air extérieur/air recyclé (par exemple, appareils de fenêtre, à double raccordement, à deux éléments séparés)	- 15	—	20	15 max.
	Air extrait/air neuf	20	12	2	1
	Air extrait/air neuf	20	12	- 7	- 8

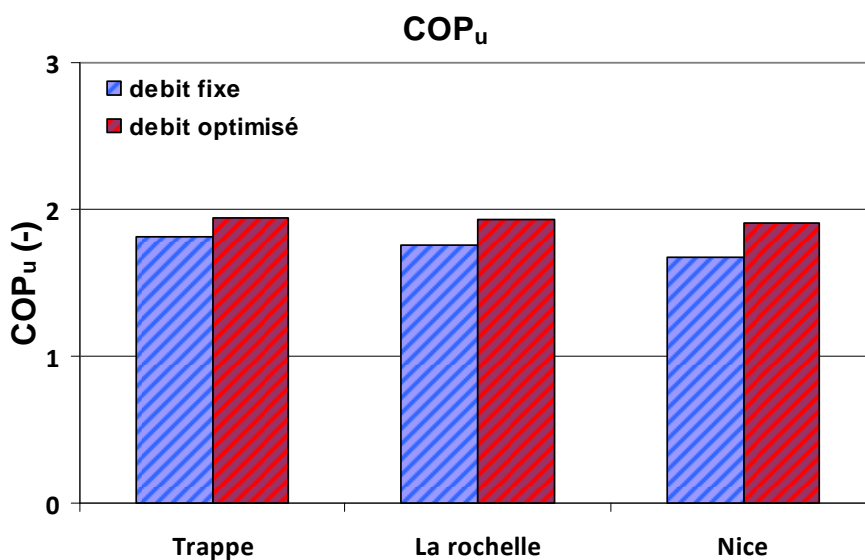
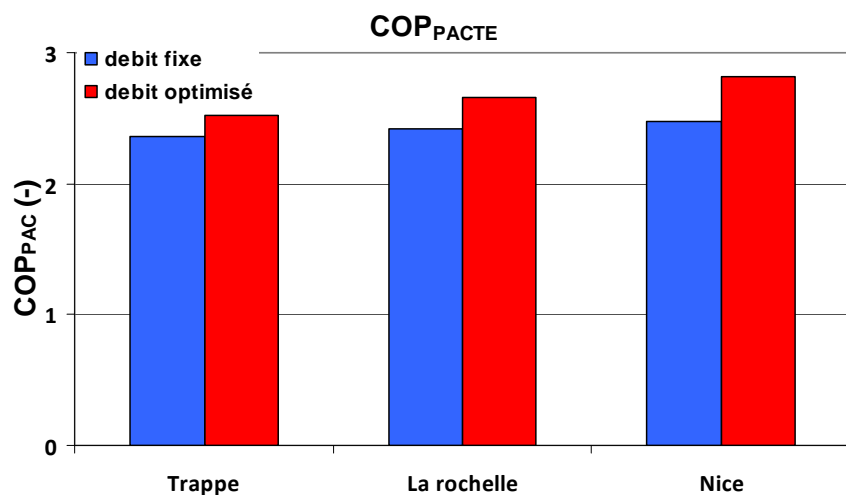
ANNEXE II. Performance annuelle pour les cas de couplages 2 et 3

Cas 2 : Couplage de la PACTE au bâtiment, association à un échangeur statistique en amont de la PACTE



Trappes						
Debit	ΣP_u (MWh)	ΣQ_c (MWh)	ΣP_{elec} (MWh)	ΣP_{vent} (MWh)	COP _u	COP _{PACTE}
Fixe	4,32E+00	4,89E+00	2,60	3,92	1,46	1,65
Variable			2,61	2,52	1,52	1,72
La Rochelle						
Couplage	ΣP_u (MWh)	ΣQ_c (MWh)	ΣP_{elec} (MWh)	ΣP_{vent} (MWh)	COP _u	COP _{PACTE}
Fixe	2,35E+00	2,68E+00	1,33	2,64	1,52	1,74
Variable			1,34	1,43	1,62	1,85
Nice						
Couplage	ΣP_u (MWh)	ΣQ_c (MWh)	ΣP_{elec} (MWh)	ΣP_{vent} (MWh)	COP _u	COP _{PACTE}
Fixe	1,27E+00	1,47E+00	0,63	0,17	1,58	1,82
Variable			0,66	0,74	1,73	2,00

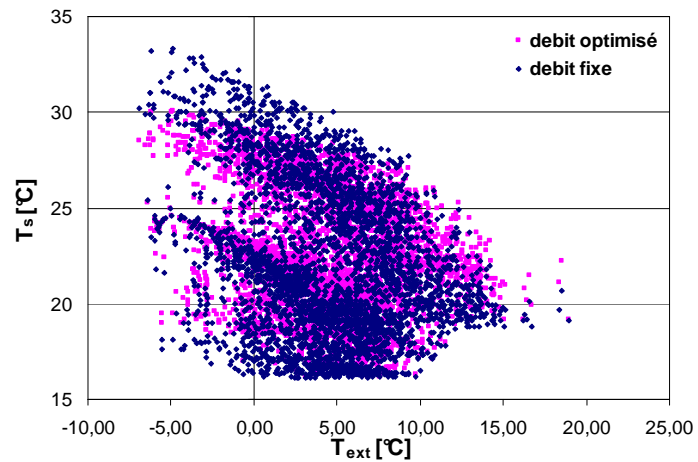
Cas 3 : Couplage de la PACTE au bâtiment, association à un capteur géothermique (puits canadien)



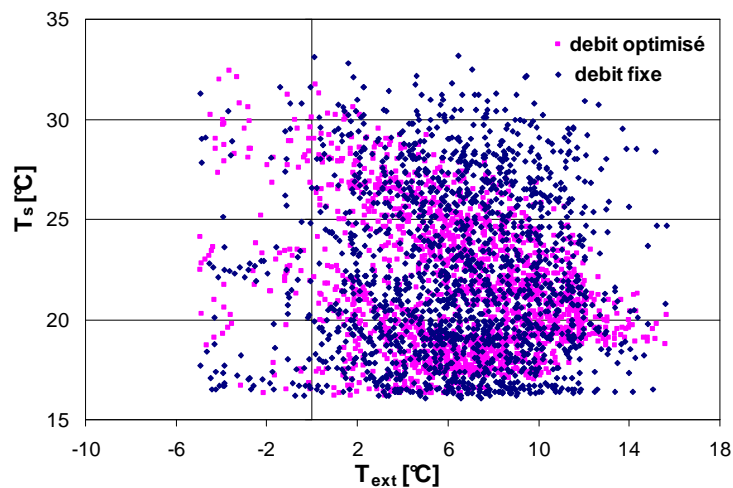
Trappes						
Debit	ΣP_u (MWh)	ΣQ_c (MWh)	ΣP_{elec} (MWh)	ΣP_{vent} (MWh)	COP _u	COP _{PACTE}
Fixe	4,32	4,89	1,99	3,91	1,82	2,36
Variable			2,00	2,23	1,94	2,52
La Rochelle						
Couplage	ΣP_u (MWh)	ΣQ_c (MWh)	ΣP_{elec} (MWh)	ΣP_{vent} (MWh)	COP _u	COP _{PACTE}
Fixe	2,35	2,68	2,35	2,61	1,76	2,42
Variable			2,35	1,18	1,93	2,66
Nice						
Couplage	ΣP_u (MWh)	ΣQ_c (MWh)	ΣP_{elec} (MWh)	ΣP_{vent} (MWh)	COP _u	COP _{PACTE}
Fixe	1,27	1,47	0,58	0,17	1,68	2,47
Variable			0,60	0,62	1,91	2,82

ANNEXE III. Température de soufflage au cours de l'année pour les cas 2 et 3

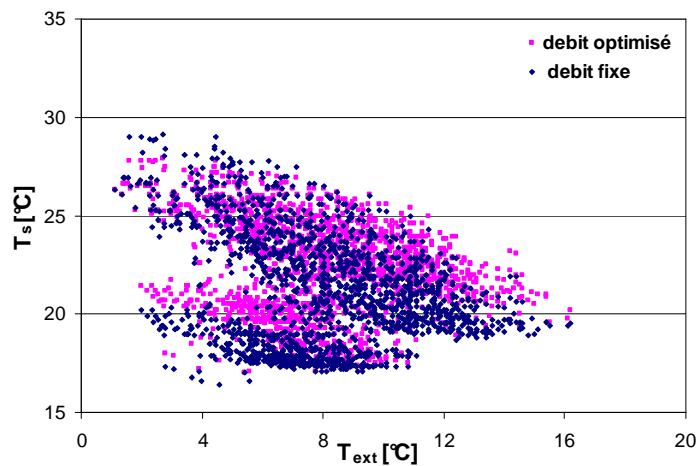
Cas 2 : Couplage de la PACTE au bâtiment, association à un échangeur statistique en amont de la PACTE



Trappes

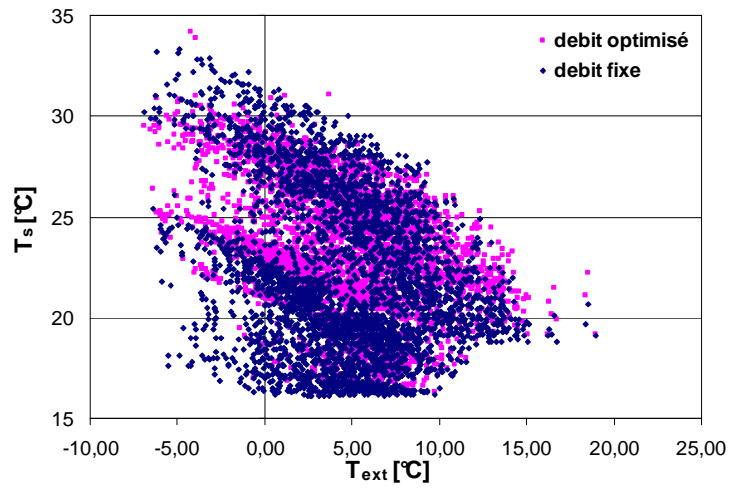


La Rochelle

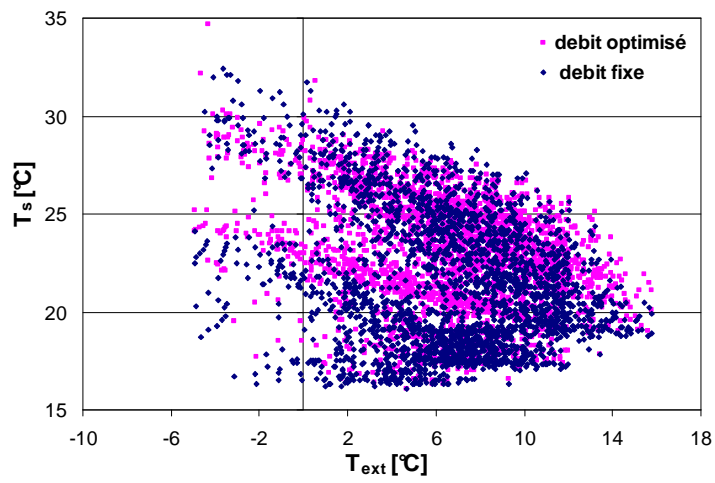


Nice

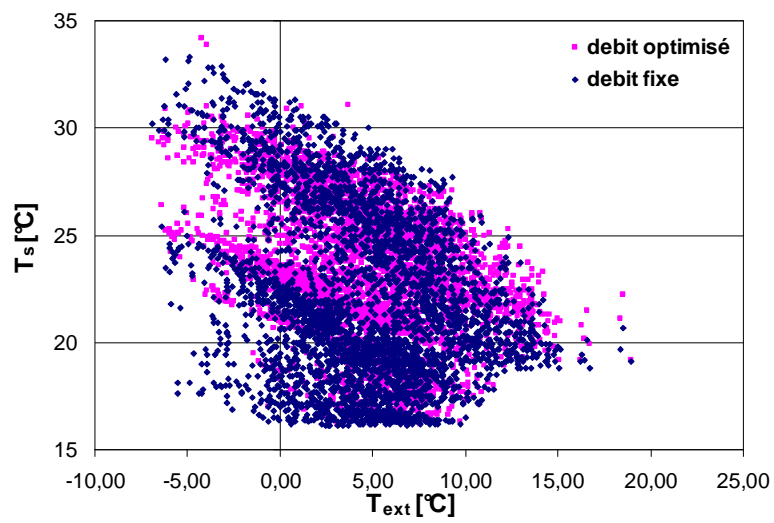
Cas 3 : Couplage de la PACTE au bâtiment, association à un capteur géothermique (puits canadien)



Trappes



La Rochelle



Nice

