



**HAL**  
open science

## Du composant à la ville : le froid dans tous ses états

Brice Tremeac

► **To cite this version:**

Brice Tremeac. Du composant à la ville : le froid dans tous ses états. Sciences de l'ingénieur [physics]. Sorbonne Université (France), 2020. tel-03106559

**HAL Id: tel-03106559**

**<https://hal.science/tel-03106559>**

Submitted on 11 Jan 2021

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

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

# Du composant à la ville : le froid dans tous ses états

Mémoire

Présenté et soutenu publiquement à Paris le 13 juillet 2020

Pour l'obtention d'une Habilitation à diriger les recherches  
de Sorbonne Université (spécialité Sciences pour l'ingénieur)

Par

**Brice TREMEAC**

## **Composition du jury :**

*Rapporteurs :* Jocelyn BONJOUR, professeur, CETHIL, INSA (Lyon)  
Michel HAVET, professeur, GEPEA, Oniris (Nantes)  
Vincent LEMORT, professeur, Thermodynamics laboratory, Université de Liège

*Examineurs :* Philippe GUIBERT, professeur, Institut d'Alembert, Sorbonne Université (Paris)  
Christophe MARVILLET, professeur, Lafset, Cnam (Paris)  
M'barek TAGHITE, professeur, Institut Jean Lamour, Unv. de Lorraine (Nancy)



## Merci !

A tous ceux avec qui j'ai pu échanger, discuter au détour d'un café, d'un repas, d'une conférence, de mes études ou des leurs, de projets de recherche, entre deux portes ...

Chaque mot échangé a et nourrit encore ma réflexion scientifique et ma vision de la recherche appliquée.

*A celle avec qui je ne suis (presque) jamais d'accord et qui a tout géré au quotidien pendant les quelques heures de rédaction, à celles qui m'ont laissé dormir pendant les nuits blanches et enfin à celui qui m'a appris à apprendre...*



*« Le pessimiste se plaint du vent, l'optimiste espère qu'il va changer, le réaliste ajuste ses voiles »*  
*William Arthur Ward*



## Table des matières

Introduction générale	1
Chapitre 1. Modèles numériques de composant adaptés à des simulations à long terme	3
1. Contexte et problématiques scientifiques	3
2. Développement de modèles numériques adaptables à partir de peu de points expérimentaux : cas d'un éjecteur diphasique	4
3. Développement d'un méta-modèle à partir d'un modèle 3D de transferts de chaleur et de masse	6
a. Modèle 3D de transferts de chaleur et de masse au sein d'une cuve cylindrique de stockage d'énergie thermique : cas d'un ballon de stockage par chaleur sensible	8
b. Méthodologie de mise en place d'un méta-modèle	11
4. Conclusion	14
Chapitre 2. Etudes expérimentales d'un composant au sein d'un système frigorifique	17
1. Contexte	17
2. Evaporateur basse pression : approche « du composant au système »	18
3. Conclusion	25
Chapitre 3. Le système frigorifique et ses sources thermiques	27
1. Positionnement	27
2. Influence des caractéristiques de la source froide sur le comportement d'un système de climatisation	27
a. Impact sur la consommation énergétique de la variation de la source	27
b. Intégration d'un stockage thermique	31
3. Impact des rejets thermiques de la climatisation sur la température de Paris	34
a. Modèle et méthodologie	35
b. Résultats	37
4. Conclusion	43
Chapitre 4. Perspectives	45
1. Contexte	45
2. Le froid au cœur des territoires	46
a. Echelle système	48
b. Echelle composant	51
Conclusion générale	55
Références bibliographiques	57



Annexe. Articles en lien avec la thèse (non exhaustif)	63
Annexe. Curriculum vitæ	93
1. Parcours universitaire	93
2. Enseignement	93
3. Responsabilités administratives	94
a. Responsabilités au Cnam	94
b. Responsabilités « formation »	95
c. Responsabilités « recherche »	95
d. Participation aux programmes de recherche	95
e. Co-encadrement de thèse	96
f. Jury, Comités de sélection	97
g. Expertise	97
h. Diffusion scientifique et technique	97
4. Relations internationales	97
5. Publications	98
a. Journaux internationaux à comité de lecture	98
b. Journaux nationaux à comité de lecture	99
c. Colloques internationaux avec publication d'actes	100
d. Colloques internationaux sans publication d'actes	102
e. Colloques nationaux avec publication d'actes	102
f. Rapport	103
g. Diffusion du savoir	103
h. Encadrement	103
Résumé	106
Abstract	106

## Introduction générale

Quelques faits récents pour débiter ce document :

- l'Agence Internationale de l'Energie sort son rapport sur l'évolution de la climatisation dans le monde avec une vision prospective jusqu'en 2050 ;
- chaque été, les médias s'emparent des sujets de climatisation et de ses conséquences sur le climat. A ce titre, je répons à une demande d'interview de Elian Peltier, journaliste au New York Times<sup>1</sup> ;
- le secrétaire général de l'ONU, Antonio Guterres, lors de la Journée internationale de la protection de la couche d'ozone en septembre 2019, a déclaré que « la mise en œuvre de l'amendement de Kigali sera à l'avant-plan de l'action pour le climat. Tous les pays doivent élaborer des plans nationaux d'action pour le refroidissement afin d'assurer un refroidissement efficace et durable et de proposer des services essentiels au maintien de la vie, tels que des vaccins et des aliments sains. » L'ONU appelle également « à des actions concrètes et renforcées de la part de l'industrie », notamment en améliorant leur efficacité énergétique afin de réduire davantage leur impact sur le climat.

A travers le discours du secrétaire général de l'ONU, la production frigorifique passe de la notion de pollueur (consommation d'énergie, fuite de fluide frigorigène à fort impact environnemental etc.) à la notion de durabilité. Cette nouvelle image entraîne l'impérieuse nécessité d'avoir des systèmes frigorifiques et de climatisation performants (sur les critères énergétiques, environnementaux, économiques) dans notre vie quotidienne.

Parce que la crise économique est passée par là et que les industriels ne sont pas toujours friands de développer des objets en complète rupture par rapport à leurs produits existants, il devient de plus en plus important de proposer, en partenariat avec les acteurs socio-économiques, des projets de recherche afin d'améliorer les performances de l'existant. Cette amélioration peut intervenir à plusieurs échelles : par exemple, par une meilleure compréhension d'un composant (à travers une approche locale) ou vers une meilleure intégration d'un composant dans une chaîne énergétique (à travers une approche système globale). Cette double approche devient donc primordiale afin de lever les verrous scientifiques découlant des problématiques industrielles. La méthodologie est une approche multi-échelle : il faut analyser les sous-systèmes afin de définir les performances du système global. Une modification, pertinente *a priori*, d'un sous-système peut avoir un impact plus néfaste sur un sous-système adjacent et donc grever les performances (énergétiques, environnementales, économiques ...) du système complet, *a posteriori*.

C'est dans ce contexte que s'inscrivent les activités de recherche présentées dans ce document : avoir une vision large des problématiques scientifiques des systèmes thermiques de production de froid, à travers une approche thermique et/ou thermodynamique à l'échelle locale et/ou globale. Les trois

---

<sup>1</sup> « A Heat Wave Bakes Europe, Where Air-Conditioning Is Scarce » Iliana Magra, Elian Peltier et Constant Méheut, New York Times, Juillet 2019

premiers chapitres présentent un bilan de mes activités de recherche dont le choix du découpage est guidé par une volonté de mettre en avant ma capacité à étudier les systèmes sous plusieurs échelles : le chapitre 1 traite d'une brique technologique (un composant) sous les aspects numériques; le chapitre 2 va s'atteler à traiter le cas d'un changement d'échelle entre une étude expérimentale locale d'un composant « idéal » (canal d'échangeur lisse) et une étude expérimentale d'un composant type industriel au sein d'une boucle énergétique complète ; le chapitre 3 va prendre en compte le système énergétique et les sources thermiques. Ainsi ces trois premiers chapitres vont de l'échelle du composant à la ville ! Le dernier chapitre est dédié à un projet scientifique à long terme composé de plusieurs projets à échéances plus rapprochées.

L'annexe présente une copie de quelques publications en lien avec mon doctorat (non abordé dans ce mémoire), une notice personnelle incluant notamment un résumé de mes activités d'enseignement et responsabilités administratives et une liste de références bibliographiques personnelles.

*Note au lecteur : Les chapitres 1, 2 et 3 proposent des références bibliographiques datées de la période de réalisation des travaux de recherche.*

## Chapitre 1

# Modèles numériques de composant adaptés à des simulations à long terme

### 1. Contexte et problématiques scientifiques

Ce chapitre se positionne à l'échelle d'un composant d'une chaîne énergétique dédiée à la production frigorifique. Un moyen de modéliser une installation complète est d'étudier chaque composant indépendamment. L'interconnexion des sous-modèles relatifs à chaque organe de la machine permettra de développer un modèle global (Koury et al., 2001). Cette approche est celle utilisée dans des outils traditionnellement employés pour les études énergétiques à long terme, type Trnsys. Ces sous-modèles sont basés sur l'application des principes de conservation de la masse, de l'énergie et de la quantité de mouvement. Ils reposent sur un modèle thermodynamique du fluide de travail, sur la connaissance des coefficients de transport de chaleur et des caractéristiques de pertes de charge, etc.

D'une manière générale, l'objectif est de pouvoir étudier les systèmes frigorifiques sur des temps longs (une année par exemple) afin d'en apprécier les performances énergétiques. Pour ce faire, il faut développer des sous-modèles suffisamment rapides pour pouvoir avoir un temps de calcul de la machine global acceptable. De plus, le gain lié au temps de calcul faible ne doit pas être grevé par un coût expérimental élevé pour caler et valider le modèle numérique. Dans le cadre d'un modèle de composant inclus dans un système frigorifique, un moyen de réduire les coûts est de ne pas valider le composant seul mais d'évaluer le composant dans son système (Sørensen et al., 2015). Cependant, il devient alors complexe de s'assurer de la justesse du modèle du composant, des erreurs de sous-modèle d'un composant pouvant être compensées par d'autres. Un équilibre doit alors être trouvé entre les critères précision, rapidité et coûts expérimentaux.

Dans la littérature, l'hypothèse principale retenue, pour le développement numérique d'un modèle en dynamique appliqué aux machines frigorifiques, est que le comportement transitoire des machines est conditionné par les aspects thermiques au niveau des échangeurs de chaleur (Bendapudi et al., 2008; Leducq et al., 2003). La plus ou moins grande complexité des modèles proposés dépend alors des hypothèses adoptées pour l'évolution spatiale des variables d'état. Les variations de pression, à travers un détendeur ou un compresseur, sont en général considérées statiquement. Ceci s'explique par le fait que leur temps de réponse est très faible par rapport à celui des autres composants (Rasmussen and Alleyne, 2006). Dans le cas d'un compresseur par exemple, une méthode simple à mettre en œuvre et qui est la plus courante pour simuler son comportement est d'avoir une approche empirique à partir d'une fonction polynomiale permettant de calculer débit et puissance consommée. A titre d'exemple, nous pouvons citer les travaux de Ruz et al. (2017) où pour avoir une précision correcte, ils ont utilisé

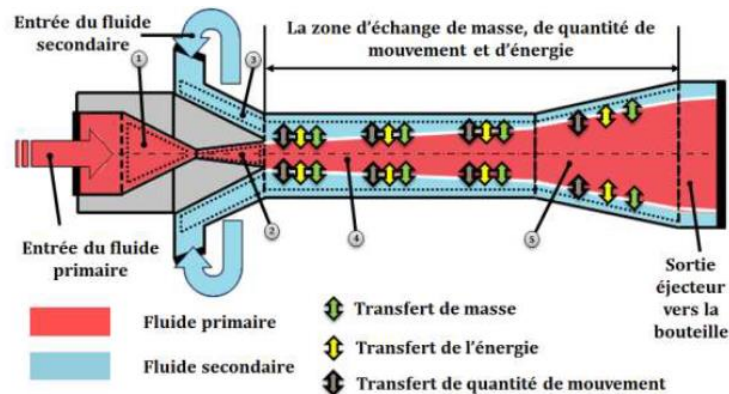
28 points expérimentaux afin de développer leurs fonctions (pour une précision de 10 % sur la puissance consommée par le compresseur et une précision de 8 % sur le débit de masse). Ces modèles deviennent alors coûteux en termes de données expérimentales et il faut noter que pour une modification de la gamme de fonctionnement ou une utilisation de nouveaux fluides frigorigènes, l'ensemble des points expérimentaux doit de nouveau être réalisé afin de retrouver les fonctions polynomiales recherchées.

Levins a matérialisé sa théorie par un triangle dont chaque coin représente une propriété (généricité, précision, réalisme) et il indique qu'aucun modèle ne peut allier ces trois propriétés (Levins, 1968). Le challenge de ce chapitre est alors de développer des modèles numériques suffisamment représentatifs et rapides en temps de calcul afin de pouvoir les intégrer dans des outils de calculs de performance annuelle des machines frigorifiques plus ou moins complexes. Deux approches sont proposées. Une première approche relative aux composants ayant peu d'impacts sur le comportement transitoire des machines : cas d'un éjecteur. Dans ce cas, le verrou scientifique principal à lever est de proposer des modèles qui n'auront pas un coût expérimental excessif. La seconde approche intégrera les aspects transitoires en traitant de l'étude des mouvements convectifs au sein d'un stockage thermique par chaleur sensible. Dans ce cas, le principal verrou à lever est de proposer une méthodologie afin de mettre en place un modèle simplifié (méta-modèle) à partir d'un modèle CFD en 3D à maillage grossier.

## **2. Développement de modèles numériques adaptables à partir de peu de points expérimentaux : cas d'un éjecteur diphasique**

Comme indiqué précédemment, le développement de modèle numérique peut souvent être accompagné de nombreux points expérimentaux engendrant un coût (en temps et souvent en argent) non négligeable. Pour le cas d'un compresseur, nous pouvons citer les travaux de Winandy et al. (2002) qui ont développé un modèle 0D qui décrit la compression comme une succession d'étapes permettant de décrire le phénomène physique. Cette même méthodologie a été utilisée dans le cadre de la modélisation d'un éjecteur diphasique. Celui-ci présente des différentes zones au sein duquel un fluide primaire et un fluide secondaire circulent (figure 1.1). Le fluide primaire, qui est à haute pression, traverse un cône convergent où la pression diminue et la vitesse augmente. L'énergie potentielle est alors transformée en énergie cinétique. En sortie du convergent, le fluide secondaire, à plus basse pression, est aspiré, la pression en sortie de convergent étant plus faible que celle du fluide secondaire. Les deux fluides vont ensuite être mélangés puis ils traversent un diffuseur où la section augmente entraînant une augmentation de la pression et une diminution de la vitesse. Il est à noter que les fluides deviennent supersoniques à des positions différentes entraînant une onde de choc dans la zone de mélange, la vitesse du mélange devenant alors subsonique.

Figure 1.1 Schéma de principe d'un éjecteur (Bouziane, 2014)



❖ **L'essentiel** L'éjecteur est composé de plusieurs parties avec des écoulements complexes

Dans le cadre d'un modèle 0D d'éjecteur supersonique, le composant est décomposé en différentes sections et chaque section a un modèle simplifié pour décrire l'évolution du fluide. Ces modèles utilisent des efficacités isentropiques (Cardemil and Colle, 2012; Liu and Groll, 2013). Ces derniers les décrivent avec une fonction polynomiale selon les conditions aux entrées, permettant de faire fonctionner le modèle dans des conditions incluses dans les limites des fonctions développées (Liu and Groll, 2013). Cependant, dans leurs travaux, certains auteurs utilisent plus de 400 points pour étalonner leurs fonctions polynomiales afin de calculer l'efficacité (Banasiak et al., 2015). Ils sont capables de prédire le taux d'entraînement (rapport entre le débit de fluide secondaire et celui du fluide primaire) avec des erreurs relatives inférieures à 7 %. Cette bonne précision est pénalisée par un processus d'étalonnage lourd.

Pour les écoulements diphasiques, les modèles de la littérature utilisent des corrélations pour calculer la vitesse du son (Attou and Seynhaeve, 1999; Lund and Flåtten, 2010; Nguyen et al., 1981). Ces corrélations sont basées sur la connaissance des quantités de vapeur et de liquide dans le flux et estiment la vitesse du son de l'écoulement à partir des caractéristiques de chaque phase. Cette méthode est utilisée avec l'hypothèse forte d'un fluide homogène qui considère les deux phases comme un mélange parfait.

*C'est dans ce contexte que s'inscrit le travail de thèse CIFRE de Pierre-Henri Nattes débutée en avril 2015 et soutenue en octobre 2018. Ce sujet, mêlant études expérimentale et numérique, est soumis à confidentialité. Seuls certains résultats succincts du modèle numérique peuvent être présentés. La thèse a été dirigée par le Pr Pascal Tobaly et co-encadrée par Marie-France Terrier et moi-même. Le projet visait à développer un outil permettant le pilotage d'une machine frigorifique, incluant un éjecteur supersonique, au CO<sub>2</sub> pour une application de transport terrestre. J'ai apporté mes compétences dans l'analyse critique des résultats expérimentaux et des résultats numériques.*

La valeur ajoutée du travail sur le modèle de l'éjecteur réside en deux points :

- La vitesse du son n'est plus calculée à partir d'une corrélation ;
- Le nombre de points expérimentaux est minimisé pour caler et valider le modèle et avoir un temps de calcul réduit.

Ainsi, pour le premier point, l'hypothèse d'un fluide homogène est conservée. Cependant, la vitesse du son est évaluée à partir de l'expansion d'un flux monophasique jusqu'à une section minimale. Par rapport aux méthodes précédentes, les entrées et les sorties du modèle sont différentes. La vitesse du son est calculée en recherchant la vitesse de masse maximale à la section minimale. Le premier principe de la thermodynamique et un coefficient isentropique sont utilisés pour calculer la vitesse et l'enthalpie du fluide à sa section minimale. Chaque vitesse et enthalpie sont calculées pour différentes pressions à la section minimale. La pression permettant d'atteindre la vitesse de masse maximale est la pression correspondant à un écoulement supersonique à la gorge. La masse volumique est calculée à partir de masses volumiques de vapeur de saturation et de liquide, mais la vitesse du son n'est pas calculée avec les vitesses de vapeur de saturation et de liquide du son, enthalpies ou densités (Copigneaux et al., 1984; Thompson and Buxton, 1979).

Pour le second point, par rapport aux travaux de la littérature, le modèle nécessite peu de points d'étalonnage (moins de quinze) et inclus des efficacités variables pour travailler dans des conditions différentes. Il nécessite également un minimum d'informations sur l'éjecteur comme la géométrie, par exemple. Le modèle est validé sur différentes géométries, deux fluides différents et différentes applications et pour une large gamme de pression. De par sa structure, le modèle d'éjecteur permet d'avoir des réponses avec un temps de calcul acceptable afin de pouvoir être intégré, dans des travaux prochains, au sein d'un modèle global de machine frigorifique complète.

Les résultats numériques ont été confrontés à ceux du banc expérimental au laboratoire (au CO<sub>2</sub>) ainsi qu'à des travaux de la littérature (Zhu and Jiang, 2018). Le modèle peut prédire le taux d'entraînement et le rapport de pression d'un éjecteur avec une erreur de -10 % pour deux applications différentes (compression et aspiration). Comme attendu et comme pour tout modèle semi-empirique, les hypothèses de simplification réduisent le temps de calcul (10 s sur un processeur i3-4130 3,40 GHz), mais la plage de validité est limitée par le domaine expérimental. Néanmoins, il ne change pas la précision du modèle en ce qui concerne ses sorties et entrées. En utilisant des efficacités isentropiques variables, le modèle peut fonctionner pour différentes conditions d'entrée et être utilisé pour tester l'impact d'un éjecteur sur un cycle. Le modèle peut être étalonné pour d'autres fluides, d'autres géométries et peut être modifié pour travailler sur des éjecteurs multiples ou des éjecteurs adaptables, en modifiant les équations polynomiales pour calculer l'efficacité isentropique et les coefficients d'expansion.

### **3. Développement d'un méta-modèle à partir d'un modèle 3D de transferts de chaleur et de masse**

Un modèle de simulation du système de chauffage solaire a été développé par (Klein et al., 1976) grâce à l'interconnexion des modèles mathématiques de chacun des composants du système dont un modèle idéalement brassé pour le réservoir de stockage d'eau, ne prenant donc pas en compte l'impact sur les écoulements et les perturbations causées par l'injection et l'extraction de l'eau. Simples d'utilisation avec un temps de calcul rapide, ces modèles sont adaptés pour être mis en œuvre dans des programmes de simulation énergétique, comme Trnsys, EnergyPlus ou Dymola, qui permettent la réalisation des études à long terme. En revanche, ces modèles ne peuvent pas reproduire le phénomène de convection forcée due à l'injection (ou extraction) de l'eau. Une étude, sur la capacité

des modèles de réservoir de stockage du logiciel de simulation des systèmes énergétiques Trnsys à reproduire des valeurs expérimentales, a été réalisée par Kleinbach et al. (1993). Les résultats de l'étude ont montré que le modèle « piston » a tendance à surestimer les performances énergétiques du réservoir, tandis que le modèle « multi-couche » les sous-estime. Ce deuxième cas pourrait être dû notamment à l'inhomogénéité en température d'une couche horizontale (Blandin, 2010). Les résultats ont montré aussi que le modèle « piston » est le plus efficace au niveau du temps de calcul (en évitant la diffusion numérique). L'étude de De Césaró Oliveski et al. (2003) a montré les limitations de ces modèles à reproduire le mouvement du fluide dans le réservoir et ceci a été confirmé par l'étude de Johannes et al. (2005).

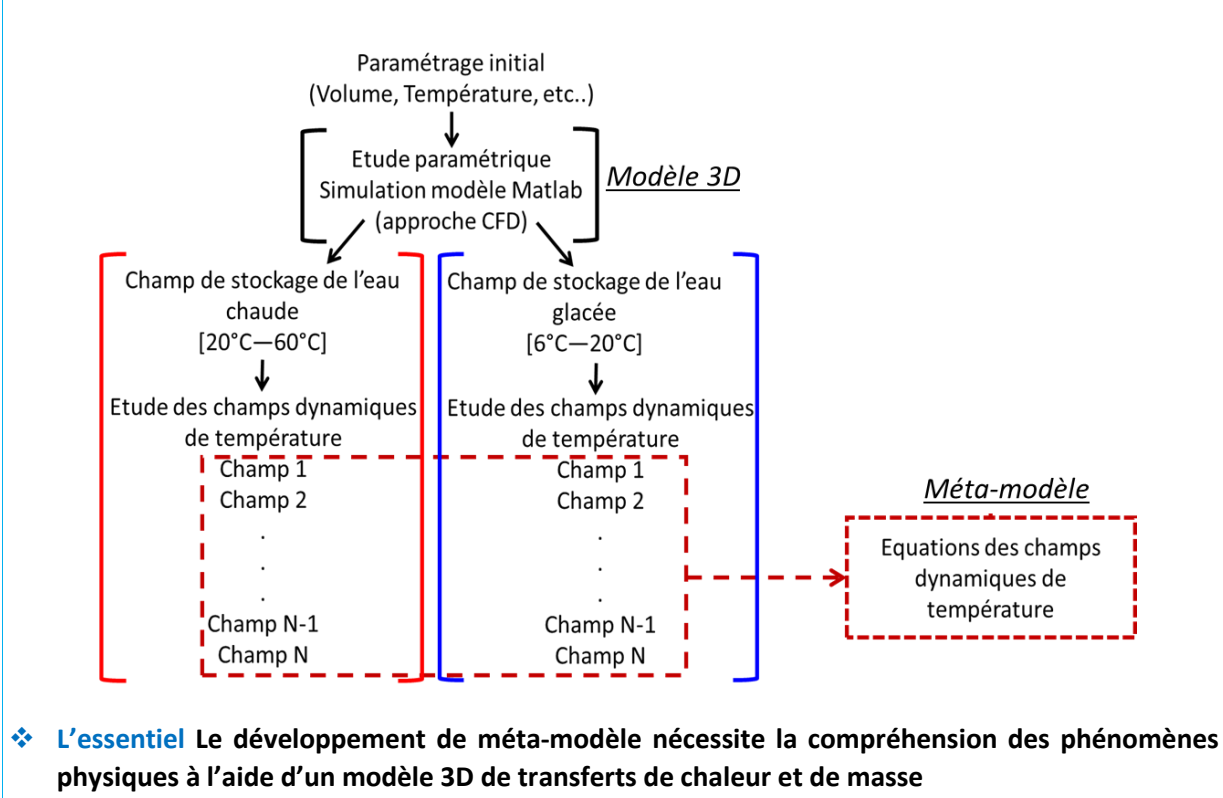
Afin d'étudier ces phénomènes plus locaux, plusieurs études de modélisations CFD ont été effectuées et ont évalué les effets des paramètres géométriques et ceux du fonctionnement sur la performance du réservoir de stockage. (Johannes et al., 2005) ont développé un modèle de réservoir CFD à l'aide de FLUENT. Le modèle a permis de décrire le mouvement du fluide à l'intérieur du réservoir et de conclure que la température d'une couche d'eau n'est pas uniforme au cours du fonctionnement dynamique du réservoir. Des modèles CFD tridimensionnels ont été développés pour simuler la dynamique des fluides dans les réservoirs de stockage d'eau (Dannemand et al., 2014; Gasque et al., 2015; Khurana et al., 2006; Njoku et al., 2014; Toyoshima and Okawa, 2013; Zachár et al., 2003). Yaïci et al. (2013) ont réalisé une étude paramétrique sur un réservoir de stockage. Les principaux paramètres qui ont été pris en compte étaient : le rapport de forme, les positions de l'entrée et de la sortie d'eau, les débits de charge et la différence de température entre l'eau entrante et celle présente dans le réservoir. Plusieurs tests ont été réalisés pour analyser systématiquement leurs effets sur les performances du réservoir. Le modèle a été validé par rapport aux données expérimentales de Zachár et al. (2003). Ceci a montré la fiabilité du modèle utilisé et sa capacité à prédire une performance thermique satisfaisante pour les réservoirs de stockage d'eau. Cependant, l'étude montre qu'avec 2 processeurs (R) Xeon de 2,4 Hz et 16 GB de mémoire (RAM), le temps de calcul était, selon le cas étudié, entre 9 à 24 h pour la simulation dynamique de 1000 à 3700 s qui correspond au temps nécessaire pour remplacer tout le fluide dans le réservoir (charge ou décharge complète).

Les modèles CFD peuvent prédire avec précision la détérioration de la stratification thermique provoquée par les différents facteurs mentionnés précédemment. Par conséquent, ils sont particulièrement appropriés pour le développement de concepts innovants et pour l'optimisation des réservoirs de stockage existants (Shin et al., 2004) : par exemple l'emplacement optimal des ports d'entrée/sortie, l'amélioration obtenue en utilisant des types particuliers de diffuseurs, le comportement thermique des échangeurs de chaleur internes, etc. En outre, les simulations numériques détaillées en 3D exigent d'importantes ressources informatiques et notamment de temps de calcul. Par conséquent, ils ne sont pas applicables pour la simulation de la performance à long terme du réservoir de stockage en raison des difficultés d'algorithmes de calcul.

Il est donc nécessaire de trouver un compromis entre un modèle précis mais long en temps de calcul et un modèle rapide mais moins précis afin que l'analyse et la gestion à long terme de l'utilisation d'un ballon de stockage au sein de machines frigorifiques deviennent plus fiables que les analyses réalisées actuellement. La figure 1.2 présente la méthodologie utilisée qui sera explicitée dans la suite.



**Figure 1.2** Synoptique de l'étude d'un ballon de stockage à l'aide de modèles précis (3D) et méta-modèle



❖ **L'essentiel** Le développement de méta-modèle nécessite la compréhension des phénomènes physiques à l'aide d'un modèle 3D de transferts de chaleur et de masse

a. *Modèle 3D de transferts de chaleur et de masse au sein d'une cuve cylindrique de stockage d'énergie thermique : cas d'un ballon de stockage par chaleur sensible*

C'est dans le contexte décrit précédemment que s'inscrit le travail présenté par la suite. Il a été développé dans le cadre de la thèse CIFRE de Elie Terzibachian, dirigée par Pr C. Marvillet, en collaboration avec AtiSysConcept (2013 – 2017) à l'encadrement de laquelle j'ai contribué. Ma contribution a porté sur l'accompagnement du doctorant afin de développer l'outil numérique (validation de la mise en équation, des hypothèses, choix des méthodes de résolution, etc.) en 3D et du méta-modèle.

Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ont été traitées dans le cas d'une géométrie cylindrique verticale en trois dimensions. Le fluide de travail est l'eau et les variables étudiées sont la température, la pression et le vecteur vitesse. Les variables scalaires pression et température sont évaluées sur les points d'un maillage principal et les trois composantes de la vitesse sont évaluées sur des maillages décalés. Ces équations, mises sous le format générique d'équation de convection et de diffusion, sont représentées par l'équation 1.1. Les termes de cette équation sont explicités sur le tableau 1.1.

$$\underbrace{\frac{\partial \vartheta}{\partial t}}_{\text{terme transitoire}} + \underbrace{\frac{1}{r} \frac{\partial (rv_r \vartheta)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (v_\theta \vartheta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (v_z \vartheta)}{\partial z}}_{\text{terme convectif}} = \underbrace{\Gamma \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right]}_{\text{terme diffusif}} + \underbrace{\widetilde{S}_\vartheta}_{\text{terme de source}} \quad (1.1)$$

Tableau 1.1 Termes de l'équation de convection-diffusion pour le cas étudié

Equation de la loi de conservation étudiée	$\phi$	$\Gamma$	$S_\phi$
Masse	1	0	0
Quantité de mouvement (r)	$v_r$	$\frac{\mu}{\rho}$	$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_d}{\partial r} - g_r \beta (T - T_{ref}) + \frac{v_\theta^2}{r} - \frac{1}{\rho} \frac{\tau_{\theta\theta}}{r}$
Quantité de mouvement ( $\theta$ )	$v_\theta$	$\frac{\mu}{\rho}$	$-\frac{1}{r\rho} \frac{\partial p_d}{\partial \theta} - g_\theta \beta (T - T_{ref}) + \frac{v_r v_\theta}{r}$
Quantité de mouvement (z)	$v_z$	$\frac{\mu}{\rho}$	$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_d}{\partial z} - g_z \beta (T - T_{ref})$
Energie	T	$\frac{\lambda}{\rho c_p}$	$\frac{S_T}{\rho c_p}$

Avec  $v$  la vitesse ( $m.s^{-1}$ ),  $\mu$  la viscosité dynamique ( $Pa.s$ ),  $\rho$  la masse volumique ( $kg.m^{-3}$ ),  $r$  le rayon ( $m$ ),  $\beta$  le coefficient d'expansion,  $T$  la température ( $K$ ),  $\lambda$  la conductivité thermique ( $W.m^{-1}.K^{-1}$ ),  $g$  l'accélération de la pesanteur ( $m.s^{-2}$ ),  $c_p$  la capacité thermique ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ ),  $\tau$  la contrainte de cisaillement ( $Pa$ ).

L'intégration de l'équation a été réalisée par une méthode multi-grilles pour un maillage fin et la méthode itérative de Gauss-Seidel pour un maillage grossier. Les problèmes associés aux non-linéarités dans l'ensemble des équations et la liaison entre la pression et la vitesse ont été résolus en adoptant une stratégie de solution itérative à l'aide de l'algorithme SIMPLE (Patankar, 1980).

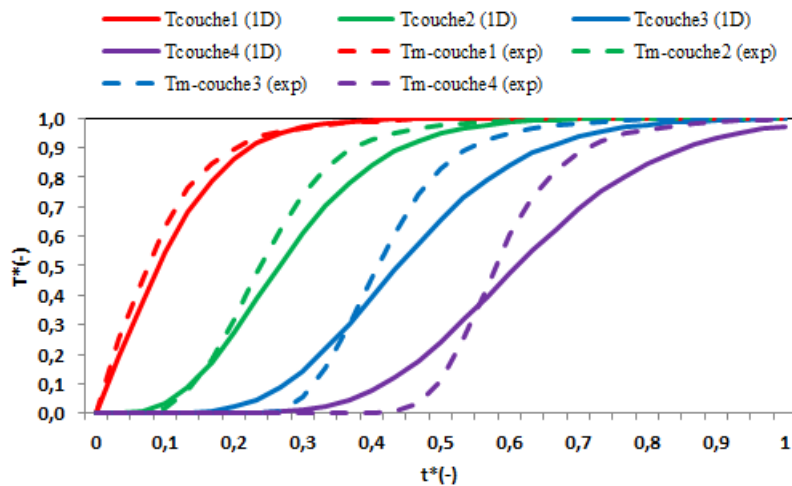
Le cas d'étude est un ballon de 300 L aux parois adiabatiques avec un débit d'injection de  $0,04 kg.s^{-1}$  et la température pouvant varier de 20 à 60 °C pour du stockage d'eau chaude ou de 6 à 20 °C pour du stockage d'eau froide. Le domaine d'étude qui est adopté est un cylindre vertical qui représente une forme de ballon de stockage assez répandue sur le marché. La méthode de discrétisation en volumes finis est ensuite appliquée.

Les hypothèses de calculs sont les suivantes : écoulement incompressible et laminaire ; comportement newtonien ; propriétés physiques du fluide constantes à l'exception des variations de la masse volumique traitées en supposant une approximation de Boussinesq ; dissipation visqueuse dans l'équation de l'énergie négligeable ; pas de milieu rayonnant ; quantité d'eau dans le ballon constante (injection et extraction se font à débit identique).

Le modèle a été validé à l'aide des travaux numériques de Yaïci et al. (2013) où l'entrée se fait par le haut du ballon et la sortie par le bas. L'écart, sur le paramètre température, ne dépasse pas 4,5 %. Cet écart maximum se situe en haut du ballon dans la zone d'injection et se réduit progressivement dans le sens descendant vers la zone de puisage en bas du ballon. Ceci peut être expliqué par le fait que la zone en amont de la thermocline est fortement perturbée par l'écoulement entrant dans le ballon tandis que la zone en aval ne l'est que lorsque la thermocline la traverse. Les résultats des figures 1.3 et 1.4 sont présentés en fonction d'un temps adimensionné ( $t^*$ ) pour faciliter la comparaison (ratio entre le temps et le temps maximal de décharge) avec les résultats expérimentaux de Blandin (2010). La figure 1.3 montre qu'un modèle 1D (développé afin de pouvoir le comparer avec le modèle 3D) sous-estime la décharge du ballon, c'est-à-dire que la température d'une couche calculée par le modèle numérique prend plus de temps pour atteindre sa température finale (température

d'injection) par rapport à ce qui a été mesuré expérimentalement. L'écart maximal atteint la valeur 0,2 à  $t^*=0,66$  sur la couche d'extraction (c.-à-d. la plus éloignée du point d'injection). Ainsi, l'utilisation de ce type de modèle (1D) pour le dimensionnement ou la simulation d'une chaîne énergétique incluant un ballon de stockage peut entraîner des résultats nettement faussés par l'imprécision du modèle (Kleinbach et al., 1993).

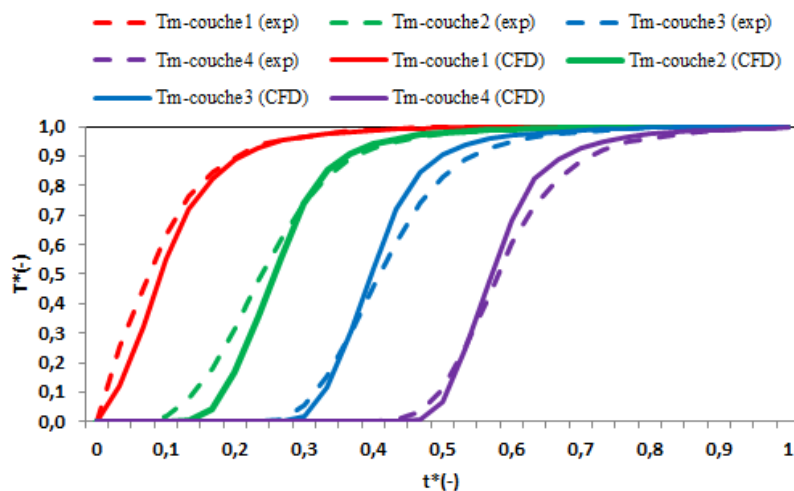
**Figure 1.3** Thermographe des données expérimentales (Blandin, 2010) et de la simulation du modèle type 1D (multicouches, écoulement piston) lors d'une décharge. Couche 1 : injection ; Couche 4 : extraction



❖ **L'essentiel** Un modèle 1D (écoulement piston) n'est pas précis sur des évolutions temporelles

La figure 1.4 montre que le modèle 3D (multizones) présente une meilleure estimation de la décharge avec une meilleure cohérence entre les thermographe calculés numériquement et ceux mesurés expérimentalement. Dans ce cas, l'écart maximal ne dépasse pas 0,1 (à  $t^*=0,2$ ) sur la couche adjacente au point d'injection.

**Figure 1.4 Thermographes des données expérimentales (Blandin, 2010) et de la simulation du modèle type CFD (multizones) lors d'une décharge. Couche 1 : injection ; Couche 4 : extraction**



❖ **L'essentiel** Le modèle développé est plus précis qu'un modèle 1D usuellement utilisé

Les résultats, validés par des données expérimentales lors d'une décharge, mettent en évidence que l'hypothèse d'un écoulement piston (modèle 1D utilisé usuellement) n'est valable que pour la couche la plus proche du point d'injection ou les temps proches de l'injection pour les autres couches. Pour des applications d'ingénierie, cela signifie qu'un modèle 1D utilisé pour dimensionner le ballon ou faire un bilan énergétique annuel peut amener à des résultats erronés : mauvaise estimation de l'énergie encore disponible donc un mauvais dimensionnement du ballon de stockage engendrant une dégradation des performances de la chaîne énergétique globale.

Bien que précis, ce modèle 3D présente quant à lui des temps de calcul trop importants pour être intégré dans une étude long terme. Il convient alors de mettre en place une méthodologie afin de réduire ce temps de calcul tout en conservant un maximum d'informations sur les écoulements et les transferts thermiques au sein du ballon. Le challenge est alors de proposer un outil avec des critères pouvant être antagonistes : rapide en temps de calcul, facile à mettre en œuvre, robuste et qui permet de prendre en compte les transferts de chaleur et de masse.

*b. Méthodologie de mise en place d'un méta-modèle*

Dans la démarche proposée (figure 1.2), nous nous intéressons à connaître deux caractéristiques sur l'échange entre deux zones adjacentes du ballon de stockage d'eau :

- le sens dans lequel cet échange a lieu ;
- la variation (quantitative) de cet échange.

Pour la première caractéristique et comme la continuité des écoulements est déjà conservée (principe de l'algorithme SIMPLE à travers la correction de la pression entre les volumes de contrôle dans l'équation de conservation de masse), il suffit alors d'évaluer l'écart entre la température moyenne d'une zone et celles des zones voisines. Dans le cas d'une zone située au-dessus de celle du point d'injection par exemple, les cinq écarts de températures sont évalués par rapport à l'écart entre la température d'entrée et la température de la zone d'injection pour calculer un pourcentage d'échange. Par exemple, pour du stockage d'eau chaude lors d'une décharge, la température d'entrée

est de 20 °C et la température initiale de la zone d'injection de 60 °C<sup>2</sup>. Nous interprétons ainsi le signe de ce pourcentage comme un indicateur du sens de l'échange. Ainsi, si la température de l'eau injectée est plus élevée que celle de l'eau dans le ballon, l'échange est considéré comme un indicateur de réchauffement. Un écart de température (zone 1-zone 2) positif implique alors que la zone 1 est plus chaude que la zone 2 et l'échange se fait de la zone 1 vers la zone 2. Si par contre, la température de l'eau injectée est plus faible que celle de l'eau dans le ballon, l'échange est considéré comme un indicateur de refroidissement. Ainsi un écart (zone 1-zone 2) négatif implique que la zone 1 est plus froide que la zone 2 et l'échange se fait de la zone 2 vers la zone 1.

Pour la seconde caractéristique, un champ dynamique (c'est-à-dire fonction du temps) de température en 3D est défini à chaque pas de temps en fonction de l'énergie provenant de l'eau entrant dans le ballon. De cette façon, le modèle aura le même temps de résolution qu'un modèle 1D mais avec l'avantage d'utiliser un champ dynamique de température tridimensionnel plus élaboré que le profil unidirectionnel adopté par les modèles 1D.

La figure 1.5 présente un exemple de champ de température (3D) à l'instant  $t = 30$  minutes du début de l'injection de l'eau. Chaque flèche représente le sens du flux thermique entre deux zones à cet instant et le nombre indiqué en pourcentage représente la valeur quantitative de l'échange au même instant en fonction de l'énergie d'injection principale. Le modèle CFD développé précédemment permet de réaliser plusieurs simulations et études paramétriques (niveau de températures d'entrée/sortie notamment, figure 1.2). Ainsi, à partir des résultats obtenus, on peut déterminer un méta-modèle qui aura la forme suivante (eq 1.2) :

$$\delta(t) = \sum_{i=1}^8 a_i e^{-\left(\frac{t-b_i}{c_i}\right)^2} \quad (1.2)$$

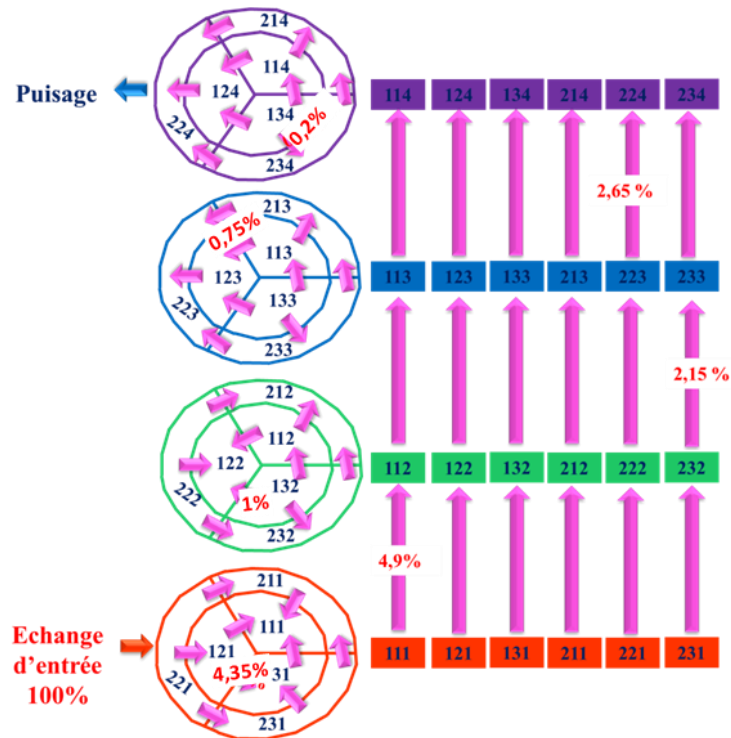
Où  $t$  est le temps, et les coefficients  $a_i$ ,  $b_i$ ,  $c_i$  sont fonction des valeurs données en exemple de la figure 1.5 pour chaque zone d'étude. L'objectif du méta-modèle ainsi développé est de pouvoir gagner en temps de calcul et permettre l'utilisation de cette équation pour des simulations sur des périodes annuelles par exemple. A chaque pas de temps, les valeurs des pourcentages d'échanges pré-calculées par les équations  $\delta(t)$  permettent alors d'éliminer la boucle itérative pour le calcul de l'écoulement dans le cas d'une utilisation dans un outil de simulation énergétique. Si l'on compare les résultats du modèle CFD aux résultats du méta-modèle, l'écart est de l'ordre de 2 % sur l'efficacité de décharge (définie comme le rapport entre l'énergie déstockée et l'énergie stockée à l'instant initial) pour un temps de calcul réduit (figure 1.6).

Les bureaux d'étude utilisent généralement un modèle 1D (écoulement piston) pour modéliser un ballon de stockage. La figure 1.7 montre l'impact du méta-modèle sur le résultat de la température de puisage. Les résultats montrent que le modèle 1D sous-estime l'énergie disponible engendrant, par exemple, un surdimensionnement du ballon de stockage ou du système énergétique (Tremeac et al., 2018).

---

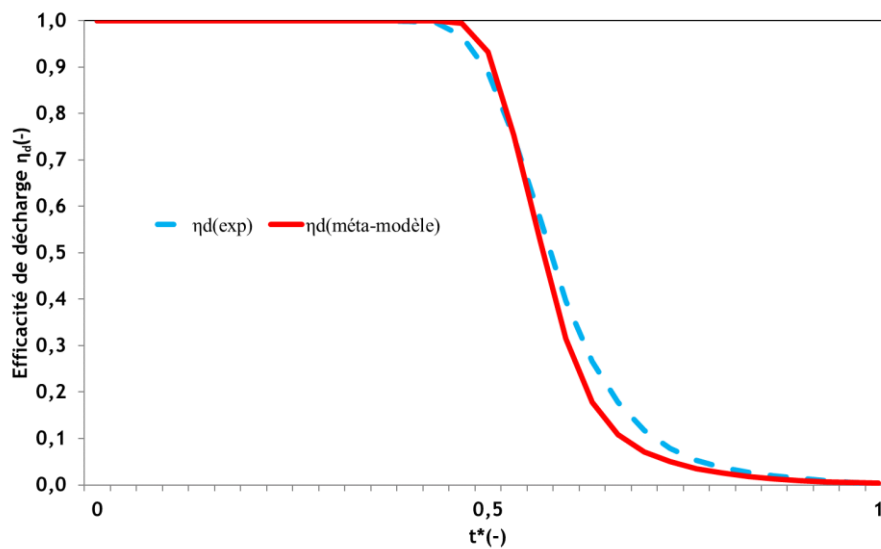
<sup>2</sup> Bien que ce manuscrit soit dédié à la production du froid, l'exemple proposé concerne le stockage de chaleur afin de montrer la généralité du modèle développé.

**Figure 1.5** Champ dynamique de température (3D) à  $t=30$  minutes du début d'injection de l'eau, indiquant le sens des échanges thermiques et quelques exemples de valeur de l'énergie échangée (en %, relativement à l'énergie entrante). Les numéros indiquent les différentes zones simulées



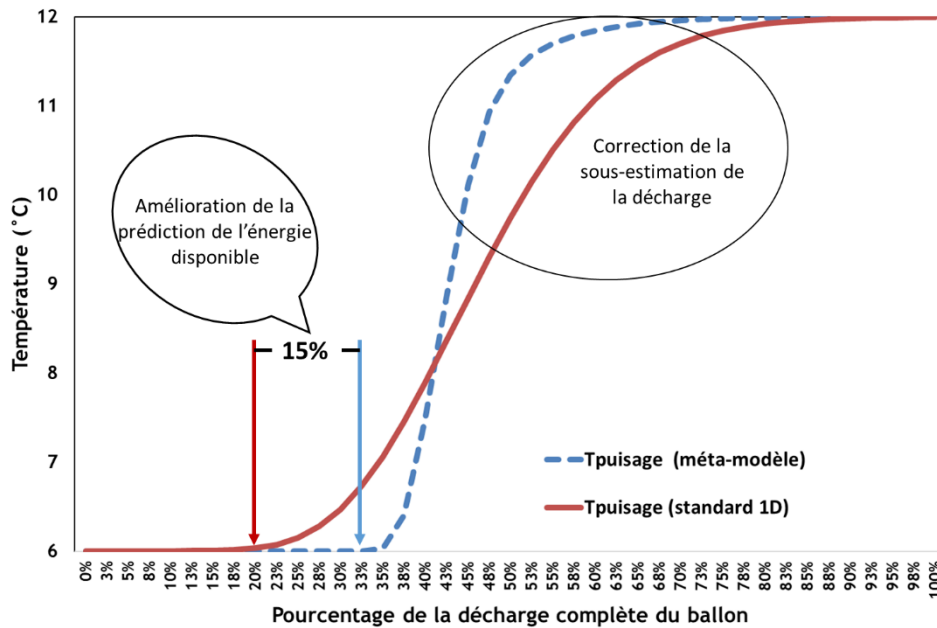
❖ **L'essentiel** Le modèle 3D permet de quantifier l'échange thermique entre zones

**Figure 1.6** Comparaison du méta-modèle avec des données expérimentales de (Blandin, 2010) sur l'efficacité de décharge en fonction d'un temps adimensionnel



❖ **L'essentiel** Le méta-modèle est validé par les données expérimentales dans la littérature

**Figure 1.7** Température de puisage en fonction du pourcentage de décharge du ballon : comparaison du méta-modèle et d'un modèle 1D



❖ **L'essentiel** Le méta-modèle permet d'améliorer le dimensionnement des ballons de stockage par des simulations énergétiques dynamiques

## 4. Conclusion

Ce chapitre présente des approches numériques permettant d'étudier un composant défini comme une brique technologique. Les deux exemples ont pour point commun de proposer un modèle rapide en temps de calcul tout en essayant de décrire les phénomènes physiques principaux. En effet, les contraintes réglementaires de plus en plus contraignantes vont engendrer la nécessité de développer de plus en plus d'outils afin de prédire au mieux les consommations énergétiques, par des simulations dynamiques énergétiques annuelles. Ces outils devront être rapides et précis. Il faut alors générer des modèles simplifiés, qui s'exécutent sur des courtes durées. Les modèles simplifiés ainsi développés pourront alors être intégrés à des outils de simulation existants (par exemple Trnsys) ou faire l'objet de code de calcul spécifique. Concernant l'éjecteur, la méthodologie a permis d'être validée afin d'avoir un modèle numérique suffisamment rapide et précis et surtout adaptable pour pouvoir être intégré à un modèle global. La suite du travail serait d'intégrer le modèle développé dans un calcul de machine complète afin de pouvoir s'assurer de la robustesse du modèle. Dans le cadre du stockage thermique, la méthodologie proposée est prometteuse quant à sa simplicité d'utilisation. Les résultats, du modèle 3D et du méta-modèle, ont montré l'importance de la prise en compte des trois dimensions afin de ne pas sous ou sur estimer la capacité de stockage ou déstockage de la cuve. Cependant, le méta-modèle présente actuellement la limite de n'être adaptée qu'au cas d'étude. Afin de le généraliser pour pouvoir l'intégrer dans des outils de simulations de procédés, il faudrait arriver à prendre en compte, par exemple, la géométrie du ballon. Ce point pourra être abordé par le développement de nombres adimensionnels permettant la prise en compte de la géométrie et qui

seraient intégrés au méta modèle. L'utilisation de ces nombres adimensionnels, et sa pertinence pour passer d'une échelle locale à une échelle système, est traitée dans le chapitre suivant pour une application d'évaporation basse pression de l'eau au sein d'un échangeur à plaque.





## Chapitre 2

# Etudes expérimentales d'un composant au sein d'un système frigorifique

### 1. Contexte

Les phénomènes mutiphysiques (hydrodynamique, transferts de chaleur et de masse) coexistent au sein des composants d'une machine thermique. Cette coexistence et leur couplage rend leur compréhension non triviale. L'utilisation de l'outil numérique peut s'avérer être un moyen d'étude et de conception de composant et système. Cependant, il devient impossible de modéliser un système aussi complexe sans avoir un minimum de données expérimentales. En fonction de l'objectif final, ces dispositifs expérimentaux vont être de plusieurs natures dans le cas de l'étude d'un composant :

- Etude « locale » : ce type de dispositif expérimental aura pour objectif de comprendre les phénomènes physiques en maîtrisant au mieux les paramètres expérimentaux pilotant ces phénomènes. Pour cela, le composant peut être simplifié : par exemple étude d'un seul canal d'échangeur thermique au lieu d'un échangeur thermique à plaques complet. En fonction des phénomènes étudiés, le choix de l'instrumentation (sensibilité, précision, temps de réponse, emplacement, chaîne de mesure, etc.) aura alors son importance ;
- Etude « globale » : dans ce cas, l'objectif est de pouvoir mettre en évidence le couplage entre le composant étudié et les autres composants du système. Il est usuel dans ce cas, d'instrumenter l'entrée et la sortie de chaque composant, à minima. De plus, dans la majorité des cas, une difficulté existe pour instrumenter l'intérieur du composant étudié. La difficulté est alors d'analyser les résultats au regard des seules informations entrée/sortie et en séparant les phénomènes physiques liés au composant lui-même de ceux liés au couplage entre composants.

Afin de faire le lien entre ces deux approches, se posera alors la question du changement d'échelle afin de transposer les résultats. L'utilisation des nombres adimensionnels est très répandue dans le domaine du génie des procédés, notamment. Il existe deux méthodes principales pour effectuer une analyse dimensionnelle : la méthode de Rayleigh (une approche physique) et la méthode de Vashy-Buckingham (approche mathématique). Les méthodes et des exemples d'application peuvent être trouvés dans (Delaplace et al., 2014). Dans le domaine des transferts de chaleur et de masse, l'échangeur thermique diphasique est le composant technologique qui est probablement le plus étudié par cette approche. En effet, les phénomènes physiques y sont complexes, et il est usuel d'utiliser une équation adimensionnelle pour en définir le coefficient de convection thermique par exemple. Pour ce

faire, des campagnes expérimentales doivent permettre de définir ces nombres adimensionnels et leurs évolutions.

Ce chapitre traitera de l'étude d'un évaporateur utilisant l'eau comme fluide de travail dans des conditions de fonctionnement particulier : proche du point triple.

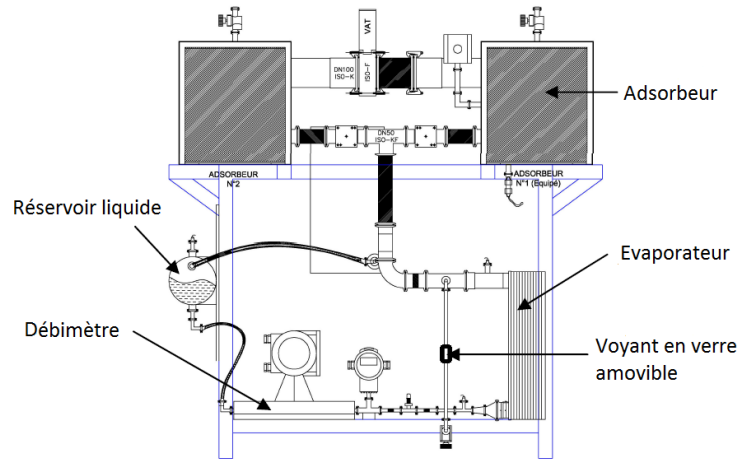
## 2. Evaporateur basse pression : approche « du composant au système »

*Cette partie a été développée au cours du projet ANR ECOSS (Evaporateur Compacteur pour Systèmes à Sorption, 2012 - 2016). À la suite du départ de Marc Clause, j'ai exercé le rôle de coordinateur de ce projet ANR. Ce projet a été le support financier de la thèse de Florine Giraud. Pierrick Vallon, assistant ingénieur, a participé à certains essais expérimentaux. Les travaux avaient pour ambition de proposer des préconisations de dimensionnement d'échangeur thermique à plaques compact pour de l'évaporation d'eau à basse pression. Pour cela, une approche à deux échelles a été proposée. A partir des travaux réalisés à l'échelle d'un canal d'échangeur, des nombres adimensionnels ont été développés puis testés sur un banc de machine à adsorption incluant un échangeur industriel. Au-delà de la partie administrative à reprendre, j'ai piloté les travaux expérimentaux à l'échelle de la machine à adsorption et ai participé aux expérimentations à l'échelle d'un canal d'échangeur.*

D'un point de vue environnemental, les machines à sorption ont un double avantage : l'utilisation possible de l'énergie solaire ou des rejets thermiques ainsi que l'utilisation de l'eau comme fluide de travail. Cependant, le développement d'échangeur compact s'avère être un point crucial pour le développement des machines à sorption afin d'accroître son taux de pénétration sur le marché des systèmes de climatisation solaire ; marché pour lequel la compacité et le coût sont deux facteurs importants (Gluesenkamp et al., 2011). De plus l'eau présente des inconvénients tels que la masse volumique de vapeur faible, la limitation de la plage de fonctionnement à du froid positif et l'obligation de fonctionner à des pressions subatmosphériques (pression au niveau de l'évaporateur de l'ordre du kiloPascal).

Dans le cadre du projet ANR ECOSS, un banc expérimental de production de froid par adsorption a été utilisé. L'objectif de ce banc était de valider (ou non) la pertinence des résultats obtenus sur un autre banc expérimental dédié à l'étude « locale » des phénomènes physiques dans un canal unique d'échangeur (banc décrit par la suite). Ce banc « système » à adsorption est présenté en figure 2.1. Le couple de travail est zéolithe/eau. Le banc possède deux adsorbours remplis de 36 kg de zéolithe chacun. L'évaporateur est de type plaque. Un indicateur de niveau est utilisé permettant d'estimer le niveau de liquide à l'intérieur de l'évaporateur. Les pressions et températures sont mesurées à l'entrée et sortie de chaque composant. Les procédures de tests ont été inspirées de Clause et al. (2011). Le niveau de liquide ( $H_l$ ) peut être réglé entre 5 et 25 cm, la température d'entrée du fluide secondaire à l'évaporateur ( $T_{e,fs}$ ) varie entre 14 et 25 °C.

**Figure 2.1** Schéma du banc expérimental d'adsorption pour une approche système (Clausse et al., 2011)



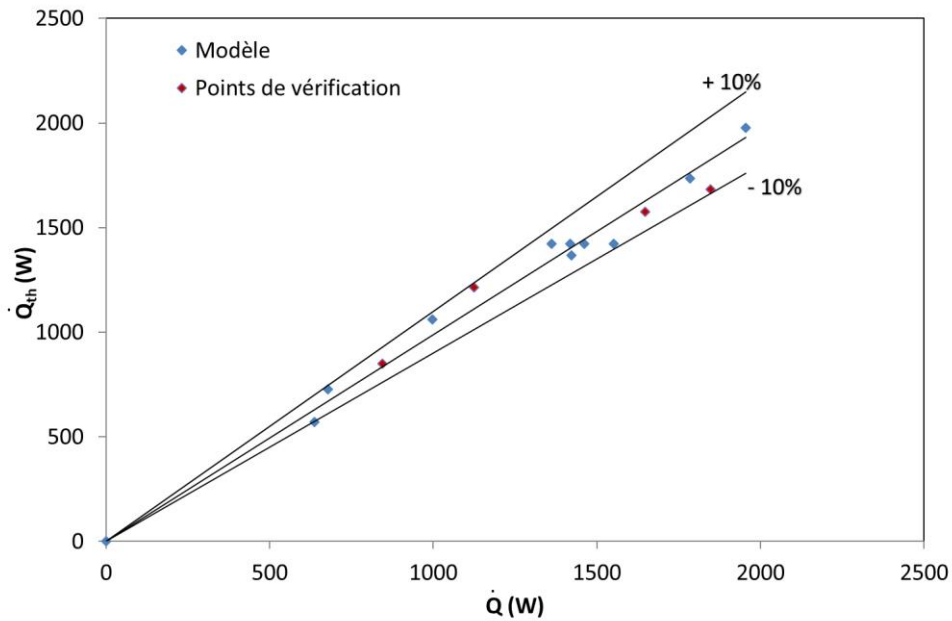
❖ **L'essentiel** Un banc de système à adsorption instrumenté a permis de tester les nombres adimensionnels

Devant la complexité des phénomènes physiques mis en jeu et afin de prédire la production thermique moyenne (moyenne sur les valeurs instantanées calculées par bilan énergétique sur le fluide secondaire) tout en étudiant l'impact de différents facteurs, un modèle statistique a été développé à l'aide d'un plan d'expérience de type Doelhart à deux paramètres qui ont été identifiés comme ayant un impact significatif lors d'essais préliminaires : la température d'entrée du fluide secondaire et la hauteur du fluide frigorigène dans le canal d'évaporateur, les autres paramètres étant constants. Dix essais expérimentaux ont été réalisés : sept essais différents et trois répétitions de l'expérience au centre du plan d'expériences. Le modèle mathématique est donné par l'équation 2.1, où  $X_i$  et  $X_j$  sont des valeurs centrées dans la gamme  $[-1 ; +1]$  :

$$\dot{Q}_{th}(W) = b_0 + \sum_{i=1}^2 b_i X_i + \sum_{i=1}^2 b_{ii} X_i^2 + \sum b_{ij} X_i X_j \quad (2.1)$$

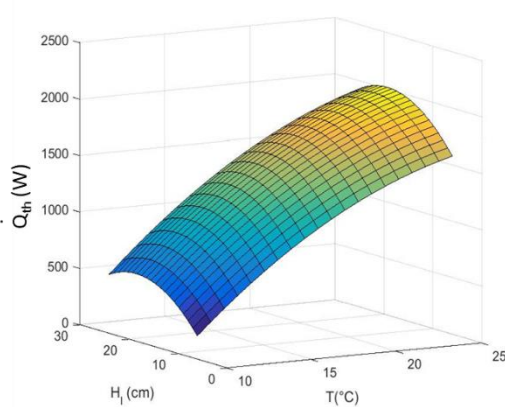
Après calibration, le modèle a été validé sur quatre expériences spécifiques mettant en évidence une erreur relative de l'ordre de 9 % (figure 2.2). D'après le modèle obtenu la puissance frigorifique moyenne maximale atteignable est de 2021 +/- 75 W dans le domaine expérimental étudié, pour une température d'entrée de fluide secondaire de 25 °C et une hauteur de remplissage de 19,2 cm (figure 2.3).

**Figure 2.2** Comparaison des résultats de la puissance thermique calculée par le modèle mathématique du plan d'expériences et celle mesurée par l'expérience (Tremeac et al., 2017)

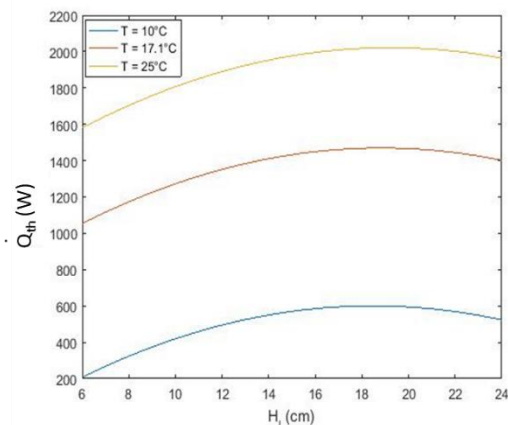


❖ **L'essentiel** Le modèle développé prédit très correctement la puissance thermique dans les limites de l'étude

**Figure 2.3** Evolution de la puissance frigorifique moyenne théorique, calculée à l'aide de l'équation mathématique, en fonction a) de la température d'entrée du fluide secondaire et de la hauteur de remplissage b) la hauteur de remplissage pour trois températures d'entrée du fluide secondaire (Tremeac et al., 2017)



(a)



(b)

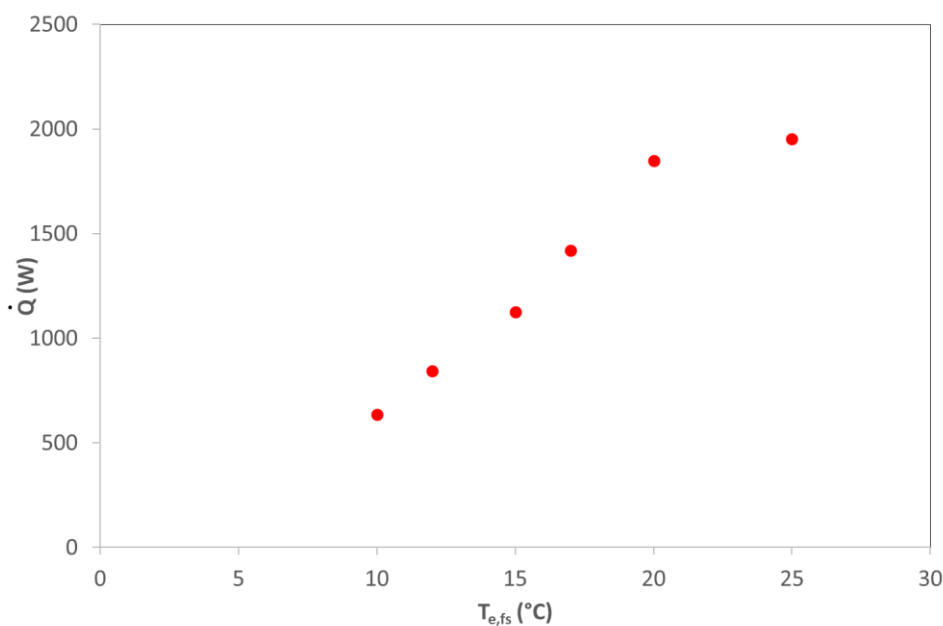
❖ **L'essentiel** Le modèle mathématique permet de prédire les points optimaux théoriques

A une hauteur de 15 cm, la figure 2.4 montre une forte influence de la température de l'entrée du fluide secondaire sur la puissance frigorifique mesurée expérimentalement. Ceci est en cohérence avec la littérature (Clausse et al., 2011). Cette relation est confirmée par les coefficients du plan d'expériences (Tableau 2.1) : le coefficient  $b_1$ , relatif à la température d'entrée du fluide secondaire, est plus important que le facteur  $b_2$  relié à la hauteur de liquide. Pour une hauteur de remplissage de 15 cm, une augmentation de la puissance frigorifique de 151 % est observée entre une température d'entrée du fluide secondaire fixée à 10 °C ( $\dot{Q} = 570 \pm 75$  W) et une température d'entrée du fluide secondaire fixée à 17 °C ( $\dot{Q} = 1433 \pm 75$  W) (figure 2.3). La figure 2.4 confirme cette évolution à l'aide des résultats expérimentaux obtenus. Cependant, cette augmentation est significative que jusqu'à une température de fluide secondaire donnée (ici aux alentours de 20 °C). Au-delà de cette température, l'évolution de la puissance frigorifique moyenne semble s'infléchir. Des études complémentaires doivent être menées pour déterminer les conditions qui amènent à ce changement de tendance.

La hauteur de la colonne d'eau a une influence moindre sur la puissance frigorifique obtenue. Pour une température d'entrée du fluide secondaire de 14 °C, entre une hauteur de 19,2 cm (maximum théorique, figure 2.3b) et 6 cm, le modèle prédit une augmentation de la puissance frigorifique moyenne de 56 %. Expérimentalement, cette augmentation est de 46 % entre 6 cm et 24 cm.

D'un point de vue pratique, il est à noter qu'une hauteur de remplissage trop faible ou trop forte n'est pas conseillée. Dans le premier cas, le niveau de liquide se situe dans le distributeur et n'a pas encore atteint la partie utile de l'échangeur. Dans le second, l'entraînement du liquide peut être observé dans la conduite de vapeur réduisant la puissance frigorifique et pouvant entraîner un surcoût énergétique lors de la phase de désorption. De plus, au remplissage maximal (24 cm dans ce cas), le fort sous-refroidissement en entrée de l'évaporateur (causée par la hauteur hydrostatique) peut réduire voire annuler la production thermique. Cependant, ce phénomène n'a pas été observé dans les expériences menées.

**Figure 2.4** Evolution de la puissance frigorifique moyenne expérimentale en fonction de la température d'entrée du fluide secondaire ( $H_I = 15 \text{ cm}$ ) (Tremeac et al., 2017)



❖ **L'essentiel** L'accroissement de la puissance frigorifique est fortement lié à la température d'entrée du fluide secondaire jusqu'à une valeur limite (données expérimentales)

Tableau 2.1 Coefficients du plan d'expériences

$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{12}$
$\dot{Q}_{th} _0$	$T_{fs}^*$	$H_I$	$T_{fs}^{2*}$	$H_I^{2*}$	$T_{fs}^* H_I^*$
1470,38	703,21	194,25	196,62	252,83	18,91

La littérature étant assez pauvre dans le domaine de l'évaporation basse pression de l'eau, il est nécessaire de proposer aux industriels des outils de dimensionnement des échangeurs adaptés à ce niveau de pression (environ 10 mbar). Pour cela, une approche, qui ne prend pas en compte l'intermittence des phénomènes ainsi que la cinétique de sorption, a été mise en place au cours du projet ECOSS lors de la thèse de Florine Giraud<sup>3</sup>. Cette approche est basée sur des nombres adimensionnels développés à partir de mesures, afin de pouvoir faire du changement d'échelle entre le banc expérimental d'étude locale des phénomènes physiques (étude d'un canal d'échangeur à plaque lisse) et un banc expérimental d'une machine à adsorption avec un échangeur de type industriel vu précédemment. Ces mesures locales ont été réalisées sur un banc expérimental d'un canal d'évaporateur vertical à plaque lisse permettant à la fois la mesure de température et la visualisation des écoulements et formations de bulles le long de ce canal. Le banc expérimental permet la

<sup>3</sup> Pour la clarté du lecteur, je n'ai pas participé à l'encadrement de la thèse.

vaporisation de l'eau pour des cycles reproduisant à la fois les conditions d'une machine à absorption ou d'une machine à adsorption (« simulé » à l'aide d'un thermosiphon).

Le premier nombre développé, au cours de cette thèse, est un nombre de Bond (Bo) adapté de celui utilisé classiquement lors de l'ébullition en milieu confiné prenant en compte l'impact des forces inertielles lors du détachement de la bulle (Giraud et al., 2016) (Eq. 2.2-2.4). La figure 2.5a représente l'évolution de ce nombre de Bond en fonction de la puissance frigorifique spécifique c'est-à-dire la puissance frigorifique par longueur mouillée.

$$Bo = \frac{H_l}{\frac{u^2}{2g} + \sqrt{\left(\frac{u^2}{2g}\right)^2 + L_c^2} + \frac{\mu u}{[(\rho_l - \rho_v)g]}} \quad (2.2)$$

Avec

$$u = \sqrt{\frac{4\sigma}{3\rho_l R_{cav}}} \quad (2.3)$$

$$L_c = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.4)$$

$H_l$  la hauteur de liquide (m),  $g$  l'accélération de la pesanteur ( $m.s^{-2}$ ),  $\rho_l$  et  $\rho_v$  respectivement la masse volumique du liquide et de la vapeur ( $kg.m^{-3}$ ),  $\sigma$  la tension superficielle du fluide ( $N.m^{-1}$ ),  $L_c$  la longueur capillaire (m),  $\mu$  la viscosité dynamique ( $kg.m^{-1}.s^{-1}$ ),  $u$  la vitesse ( $m.s^{-1}$ ),  $R_{cav}$  rayon du site de nucléation (m).

Le deuxième nombre s'inspire du nombre de Jakob (Ja) (eq.2.5). La figure 2.5b représente l'évolution de la puissance frigorifique adimensionnelle (eq. 2.6) en fonction du nombre de Jakob.

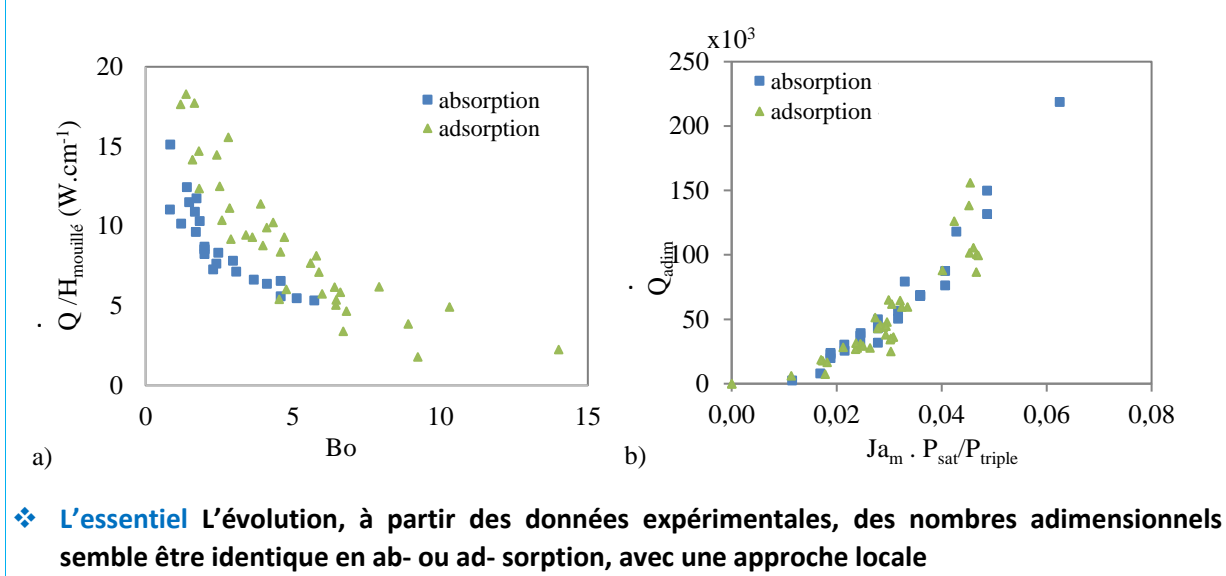
$$Ja_m = \frac{c_{pl} (T_w - T_{sat})}{\Delta h_{lv}} \quad (2.5)$$

$$\dot{Q}_{adim} = \dot{Q} \frac{\rho_v}{\mu_l \sigma} \quad (2.6)$$

Avec  $c_{pl}$  la capacité calorifique du liquide ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ ),  $T_w$  la température de surface dans la partie liquide (K),  $T_{sat}$  la température de saturation à la pression de vapeur à l'interface libre (K) et  $\Delta h_{lv}$  l'enthalpie de vaporisation du fluide ( $J.kg^{-1}$ ),  $\rho_v$  la masse volumique (faible) de l'eau qui va dans le sens d'une expansion rapide du volume de la bulle, la tension superficielle  $\sigma$  ( $N.m^{-1}$ ) et la viscosité dynamique  $\mu$  ( $kg.m^{-1}.s^{-1}$ ) qui freinent cette expansion.

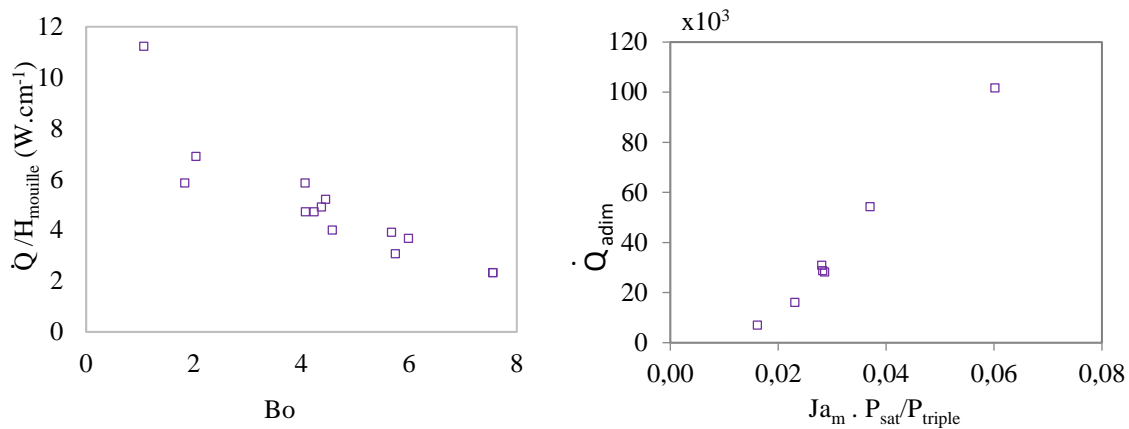


**Figure 2.5 Evolution de a) la puissance spécifique en fonction du nombre de Bond b) d'une puissance frigorifique adimensionnelle en fonction du nombre de Jakob par le ratio  $P_{sat}/P_{triple}$  (Giraud et al., 2017)**



Dans le cas de la machine à adsorption incluant un échangeur industriel, l'évolution des nombres adimensionnel - basée sur les données expérimentales - est présentée en figure 2.6. Par comparaison avec les résultats obtenus dans le cas de la maquette expérimentale sur un canal d'échangeur à plaque lisse (figure 2.7), nous constatons une tendance similaire dans l'évolution des nombres adimensionnels. Cette observation met ainsi en évidence l'intérêt de ces nombres pour des applications différentes d'autant plus que, bien que les phénomènes physiques soient très différents, ces mêmes tendances ont été retrouvées quelle que soit l'échelle d'étude. Ainsi, l'évolution des nombres adimensionnels développés dans le cadre de la plateforme expérimentale « locale » (figure 2.5) est en cohérence avec les résultats obtenus sur la plateforme « système global » (figure 2.6) laissant présager des pistes quant à la définition de règles de dimensionnement d'échangeur compact pour ce type d'application. Cependant on peut noter une dispersion des résultats qui nécessite d'approfondir l'étude. En effet, ces premiers résultats pourraient laisser penser que l'évolution de ces nombres adimensionnels ne sont que très peu dépendants de la physique de sorption (ab ou ad sorption) ainsi que de la structure géométrique de l'évaporateur (canal unique en plaque lisse, ou échangeur à plusieurs canaux avec chevrons) ce qui *a priori*, ne semble pas évident. De nouvelles campagnes d'essais devront éclairer ces points permettant de définir les plages d'utilisation de ces nombres dans lesquelles ces résultats sont encore valides et valider ou non les observations faites.

**Figure 2.6 Evolution de a) la puissance spécifique en fonction du nombre de Bond b) la puissance frigorifique adimensionnelle en fonction du nombre de Jakob par le ratio  $P_{sat}/P_{triple}$  obtenues dans l'échangeur industriel (Tremeac et al., 2017)**



❖ **L'essentiel** L'évolution des nombres adimensionnels par l'approche système semble proche de celle par l'approche locale

### 3. Conclusion

Dans ce chapitre, un échangeur thermique diphasique a été étudié à différentes échelles : d'une échelle locale (un seul canal d'échangeur, plaque lisse) à une échelle système (un échangeur industriel au sein d'une machine frigorifique à adsorption). Les travaux ont mis en avant l'utilisation des nombres adimensionnels pour l'étude de l'évaporation basse pression de l'eau. Les résultats montrent des résultats concordants entre une approche « locale » et une approche « système ». Des travaux sont entrepris actuellement afin de consolider ces nombres par une étude, théorique et expérimentale, approfondie basée notamment sur Delaplace et al. (2014) sur la plateforme expérimentale « approche locale ». Ces travaux sont menés dans le cadre d'un partenariat que j'ai initié avec l'Université de Cheikh Anta Diop (Dakar, Sénégal). Ce partenariat se matérialise par la thèse de Pape Sene sous la direction du Pr Mamadou Lamine Sow et dont je participe à l'encadrement ainsi que F. Giraud.

Au niveau local, les travaux de F. Giraud ont mis en évidence que le flux thermique est généré à 70 % par l'évaporation du film liquide formé suite à l'éclatement et la projection du liquide sur la paroi (Giraud et al., 2016). Si l'on veut maîtriser le flux thermique produit, il devient alors indispensable de comprendre les mécanismes physiques complexes mis en jeu lors de la formation de la bulle (Giraud and Tremeac, 2019) et son éclatement. C'est le travail que mène actuellement Patric Mantaropoulos dans le cadre de sa thèse dirigée par Pr Pascal Tobaly et co-encadrée par Florine Giraud et moi-même.

Dans les travaux proposés jusqu'à présent dans le chapitre précédent et celui-ci, les sources thermiques étaient maîtrisées et stables, permettant de ne pas avoir à prendre en compte leur impact sur les phénomènes physiques étudiés. Cependant, il serait intéressant de faire le lien entre le système frigorifique et les sources thermiques afin de pouvoir quantifier l'impact de l'un sur l'autre. C'est l'objectif du chapitre suivant qui traitera de l'impact de la source froide sur le système frigorifique et l'impact du système frigorifique sur la source chaude.



## Chapitre 3 Le système frigorifique et ses sources thermiques

### 1. Positionnement

Dans ce chapitre, nous traiterons tout d'abord de l'impact de la source froide sur la consommation énergétique d'une climatisation en période caniculaire (actuelle et future). Ce point est étudié *via* l'utilisation de deux types d'isolations thermiques pour deux logements habités sur Paris. Dans le cadre de bâtiments à faible inertie, la problématique technologique des marches/arrêts très fréquents pour l'organe de compression va entraîner une réduction drastique de sa durée de vie (Simon et al, 2015). Afin de parer à cette problématique, l'utilisation d'un stockage thermique peut apparaître pertinent. De la problématique technologique découle alors une problématique scientifique : l'étude expérimentale des régimes transitoires pour une boucle frigorifique intégrant une cuve de stockage en chaleur latente. Celle-ci est abordée dans la 2<sup>ème</sup> partie de ce chapitre. Enfin, la dernière partie traite de l'impact du système frigorifique sur la source chaude : quelle est l'influence des rejets thermiques de la climatisation sur la température, à 2 mètres, dans les rues de Paris ? Cette étude s'intéresse à une période caniculaire « actuelle » mais également à des vagues de chaleur extrêmes (projection).

### 2. Influence des caractéristiques de la source froide sur le comportement d'un système de climatisation

Cette partie propose une analyse de deux cas distincts mettant en jeu des problématiques « sources froides » critiques dans un environnement d'actualités : pour le premier cas de rénovation d'un bâtiment ancien et dans le deuxième cas de conception de boucle froide pour intégration à un bâti neuf et à faible inertie.

#### *a. Impact sur la consommation énergétique de la variation de la source*

Dans le cadre de la climatisation de bâtiment, la source froide est directement en lien avec la performance de l'enveloppe. Dans le contexte du changement climatique, la demande d'énergie du secteur du bâtiment pourrait, pour la climatisation, augmenter de 248 % jusqu'en 2100 en Grèce (Asimakopoulos et al., 2012). En Chine, Chow et al. (2013) ont montré qu'à l'avenir, la demande de refroidissement pourrait augmenter fortement par rapport à une faible réduction de la demande de chauffage. Fang et al. (2014) ont étudié l'effet de l'isolation des murs extérieurs sur la consommation énergétique et l'environnement thermique intérieur, sous climat chaud, avec deux chambres expérimentales. Les résultats ont démontré que l'utilisation d'un système d'isolation thermique externe peut améliorer l'efficacité énergétique du bâtiment : jusqu'à 23 % d'économie sur la consommation d'énergie de la climatisation pendant la période d'essai en été. Des mesures

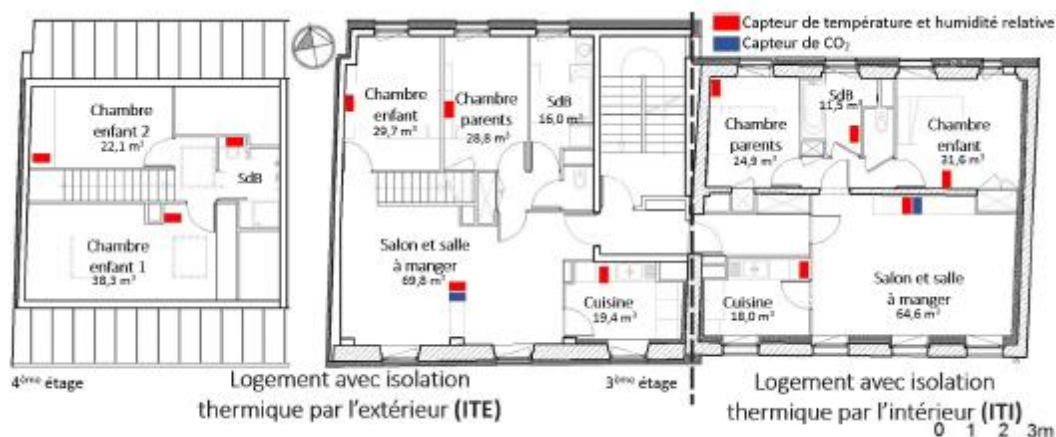
d'adaptation climatique passives comme la protection solaire ou une ventilation naturelle supplémentaire pourraient limiter la demande de refroidissement de 59 % à 75 % (van Hooff et al., 2016). Cependant, ces solutions sont adaptées pour de nouveaux bâtiments ou une ville "nouvelle" mais dans une ville historique, dont le patrimoine est classé, ces solutions peuvent être très complexes et coûteuses à mettre en œuvre. Pour ces villes, les bâtiments sont souvent traités pour réduire les consommations énergétiques en hiver sans en connaître les conséquences l'été.

Les résultats présentés par la suite se concentrent sur Paris : une ville historique et densément peuplée. Même si les vagues de chaleur deviendront plus fréquentes à la fin du siècle mais aussi plus longues et plus intenses qu'aujourd'hui (Lemonsu et al., 2014), la littérature est rare, pour Paris, sur l'impact de la rénovation actuelle des bâtiments anciens (et donc de la source froide) sur la température intérieure et sur la demande et la consommation énergétique liée à la climatisation en été. Cela est le cas aussi bien pour les conditions météorologiques actuelles que dans le cas de projections sur l'évolution du climat. Pour pallier ce manque de connaissances, l'étude présentée par la suite s'appuie sur deux logements rénovés à Paris dans des environnements in situ réels pour la calibration et la validation d'un modèle de simulation de bâtiment à partir de données enregistrées. Par la suite, des simulations sont effectuées pour une année climatique future où les conditions intérieures et la demande et la consommation d'énergie pour la climatisation ont été étudiées à l'aide du modèle calibré afin de quantifier l'impact de l'évolution de la température externe dans les années futures sur les consommations énergétiques de logements rénovés avec les techniques actuelles.

*Ces travaux sont issus de la thèse CIFRE de Karina Azos (2013-2016) en collaboration avec la société CMDL/Manaslu Ing. J'ai participé au co-encadrement de la thèse dirigée par le Pr Christophe Marvillet. J'ai fortement encadré la doctorante, architecte de formation, afin de lui apporter les connaissances et compétences scientifiques (transferts de chaleur et de masse notamment) nécessaire. Il est à noter que les outils numériques utilisés ont été choisis en lien étroit avec le partenaire industriel.*

Afin d'étudier l'impact que pourrait avoir une modification de la source froide, deux appartements adjacents, situés dans le 20<sup>e</sup> arrondissement de Paris, ont été instrumentés (figure 3.1). Le bâtiment a été construit au XIX<sup>e</sup> siècle et a subi une rénovation en 2012. La rénovation thermique a été légèrement différente entre les appartements. La façade sud du logement côté est a été rénovée par de la laine minérale en isolation thermique par l'intérieur (ITI) et le logement côté ouest a sa façade sud qui a été isolée par de l'isolant en polystyrène à l'extérieur (ITE). Les matériaux et leurs caractéristiques sont donnés dans le tableau 3.1. Il est à noter que les logements ne sont pas équipés de système de rafraîchissement. Une ventilation naturelle par ouverture des fenêtres est mise en place par les occupants.

Figure 3.1 Plan architectural des deux logements. Localisation des capteurs de mesure (Azos, 2016)



❖ **L'essentiel** Les logements occupés ont été instrumentés permettant un suivi de la température et de l'humidité relative.

Tableau 3.1 Propriétés des matériaux

Couches (de l'int. vers l'ext.)	Conductivité thermique	Masse volumique	Capacité thermique	Diffusivité thermique	Epaisseur	
	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\rho$ (kg.m <sup>-3</sup> )	$c_p$ (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\alpha$ (m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> )	ITE (cm)	ITI (cm)
Plâtre	0,600	1380	840	5,1750.10 <sup>-7</sup>	1,5	1,5
Laine minérale	0,038	140	840	3,2313.10 <sup>-7</sup>	22	-
Pierre calcaire	0,870	1680	1100	6,3775.10 <sup>-7</sup>	46	46
Polystyrène	0,036	35	1400	7,3469.10 <sup>-7</sup>	-	18
Enduit plâtre et chaux	0,670	1650	840	4,8341.10 <sup>-7</sup>	1,5	1,5
	<b>Résistance thermique (m<sup>2</sup>.K.W<sup>-1</sup>)</b>				<b>6,7</b>	<b>6,8</b>

Dans un premier temps, il est indispensable d'évaluer le comportement des logements. Cela est réalisé à l'aide des données enregistrées entre 2014 et 2015 (à l'intérieur et à l'extérieur des logements). Les logements étant occupés, un minimum de capteurs a pu être installé à l'intérieur afin de ne pas gêner les occupants. La campagne de mesure a permis le suivi de l'évolution temporelle (toutes les 10 min, pendant 2 ans) de la température de l'air et de l'humidité relative dans chaque zone (figure 3.1). Le capteur de CO<sub>2</sub> a été utilisé pour définir les moments de présence et d'absence des occupants. Ces données ont été utilisées pour le calage et la validation d'un modèle développé sous EnergyPlus, construit à l'échelle du logement. Concernant les données extérieures, elles ont été obtenues à l'aide d'une station météo située certes à quelques kilomètres des logements mais représentatives de conditions urbaines identiques (Hendel et al., 2015). Ces données ont également servi pour le calage du modèle en tant que données d'entrée de celui-ci. Une fois le modèle validé, le comportement des logements dans des conditions d'évolution du climat a été étudié. Pour cela, des conditions extérieures hypothétiques issues des simulations météorologiques ont été utilisées. Ces données, obtenues à l'aide du logiciel Meteonorm de Meteotest, correspondent à des scénarios de conditions extrêmes à Paris basés sur les scénarios B1, A1B et B2 du GIEC (Groupe d'experts d'Intergouvernemental sur l'Evolution Climatique). Une comparaison « situation actuelle » « situation future » est réalisée. Afin

d'éviter un biais, les données expérimentales des conditions météorologiques actuelles n'ont pas été utilisées. Cette comparaison entre les simulations faites avec les données météorologiques des conditions futures provenant de Meteonorm a été faite avec des simulations réalisées avec des données météorologiques du climat actuel provenant également de Meteonorm. L'influence des occupants n'a été étudiée que pour le cas du climat futur.

Les résultats présentés par la suite seront ceux pour la période d'août, après calage et validation des modèles<sup>4</sup>.

Les modèles de chaque appartement permettent de mettre en évidence l'impact de la source froide sur le système frigorifique. En cas de vague de chaleur, pour une période inoccupée, la température intérieure varie entre 30 °C et 37 °C pour le logement ITI et entre 28 °C et 34 °C pour le logement ITE, contre 26-34 °C et 23-32 °C en période climatique standard. En heures cumulées, la température de l'air intérieur est comprise entre 30 et 36 °C, durant plus de 99 % du temps au cours du mois d'août pour le logement ITI et autour de 68 % pour le logement ITE. La présence d'occupants dans les logements engendre une augmentation des températures dans les appartements pour le climat futur: la température intérieure est au-dessus de 30 °C 100 % du temps pour le logement en ITI contre 87 % du temps pour le logement en ITE. En cas de conditions climatiques standard, ces valeurs sont de 43 % et 34 % respectivement.

Ces températures élevées dans les appartements sont à corréliser avec un nombre de décès plus important lors d'une vague de chaleur, notamment dans les pays tempérés par rapport aux pays chauds. A titre d'exemple, en 2003, en France on dénombre 14802 décès causés par la vague de chaleur. La fatigue générée lors des périodes de canicules vient notamment d'un manque de sommeil réparateur car le corps peut être exposé à des températures élevées ne lui permettant pas de se reposer sereinement. Une piste serait de limiter l'exposition du corps à des températures trop élevées lors de la période de sommeil. Les travaux, menés en collaboration avec Martin Hendel du LIED (Université Paris Diderot, UMR 8236), se sont intéressés au décalage du sommeil afin de limiter l'exposition du corps à des températures supérieures à 26 °C lors du repos. Les résultats ont mis en évidence, à partir d'une référence basée sur un repos entre 22h00 et 7h00, qu'un décalage de l'heure du sommeil d'une ou deux heures permet une réduction de l'exposition à des températures supérieures à 26 °C de 7,6 % et 14 % respectivement (Hendel et al., 2017). Ce résultat pourrait amener à une réflexion quant aux heures de sommeil à adapter pour des populations à risques (par exemple personnes âgées, enfants en bas âge).

Une autre possibilité pour limiter l'impact des températures élevées sur la population est l'utilisation d'un système de climatisation. Bien que les logements étudiés ne soient pas équipés de système de rafraîchissement, il est intéressant de montrer, à l'aide des modèles numériques, l'impact de l'évolution du climat sur les consommations énergétiques pour maintenir une température intérieure de 26 °C (avec une ventilation naturelle la nuit).

En période météorologique standard, la puissance maximale nécessaire pour maintenir cette température est quasi identique pour les deux logements (autour de 1200 W). Cependant, la fréquence d'utilisation n'est pas la même d'un logement à l'autre. Pour le salon (zone exposée au soleil) par exemple, l'énergie nécessaire pour maintenir la température de 26 °C est de 2,74 kWh.m<sup>-3</sup>

---

<sup>4</sup> Non présentés dans ce document

pour le logement ITI et de  $1,77 \text{ kWh.m}^{-3}$  pour le logement ITE. Ainsi, une isolation par l'extérieur permet une réduction de l'ordre de 30 % de la consommation énergétique générée pour le rafraîchissement. Ce résultat est cohérent avec les travaux de Fang et al. (2014). Pour une pièce non exposée (une chambre), l'énergie nécessaire est moindre (comme attendu) et de l'ordre de  $0,61 \text{ kWh.m}^{-3}$  pour ITE et  $0,83 \text{ kWh.m}^{-3}$  pour ITI.

Le scénario avec vague de chaleur va entraîner une augmentation de cette demande de rafraîchissement de 131 % pour le logement ITE et 79 % pour le ITI concernant la salle à manger (zone exposée au soleil). Pour une zone non-exposée au soleil, comme une chambre, cette variation est de 167 % et 247 % respectivement. En prenant une valeur moyenne du coefficient de performance d'un groupe de rafraîchissement du commerce de 2,5 et d'un prix moyen de l'électricité de  $0,15 \text{ € kWh}^{-1}$ , la vague de chaleur peut engendrer, pour le mois d'août, un surcoût de 10 € pour le salon en ITE et 8 € pour la même pièce en ITI, de la facture d'électricité. Ce calcul simple donne un ordre de grandeur ; cependant il ne prend pas en compte le surcoût énergétique (et donc financier) engendré par les marches/arrêts du système de climatisation. Cette fréquence d'utilisation différente pourrait également avoir un impact sur la durée de vie du système de climatisation, par un vieillissement prématuré du compresseur notamment. Ce constat fait écho à une étude menée avec CMDL/Manaslu Ingénierie. Ces travaux, focalisés sur un bâtiment avec une enveloppe performante (isolation thermique, étanchéité à l'air), ont mis en évidence un accroissement des courts-cycles du système de climatisation dégradant fortement les performances énergétiques du système (Simon et al., 2015). Afin de réduire ce phénomène, le stockage thermique est un composant bien connu. Son intégration au sein de la boucle complète va nécessiter une bonne compréhension des phénomènes dynamiques des différents composants.

#### *b. Intégration d'un stockage thermique*

*Ce travail a été développé dans le cadre du projet ANR ACLIRSYS (Advanced Control for Low Inertia Refrigeration Systems – Commande avancée pour les systèmes de réfrigération à faible inertie, 2012-2016). Le laboratoire a eu en charge les essais expérimentaux de l'ensemble de la chaîne énergétique intégrant un stockage thermique par chaleur latente. J'étais le responsable des tâches du Cnam. Les travaux de montage ainsi que les essais ont été réalisés par des assistants ingénieurs (Gabriel Pount puis Mehdi Charni) sous la supervision de Marie-France Terrier et moi-même. J'ai apporté mes compétences pour l'analyse des résultats expérimentaux et la comparaison avec les résultats de simulation numérique proposés par un laboratoire partenaire (LAGEP). De plus, dans le cadre de ce projet pluridisciplinaire, un post-doctorant du laboratoire LCIS (Laboratoire de Conception et d'Intégration des Systèmes - EA 3747), Manhal Abouzlam, a travaillé sur l'installation expérimentale afin de mettre en œuvre une régulation innovante adaptée. Ce travail a été réalisé sous ma supervision où j'ai pu apporter mes compétences et connaissances en systèmes énergétiques et faire le lien avec le domaine du contrôle-commande.*

Le système mis en place par le Cnam a permis d'étudier le fonctionnement d'une cuve de stockage couplée à un système thermodynamique incluant des algorithmes innovants de contrôle/commande. Le défi technique et scientifique a été principalement de mettre en œuvre la boucle complète de taille réelle et l'instrumenter de manière adéquate afin de pouvoir analyser les phénomènes transitoires.

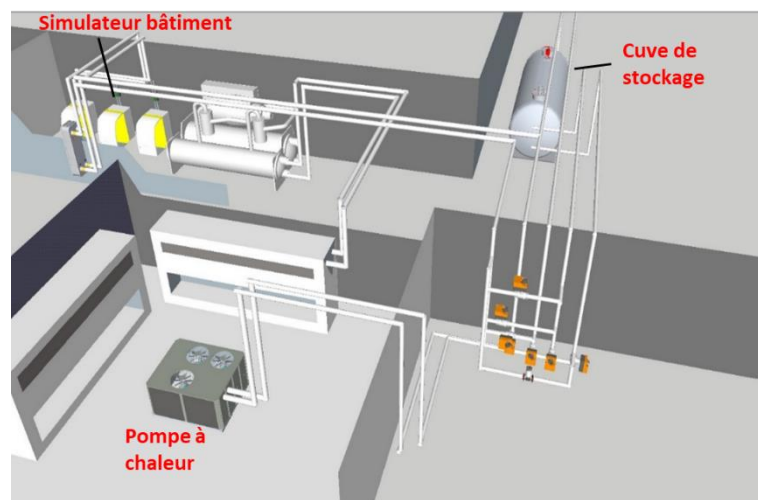
La cuve de stockage a été fournie par Cristopia et la pompe à chaleur (PAC) par CIAT. Il est à noter que l'installation est à taille « réelle » (figure 3.2) : la cuve de stockage contient 2442 nodules eutectiques



dont la température de fusion est autour de 0 °C et permet un stockage théorique de 96 kWh d'énergie, la pompe à chaleur est d'une puissance de 40 kW et le fluide frigorigène est le R-404A.

La boucle d'essai a été mise en place prioritairement pour l'étude en mode « été » de la maquette. La PAC a été installée dans une pièce thermo-régulée existante au laboratoire. En mode « été », la chaleur des condenseurs est évacuée par un aérotherme relié à une machine de production de froid déjà existante (machine à vis, puissance thermique frigorifique max de 50 kW au régime 6/8 °C). L'évaporateur de la PAC est alors relié à la cuve de stockage et à un réchauffeur d'eau (80 kW max) simulant le profil de besoin, à l'aide d'un fluide secondaire (eau glycolée).

**Figure 3.2 Schéma de principe de l'installation expérimentale complète**



❖ **L'essentiel** Le dispositif expérimental de taille réelle et son instrumentation permettent d'étudier le comportement temporel de chaque composant

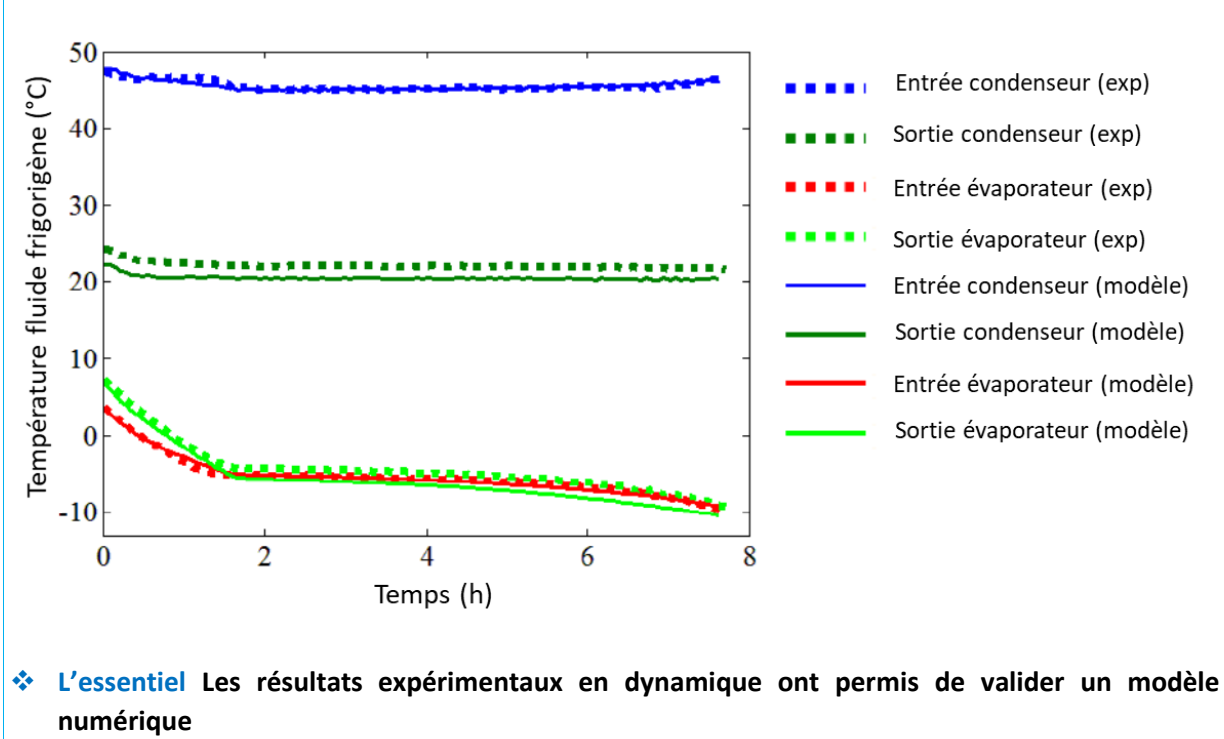
Une attention particulière a été portée sur le comportement transitoire de l'installation complète. Ainsi, les capteurs de mesure ont été sélectionnés, positionnés et étalonnés afin de rendre compte au mieux de cette dynamique de réponse. Au-delà des niveaux de températures, pressions en entrée et sortie de chaque composant, des mesures de la vitesse de rotation du compresseur ainsi que les vitesses des ventilateurs ont été réalisées.

Le banc d'essais permet une production directe, semi directe ou avec stockage. Une série de tests a pu être menée en faisant varier plusieurs paramètres (vitesse compresseur, ouverture détendeur notamment) ainsi que les sources thermiques (aux deux échangeurs). L'ensemble de ces mesures ont permis de comprendre les phénomènes physiques de manière fine et précise, notamment la vitesse de charge et décharge de la cuve de stockage, l'impact de la vitesse variable du compresseur sur les performances du système global.

Les résultats expérimentaux ont été comparés aux résultats de simulation, à partir de modèles basés sur une approche cascade de réacteurs parfaitement agités continus, obtenus par le LAGEP (Laboratoire d'Automatique et de Génie des Procédés – UMR 5007) (Wu et al., 2016). La figure 3.3 montre par exemple la comparaison entre le modèle du LAGEP et les données expérimentales du Cnam concernant la température du fluide frigorigène à l'entrée et la sortie des deux échangeurs thermiques.

Les résultats obtenus à l'aide des simulations sont en très bon accord avec les données expérimentales en régime transitoire.

**Figure 3.3 Comparaison entre données expérimentales et modèle de la température de fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie de chaque échangeur thermique (Wu et al., 2016)**



De plus, une régulation spécifique a été développée par le LCIS (Laboratoire de Conception et d'Intégration des Systèmes - EA 3747) et implantée sur la maquette du système complet, dans le cadre du post-doctorat de Manhal Abzoulam. La stratégie adoptée prend en compte le contrôle hiérarchique où un simulateur précis et rapide du système a été proposé pour valider les lois de contrôle. Ces lois de contrôle ont été calculées en considérant des modèles simples où les incertitudes sont considérées avec des contrôleurs robustes.

Des lois de contrôle ont été développées pour le suivi asymptotique de la température retour bâtiment (température d'entrée du fluide secondaire de l'échangeur) autour d'une température de référence.

Ce contrôleur a permis de déterminer la puissance thermique de référence à fournir au système. Cette puissance a été subdivisée en : une puissance de référence à fournir par la PAC et une puissance à fournir via le ballon de stockage. En fonction de l'énergie disponible dans le stock, les contrôleurs développés permettent de satisfaire au besoin avec comme paramètres d'entrée la vitesse du compresseur pour la PAC et le débit traversant de fluide frigoporteur pour la cuve.

Seuls des essais préliminaires ont pu être réalisés afin de tester ces algorithmes. Les résultats expérimentaux ont permis de montrer que lors d'une charge thermique pour le bâtiment variable entre 6 et 35 kW sur plusieurs heures :

- l'algorithme développé a permis une légère amélioration de la stabilité de la température (réduction de l'écart à la consigne), dans le cadre de l'utilisation de la PAC seule ;

- le rajout de la cuve de stockage au cas précédent a réduit le nombre de marches/arrêts du compresseur de 10 à 1 minimisant ainsi les risques de casse du compresseur et les surconsommations. Comme prévu, les algorithmes développés ont mis en priorité la pompe de la cuve afin de satisfaire aux besoins variables du bâtiment (jusqu'à 25 marches/arrêts). Cependant ces composants sont moins consommateurs d'énergie qu'un compresseur et sont plus adaptés à des marches/arrêts fréquents.

### **3. Impact des rejets thermiques de la climatisation sur la température de Paris**

Le rôle de l'air conditionné dans les vagues de chaleur fait l'objet de controverses. D'une part, il protège contre le stress thermique les habitants qui se trouvent dans des espaces plus frais mais, d'autre part, il peut contribuer à augmenter la température de la rue si l'on utilise une climatisation qui rejette la chaleur de condensation dans l'air. Enfin et surtout, il existe deux tendances qui pourraient contribuer à l'extension de l'îlot de chaleur urbain (ICU). La première est le réchauffement climatique qui suggère que d'ici quelques décennies, les températures extrêmes observées en France pendant la canicule d'août 2003 ne devraient plus faire exception. La deuxième tendance est l'émergence de nombreuses mégapoles, dans des pays comme la Chine qui favorisent l'accroissement des ICU. C'est la raison pour laquelle l'atténuation de l'ICU correspond à un important défi actuel. Certains auteurs ont développé des modèles numériques pour comprendre l'influence de la climatisation sur la température de l'air. Wen and Lian (2009) ont mis au point un modèle de boîte pour déterminer quantitativement l'augmentation de la température extérieure causée par l'utilisation de climatiseurs domestiques à Wuhan, en Chine. La variation de température peut ainsi atteindre 2,56 °C, selon les auteurs cités précédemment. Hsieh et al. (2007) ont discuté de la pénalité du rejet de chaleur à la charge de refroidissement pendant la nuit, dans la ville de Taipei. L'augmentation de température obtenue par modélisation numérique a atteint 1,89°C. À Tokyo, la chaleur résultant de l'utilisation des climatiseurs a fait augmenter la température de l'air de 1 à 2 °C ou plus les jours de semaine, dans le quartier des bureaux (Ohashi et al., 2007).

A côté de la climatisation individuelle, il existe des réseaux de froid urbains qui gèrent différemment le rejet de chaleur, comme c'est le cas pour Climespace à Paris qui utilise soit des tours de refroidissement humide, soit la Seine. Cependant, aucune estimation des impacts des différents types de technologies de refroidissement sur les températures extérieures n'a encore été réalisée à une échelle plus grande que celle du quartier avec des modèles détaillés à moyenne échelle.

L'étude présentée par la suite, va s'intéresser aux conséquences des rejets thermiques de la climatisation sur les températures de la rue à Paris dans le cas de la vague de chaleur qui s'est produite en août 2003. Nous présentons d'abord quelques résultats sur l'influence globale de la climatisation à Paris et dans les 25 km environnants, puis une analyse locale est effectuée pour certains quartiers parisiens intra-muros.

*Cette étude s'inscrit dans le projet CLIM<sup>2</sup> (climatisation et climat urbain) : projet collaboratif pluridisciplinaire avec le groupe d'études de l'atmosphère météorologique (GAME, Météo France) du CNRS et la société Climespace. J'étais le responsable scientifique pour le CNAM et l'équipe incluait*

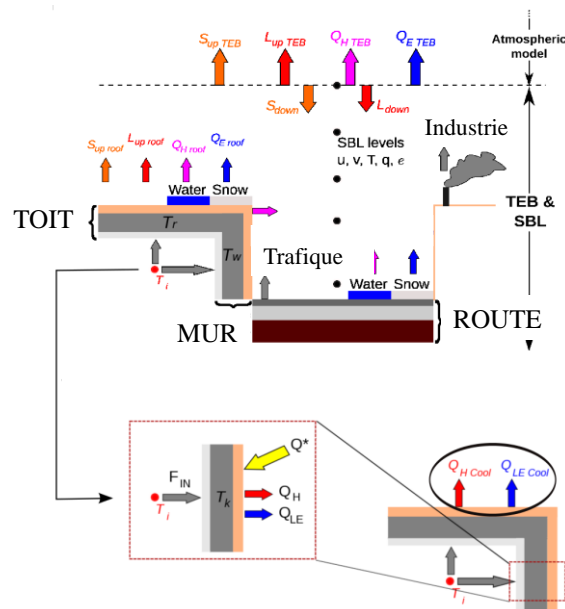
également le Pr Francis Meunier et un assistant ingénieur Pierre Bousquet que j'ai encadré. Le projet visait à évaluer l'impact des rejets de chaleur des équipements de climatisation sur la température dans les rues de Paris et le Grand Paris, lors d'un épisode caniculaire équivalent à celui de 2003. Au-delà des apports scientifiques que j'ai apportés au projet sur les systèmes de climatisation pour le développement du code de calcul de Météo France, j'ai développé la méthodologie afin de recenser les systèmes de climatisation installés dans Paris et analysé les résultats fournis par le modèle, sous le prisme de l'énergéticien. Les résultats présentés par la suite ne s'attarderont donc pas sur les aspects liés au climat urbain mais plutôt sur l'impact des rejets thermiques des systèmes de climatisation sur la température de la rue.

### α. Modèle et méthodologie

Afin d'avoir un minimum d'informations pour pouvoir comprendre les résultats par la suite, le modèle de climat urbain utilisé par l'équipe GAME de Météo France est explicité succinctement.

MESO-NH, modèle atmosphérique méso-échelle développé par Lafore et al. (1997) et Stein et al. (2000), est utilisé pour reproduire les conditions climatiques de l'été 2003 (9-13 août). Ce modèle est couplé à un modèle TEB (Town Energy Balance) dédié au calcul des échanges entre surfaces urbanisées et l'atmosphère (Masson, 2000) (figure 3.4) : le paysage urbain est simplifié sous la forme d'un réseau de « canyons » de longueur infinie et dont les directions sont représentées avec la même probabilité. TEB simule les échanges de chaleur et d'eau pour les trois surfaces génériques (toit, mur et route). Les rejets de chaleur et de vapeur d'eau de la circulation automobile et des industries peuvent également être ajoutés. Avant cette étude, les rejets thermiques en lien avec la climatisation n'étaient pas pris en compte dans les rejets thermiques anthropiques.

Figure 3.4 Description simplifiée du modèle TEB incluant la climatisation (Munck et al., 2013)



❖ **L'essentiel** Un réseau de canyon permet de représenter le paysage urbain. A chaque canyon sont assimilés les différents impacts anthropiques

La prise en compte de la climatisation au sein de TEB se fait par des rejets thermiques des condenseurs situés sur les toits ainsi qu'une température intérieure de consigne de 26 °C pour les bâtiments climatisés. Afin d'être réaliste quant aux rejets thermiques liés à la climatisation (puissance, type et localisation), il est indispensable de connaître la répartition géographique de ces rejets thermiques via les condenseurs. Pour cela une cartographie des condenseurs a été réalisée pour le domaine de simulation (Paris et alentours). N'ayant pas d'informations officielles sur ce sujet, j'ai développé une méthode originale basée sur de la visualisation par échantillonnage. Une première étape a été de définir cinq zones représentatives à la fois de la diversité de densité d'habitations/commerces sur Paris, mais également de la diversité du parc immobilier parisien. Au sein de chaque zone définie, la démarche suivante a été appliquée :

- Une visualisation satellite *via* des sites type « Google earth ». Un recensement des condenseurs visibles en toiture a alors été effectué ;
- Une visualisation *via* « Google street » a permis de relever les condenseurs en façade des bâtiments ;
- A partir du nombre de condenseur et du type, un ratio « rejet thermique/nombre de ventilateur » a été appliqué. Ce ratio a été défini à l'aide des informations fournies par plusieurs fournisseurs qui sont moyennées.

La démarche proposée a permis de calculer les rejets thermiques des condenseurs. A la vue des résultats obtenus, nous avons regroupé les ratios en deux catégories : un ratio fort (33,68 W/m<sup>2</sup>) et un ratio faible, qui correspond à la moyenne des quatre autres (8,26 W/m<sup>2</sup>).

La deuxième étape a été d'attribuer un ratio à chaque maille du modèle sur Paris. Par visualisation satellite, chaque maille a été associée à un des deux ratios de base. A cela il faut rajouter, pour chaque maille :

- Les cas particuliers type gymnase, data center, centres commerciaux, grosses structures, etc. Pour cette catégorie, une visualisation spécifique a été réalisée afin de définir la puissance des condenseurs installés.
- Les installations classées : les tours humides principalement. Les informations fournies à l'administration relatives à ces installations ont pu être récupérées.

Hors Paris, un relevé visuel des différentes installations a été effectué à partir des outils en ligne. Le ratio de puissance par ventilateur appliqué est le même que dans le cas de Paris intra-muros.

Ainsi, il a été possible de créer une base de données incluant pour chaque centre de maille différentes valeurs : la coordonnée GPS de chaque centre de maille, le ratio de base appliqué, les « grosses infrastructures » et les installations tour humide classées. Cette base de données, développée au Cnam, a été implantée dans le code de calcul de Météo France.

Une puissance totale de 5,6 GW de rejet thermique, incluant également les rejets thermiques des transformateurs électriques alimentant la climatisation, a été implémentée dans le modèle en différenciant les systèmes : condenseur à air, tour de refroidissement et réseau de froid urbain (tours humides + condenseur sur Seine). C'est le scénario REEL. En terme de rejet thermique, on peut noter que le réseau urbain entraîne une « délocalisation » de ce rejet : celui-ci ne sera pas, très majoritairement, localisé sur la même maille que la production frigorifique.

Le scénario SEC prend en compte les besoins en froid du scénario REEL mais ces derniers sont tous satisfaits par des systèmes de refroidissement sec et sans le réseau de froid urbain. Deux scénarios de prospective ont été étudiés : d'une part, le scénario SECx2 qui suppose que les besoins en froid seront doublés par rapport à REEL et seront tous satisfaits par des systèmes à refroidissement sec, et d'autre part, le scénario NOREJ qui satisfait les besoins en climatisation du scénario SECx2 mais avec les rejets thermiques dissipés ailleurs dans que l'air ambiant (par exemple par l'utilisation du sous-sol, de la Seine).

Pour le scénario SECx2, afin d'éviter un scénario non réaliste, le rejet thermique est limité à  $126 \text{ W/m}^2_{\text{plancher}}$  (c'est-à-dire  $90 \text{ W}_{\text{froid}}/\text{m}^2_{\text{plancher}}$ , valeur provenant des retours d'expérience du partenaire du projet Climespace). Cette puissance globale (10,32 GW) sur le domaine d'étude est répartie à 68 % sur Paris intra-muros et 32 % hors Paris.

L'objectif étant de comparer et d'estimer l'influence des systèmes de refroidissement à court et long terme sur l'îlot de chaleur urbain, les scénarios sont comparés à un scénario de référence (REF) sans climatisation afin d'évaluer l'impact de la climatisation sur la température de l'air dans la rue à 2 mètres du sol (« hauteur d'homme »). Ces écarts de température par rapport au scénario de référence sont nommés « anomalies » par la suite.

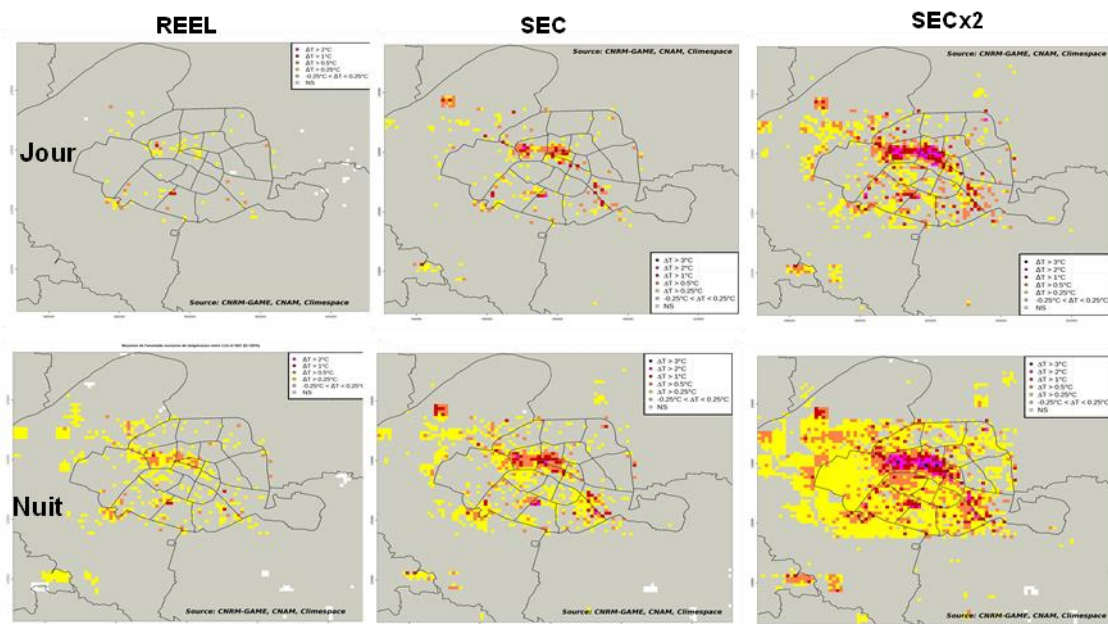
### *b. Résultats*

#### **Impact sur la température de la rue**

En comparant avec le scénario de référence sans climatisation, les trois scénarios considérés sur la figure 3.5 montrent une augmentation de la température. Comme attendu, la température au centre de Paris est plus influencée par la climatisation qu'à l'extérieur de Paris, situation causée par une forte concentration de bâtiments climatisés à Paris. De plus, les résultats mettent en évidence :

- Une augmentation de la température de l'air de la rue : les trois scénarios montrent une augmentation de la température de la rue à deux mètres par rapport au scénario de référence. Ces anomalies varient de 0,3 à 1 °C pour le scénario REEL, de 0,3 à 2 °C pour le scénario SEC et de 0,3 à 3 °C pour le scénario SECx2. Ces résultats obtenus pour Paris sont cohérents avec les résultats obtenus pour Tokyo (Kikegawa et al., 2006; Ohashi et al., 2007) ou Taipei (Hsieh et al., 2007) : 1 à 2°C et 0,8 à 1,8 °C respectivement.
- Un impact plus important la nuit : les résultats mettent en évidence que les anomalies sont plus importantes la nuit que le jour. Cela peut s'expliquer par la structure de la couche atmosphérique qui diffère entre le jour et la nuit. Le jour, une couche limite épaisse (estimée à 2300 m) ainsi qu'un fort mélange turbulent expliquent la valeur faible des anomalies. La nuit, cette couche est de l'ordre de 250 m et le mélange est moins turbulent expliquant la valeur plus forte des anomalies.
- Une étendue spatiale variable en fonction des scénarios : alors que le scénario REEL montre des anomalies très localisées, les deux autres scénarios génèrent des impacts sur les zones adjacentes au rejet thermique. Cela est d'autant plus vrai la nuit. Ainsi, les résultats mettent en évidence que plus les rejets thermiques sont importants et plus ces derniers impactent la température des rues éloignées de ce rejet.
- Un impact plus important des systèmes secs : une évolution réglementaire qui devrait interdire les tours humides au profit des systèmes « secs » entraînera un impact sur la température de la rue notable (comparaison entre SEC et REEL).

**Figure 3.5** Variation moyenne de la température à 2m du sol pour les 3 scénarios pour le jour et la nuit pour tout le domaine d'étude (Paris et hors Paris) (Munck et al., 2013)

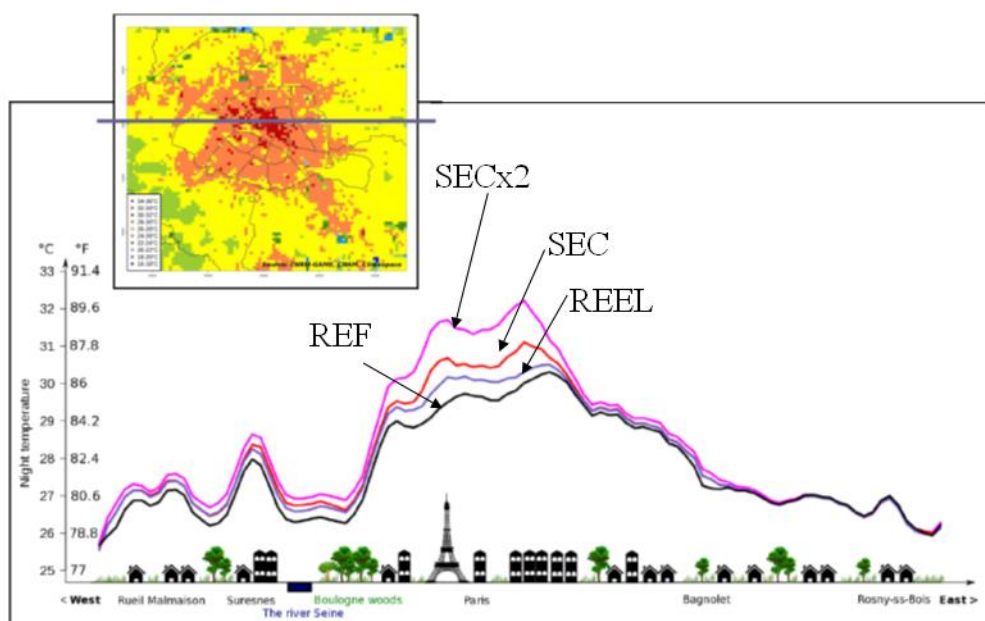


❖ **L'essentiel** L'impact des rejets thermiques de la climatisation est plus important la nuit que le jour

### Impact sur l'îlot de chaleur urbain (ICU)

La figure 3.6 présente, pour une section est-ouest, le profil de température moyenne de nuit pour les quatre scénarios, incluant le scénario de référence. On peut constater l'influence de la climatisation sur l'îlot de chaleur urbain notamment par son impact sur l'étendue spatiale des zones les plus chaudes et son intensité. L'amplitude de l'ICU pour le scénario de référence (REF) est de 3,75 °C et atteint 4,5 °C pour SEC et 5,5 °C pour SECx2.

**Figure 3.6 Profil de température de nuit pour une section Est-Ouest (Munck et al., 2013)**



❖ **L'essentiel** Les rejets thermiques de la climatisation ont une influence sur l'étendue spatiale des zones chaudes et leur intensité

Pour le scénario REEL, la structure de l'ICU est comparable à celle de la situation de référence, avec une légère augmentation des températures au-dessus des zones densément urbanisées qui est corrélée à une augmentation similaire à l'ouest de Paris, y compris au-dessus des zones du bois de Boulogne et de la Seine.

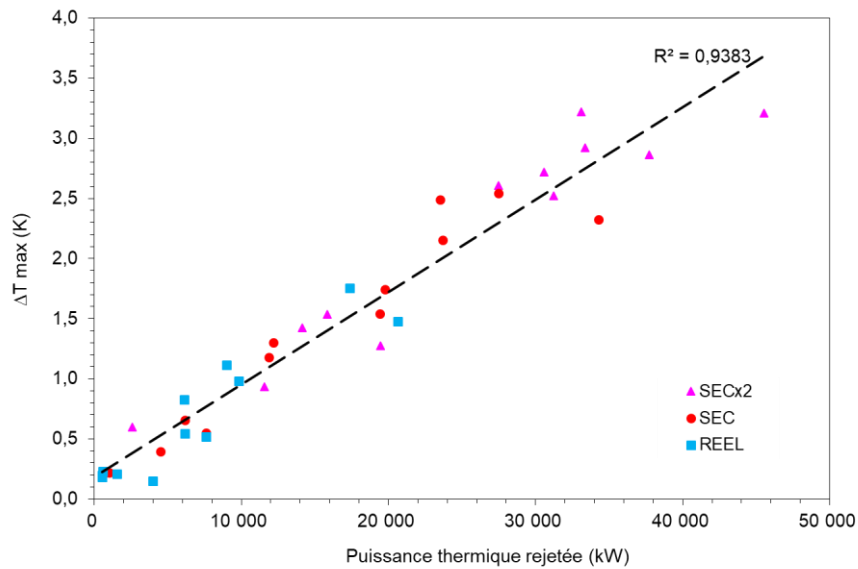
#### Evolution de la variation maximale de la température de rue

Parmi les 9000 mailles du domaine de simulation pour Paris, douze (250 m x 250 m de résolution) ont été sélectionnées pour une analyse locale, en fonction du type (climatisation individuelle, connexion au réseau Climespace, tours humides...), de la densité de climatisation, du type de bâtiment.

La variation maximale de la température de la rue causée par la climatisation pour ces douze mailles a été reportée en fonction de la puissance thermique de rejet (figure 3.7). Localement, l'augmentation de la température causée par la climatisation semble être proportionnelle linéairement avec la puissance de rejet, pour tous les scénarios. Ainsi, les quartiers très fortement équipés avec un refroidissement sec seront plus fortement impactés par les vagues de chaleur et l'utilisation de la climatisation, que les quartiers non équipés en climatisation ou que les quartiers dont le rejet thermique est dissipé dans un milieu autre que l'air ambiant, comme nous pouvions nous y attendre.



**Figure 3.7** Variation de la température locale en fonction de la chaleur sensible rejetée pour un échantillon de douze mailles (Tremeac et al., 2012)



❖ **L'essentiel** Les rejets thermiques causés par la climatisation ont une influence linéaire sur l'accroissement maximale de la température

On peut noter que la droite ne passe par l'origine. Ceci met en évidence l'impact des mailles adjacentes : un rejet thermique ne s'arrête pas aux frontières de sa maille, comme déjà indiqué précédemment.

### Variation locale de la température pour trois quartiers

Parmi les douze mailles sélectionnées précédemment, trois représentatives de zones différentes de Paris sont présentés sur le tableau 3.2 pour le cas REEL.

Tableau 3.2. Description de trois mailles étudiées dans Paris (250x250 m<sup>2</sup>)

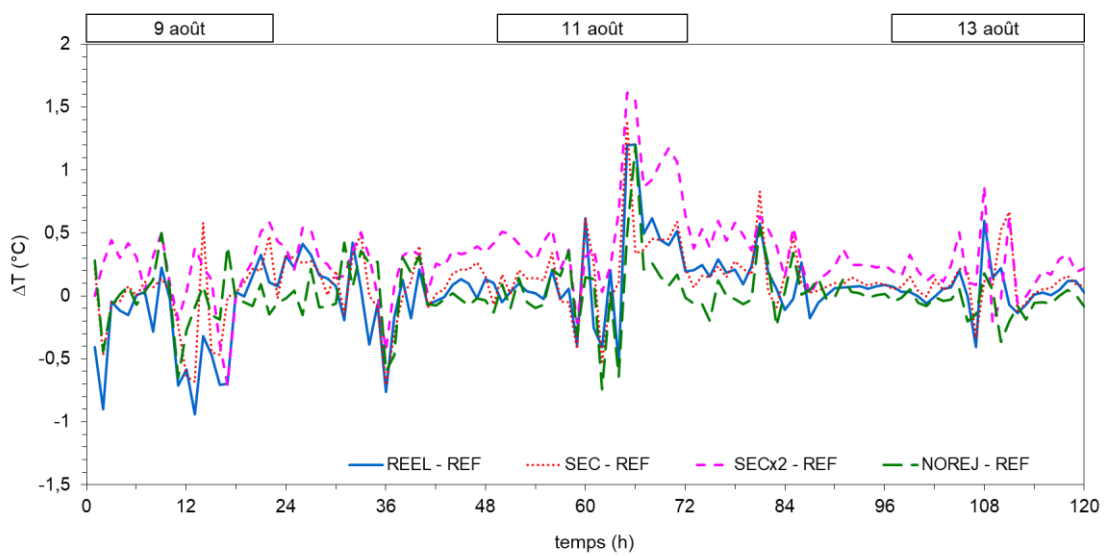
Maille	Localisation	Description	Chaleur sensible/latente rejetée (kW)	Ratios en $W_{\text{chaud}}/m^2_{\text{plancher}}$ ; $W_{\text{chaud}}/m^2_{\text{sol}}$	%puissance de bâtiment raccordé au réseau Climespace
A	Nord Est	Résidentiel	549 / 427	6,5 ; 15,6	0
B	Ouest	Commercial, hôtel de luxe	6 131/ 1 843	24,9 ; 127	<1%
C	Centre	Commercial, musée	580 / 926	5,7 ; 24	91

Les figures 3.8 présentent les variations locales de température à 2 m du sol durant les cinq jours de la canicule d'août 2003 pour les mailles A, B et C respectivement et pour les quatre scénarios. Pour tous les quartiers (c'est-à-dire les mailles), la variation maximale de température (11 août 2003) atteint +3,5 °C pour la maille B et le scénario SECx2. Pour la maille A (Fig. 3.8a), avec un faible ratio de

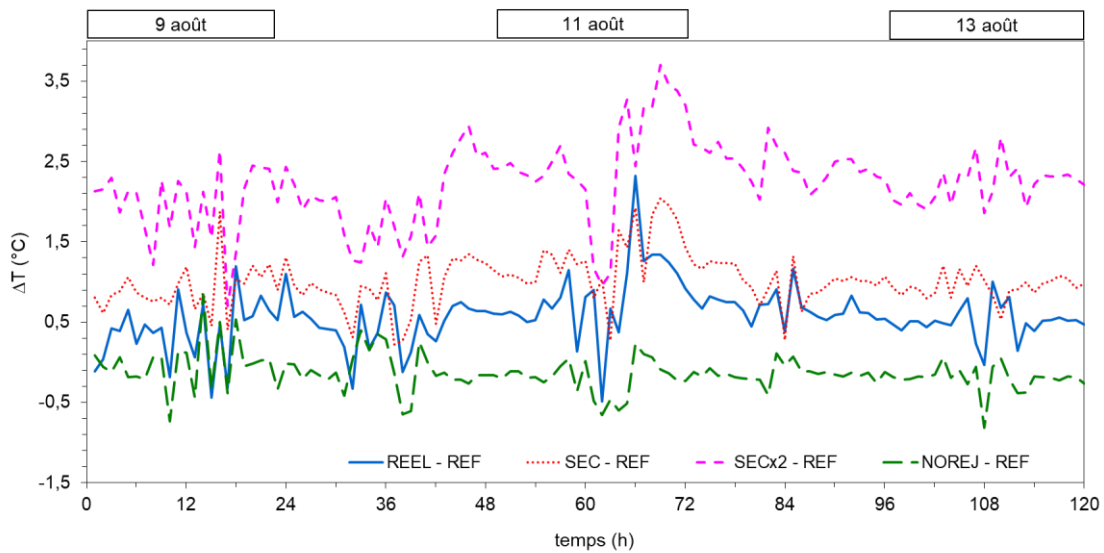
climatisation, l'impact de la climatisation est faiblement marqué à l'exception du 11 août à 16h00 avec un maximum de +1,5 °C (scénario SECx2).

**Figure 3.8** Variation locale de la température entre chaque scénario et le scénario de référence pour a) la maille A b) la maille B c) la maille C (Tremeac et al., 2012)

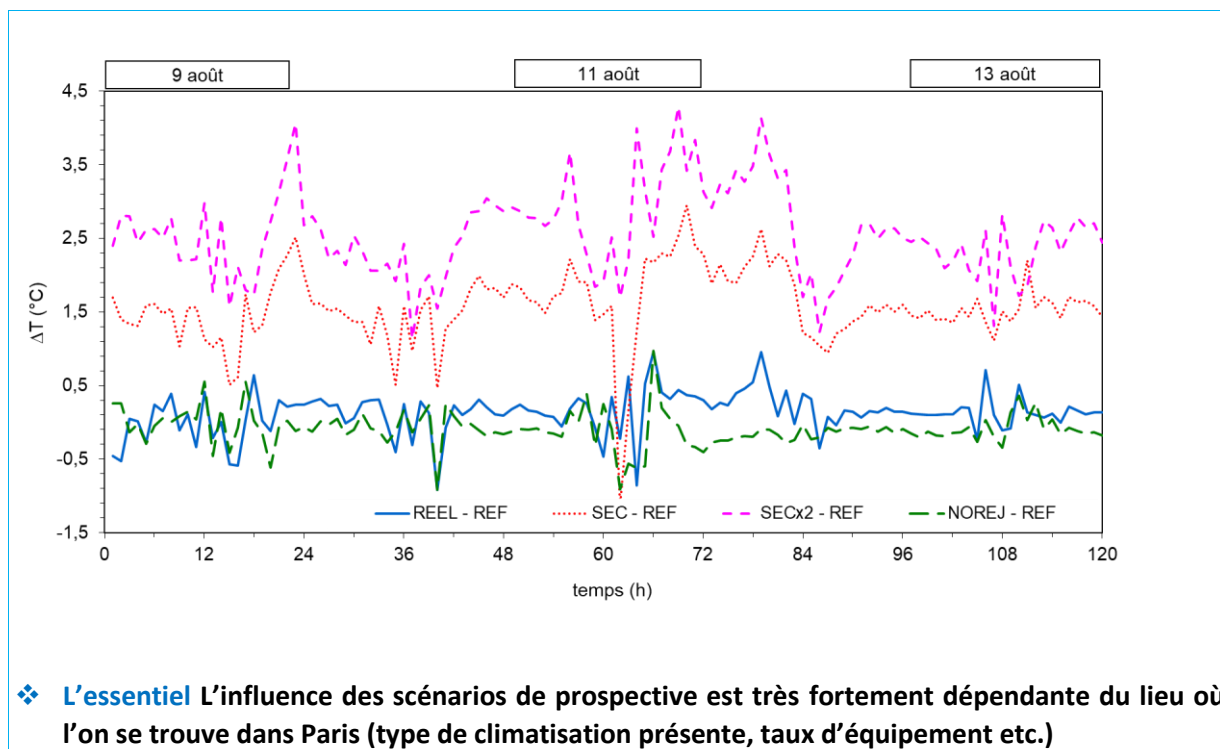
a)



b)



c)



Pour la maille B (figure 3.8b) avec une forte densité de refroidissement sec, la température augmente pour le cas REEL jusqu'à une valeur de 2,3 °C. La très forte majorité de la climatisation étant déjà en sec, le passage au scénario SEC a peu d'influence sur la température de la rue mais si on double cette climatisation (SECx2), l'impact sera alors notable (max 3,5 °C). Pour cette maille, la gestion de la climatisation avec un rejet ailleurs que dans l'air (c'est-à-dire l'utilisation du sous-sol et/ou de la Seine) avec le scénario NOREJ permet d'avoir une limitation de l'îlotage de chaleur urbain (et très ponctuellement une légère diminution de la température par rapport au scénario de référence).

Le fort taux de bâtiments connectés au réseau Climespace de la maille C permet de limiter l'impact de la climatisation sur la variation de la température locale, pour le scénario REEL (figure 3.8c). Ceci est notamment le fait de la délocalisation du rejet thermique comme mentionné précédemment. En effet, si tous ces bâtiments utilisaient un refroidissement sec (scénario SEC), la température augmenterait de +2,5 °C (le rejet thermique est alors localisé sur le même lieu que le froid produit). Dans le cadre d'un développement en sec de ce type de quartier et avec des climatisations individuelles, la température sera alors impactée de +4 °C (scénario SECx2),

Pour toutes les mailles étudiées, le scénario NOREJ annule l'augmentation de la température (par rapport au scénario de référence sans climatisation) et peut, ponctuellement et localement, diminuer légèrement la température dans la rue réduisant ainsi l'ICU local et créant un « effet Oasis » local (Meunier, 2007).

## 4. Conclusion

Les travaux mis en avant dans ce chapitre positionnent le système frigorifique en lien direct avec les sources thermiques et les conséquences induites. En complément, ce chapitre, mêlant études numériques et expérimentales, présente également des approches à échelles différentes. Dans le premier exemple proposé, nous avons montré l'influence de la source froide (via la modification du type d'isolant de l'appartement et donc une modification de son comportement thermique dans le temps) sur les performances d'une machine thermodynamique. Le deuxième exemple traité s'intéresse à la machine thermodynamique et l'utilisation d'un système de stockage thermique afin de limiter et lisser les fortes variabilités des sources thermiques. Il a été montré que la mise en place d'une instrumentation fine et adaptée permet une étude des régimes transitoires adéquate laissant des perspectives intéressantes quant à la mise en place de contrôle/commande adapté. Enfin, nous sommes intéressés, à l'échelle de la ville, à l'influence du système thermodynamique sur la variation de la température de la source chaude, localement. Dans l'étude proposée, le modèle de la source froide (bâtiment) est très simplifié et il n'y a pas de prise en compte de la variation de la source chaude sur les performances des systèmes. Dans une suite, il serait intéressant de coupler ces trois échelles d'étude.

Une première approche serait statistique. Celle-ci est en cours de développement à travers des travaux que je mène actuellement avec Elyes Nefzaoui (Esycom Lab, UMR 9007) et Martin Hendel (Lied, UMR 9236), en collaboration avec la ville de Paris qui nous a donné accès à certaines données de consommations électriques de bâtiments. La diversité des bâtiments parisiens rend complexe une étude cas par cas afin de développer une politique énergétique pertinente à l'échelle de la ville. Ainsi l'exploitation des données de consommations énergétiques électriques permettra de développer, via une approche globale, une stratégie de gestion des systèmes de climatisation à court et long terme et une meilleure adaptation aux ICU. Une classification statistique des données à deux niveaux a été développée. Tout d'abord celui du bâtiment : classification des points de consommations journalières en fonction des températures extérieures moyennes ce qui permet de dégager des groupes de points distincts, ou clusters, révélateurs de comportements journaliers différents, en fonction du type de jour considéré. Deuxièmement, celui du parc de bâtiment considéré : classification des différents bâtiments en fonction du nombre et de type de clusters obtenus pour chaque bâtiment dans l'étape précédente.

Une seconde approche serait plus physique. Celle-ci ne pourrait se faire qu'à partir de modèles simplifiés (ou méta-modèles ou modèles réduits). Ces modèles devront être représentatifs des phénomènes physiques mais avec un temps de calcul acceptable pour une étude sur des temps longs et des échelles d'espace grandes (ville ou plus généralement un territoire).



## Chapitre 4

### Perspectives

#### 1. Contexte

Les perspectives proposées dans ce chapitre s'inscrivent dans un projet d'évolution personnelle mais également d'équipe. Suite à un éclatement du laboratoire CMGPCE (Chimie Moléculaire, Génie des Procédés Chimiques et Energétiques, EA7341) lors de la période d'évaluations HCERES, l'équipe ESIB (Energétique des Systèmes pour l'Industrie et le Bâtiment), l'une des équipes de cette unité de recherche, est devenue le laboratoire du froid, des systèmes énergétiques et thermiques (Lafset) depuis le 1er janvier 2019 dont j'ai pris la direction. Cette nouvelle entité s'est structurée autour d'un projet ambitieux (et réaliste sur le long terme). Ce chapitre est, évidemment, en lien étroit avec ce projet que j'ai rédigé, soumis à la Direction de la Recherche puis porté devant le Conseil Scientifique du Cnam, qui l'a validé. Celui-ci est structuré en deux thèmes. Le premier (nommé « les fluides de transfert de remplacement ») a pour objectif est de développer des connaissances nouvelles. Il viendra alimenter le second (« développement de méthodologies avancées ») qui tâchera de mettre en œuvre des outils numériques d'analyse ou de simulation adaptés aux acteurs socio-économiques (robustes, précis, rapides).

Ce chapitre développe des perspectives en complément de celles présentées dans les conclusions des trois chapitres précédents qui proposent déjà des idées afin de continuer les travaux présentés. Ainsi, alimenté directement ou indirectement par mes travaux antérieurs, ce chapitre s'inscrit dans une continuité : avoir une vision à plusieurs échelles des problématiques scientifiques en lien avec les systèmes de production de froid. A travers un titre unique « le froid au cœur des territoires »<sup>5</sup>, la suite de ce chapitre va balayer différentes échelles d'étude afin de mettre en évidence l'importance d'avoir une vision pluridisciplinaire des problématiques. Je propose ainsi plusieurs pistes de réflexion d'axes de recherche avec une approche multi échelles et multi thématiques en regroupant à la fois des compétences de thermique, thermodynamique, statistique ainsi qu'une ouverture vers les sciences sociales mais toujours en lien avec les systèmes frigorifiques.

Les idées proposées ci-dessous, en cours de réalisation ou en réflexion, peuvent nécessiter la complémentarité de champs disciplinaires différents. Il est alors évident, qu'en complément de mes compétences en thermique-énergétique dans le domaine des machines frigorifiques, certaines

---

<sup>5</sup> Titre fortement inspiré du programme « Au cœur des territoires » lancé par Olivier Faron, administrateur général du Cnam, pour accompagner la transformation des compétences et des métiers, donner à chacun les clés pour devenir acteur de son parcours professionnel mais aussi fournir des solutions adaptées aux enjeux économiques et sociaux de chaque bassin d'emploi

problématiques sont le socle de projets collaboratifs pluri/trans disciplinaires. Des partenaires académiques ou socio-économiques sont identifiés le cas échéant.

## 2. Le froid au cœur des territoires

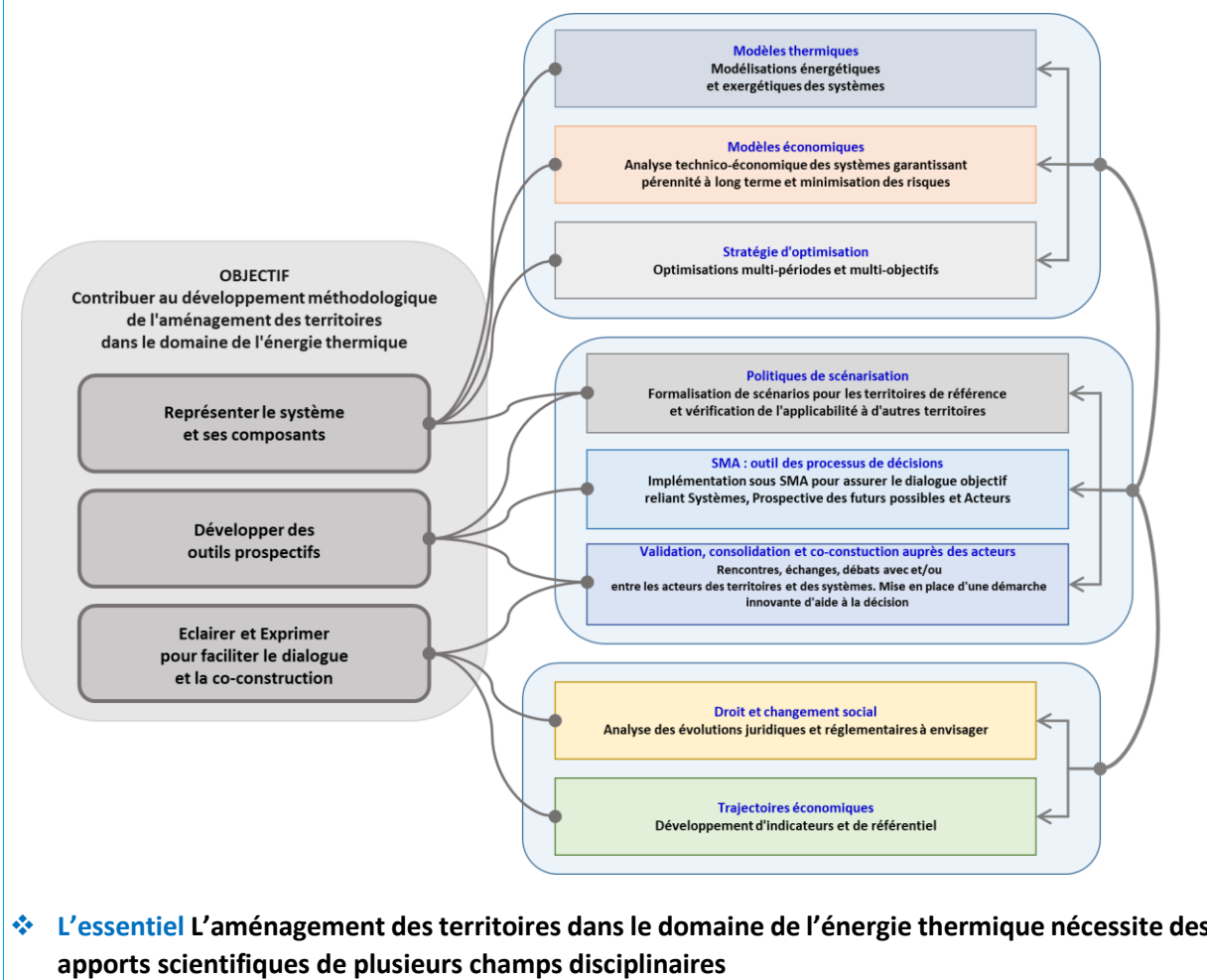
Dans le cadre de l'aménagement d'un territoire, il devient indispensable de « discuter publiquement, de manière transparente, honnête, complète et équilibrée, afin d'avoir une décision acceptée »<sup>6</sup>. La co-construction, entre les différents acteurs (décideurs, financeurs, scientifiques, citoyens etc.), des décisions devrait permettre d'avoir une adhésion plus forte des citoyens quant aux choix actuels qui auront un impact sur le long terme notamment concernant les systèmes énergétiques. En effet, enclencher la transition énergétique de façon éclairée peut se révéler problématique pour tout territoire confronté à des choix de valorisation ou production de différentes énergies (renouvelable, de récupération) et à la difficulté de prévoir les aménagements pouvant être structurants mais sans toujours avoir de contreparties économiques à court terme. L'exemple de l'énergie thermique est symptomatique car à la différence de l'énergie électrique très réglementée quant à son déploiement, aucun cadre d'évolution n'est lisible ni aucun outil d'aide à la délibération et à la décision n'est réellement disponible. Les questions techniques, économiques, juridiques et de gouvernance que pose le développement des réseaux de chaleur sont nombreuses. *Comment définir le périmètre et le tracé du réseau dans les zones urbanisées (critères, données, ...) ? Comment faciliter le déploiement du réseau de distribution (coûts, travaux, ...) ? Quels gains et contraintes au niveau des bâtiments ? Quels arguments pour les propriétaires ? Quelle perception des réseaux de chaleur par les gestionnaires ou usagers ? Quels dispositifs d'information et d'accompagnement des habitants ?* Or les décisions d'aménagement actuelles contraindront les usages possibles pour, au moins, les cinquante prochaines années et il pourrait être dommageable de limiter, par mégarde ou non, des innovations récentes ou futures en se cantonnant aux réponses classiques (triptyque simple : une source / un usage / une échelle). Il faut alors confronter les opinions des différents acteurs du territoire (habitants, propriétaires, bailleurs sociaux, collectivités, industries d'exploitation de chauffage ou refroidissement ...) sur les scénarios envisagés à l'échelle du territoire. Or, les opinions des acteurs, diverses, se fondent sur leurs perceptions partielles (car locales) d'un système global (territoire).

Afin de présenter le contexte des deux sous-sections de ce chapitre, la figure 4.1. propose la vision globale d'un projet de recherche dont l'objectif est le développement méthodologique de l'aménagement des territoires dans le domaine de l'énergie thermique. Ce projet s'articule notamment autour d'un outil pour assurer le dialogue objectif reliant les systèmes énergétiques thermiques (notamment frigorifiques), les prospectives futures et les acteurs du territoire : l'outil système multi-agent (SMA).

---

<sup>6</sup> Notre-Dame-des-Landes : « L'Etat a une chance de sortir enfin de l'impasse » une tribune au « Monde » du géographe Philippe Subra (20/12/2017)

**Figure 4.1. Synoptique du projet global de développement de l'aménagement des territoires dans le domaine de l'énergie thermique**



L'outil SMA (Système Multi-Agent), ayant la capacité de représentation de système multi-acteurs adaptatifs (c'est-à-dire capables d'apprendre) et relativement autonomes (Wooldridge, 2009), représentera et simulera les différentes opinions (perceptions) locales des différents acteurs sur les scénarios envisagés. Le jeu se fera par exemple par l'introduction d'événements (nouvelles réglementations, nouveaux travaux de tranchées ou extension de l'existant, de connexion, etc.). À partir de la simulation de ces interactions locales d'acteurs adaptatifs, l'idée consisterait alors à faire émerger des solutions à l'échelle du territoire. Ces solutions représenteraient une vision de ce territoire dont une partie n'aura pas été forcément identifiée par une analyse unique au niveau global (émergence de profils imprévus d'acteurs, par exemple). L'outil doit permettre aux acteurs locaux d'élargir leur vision (ne plus penser projet par projet, bâtiment par bâtiment, mais avoir une vision globale de son territoire et de ce qui se trouve à proximité) et d'appréhender les impacts de leurs choix.

Il devient nécessaire d'avoir un outil de jeu (SMA) qui propose des solutions énergétiques pertinentes et donc représentatives de la réalité à l'aide, par exemple, d'une cartographie dynamique sur lesquels les acteurs pourront s'identifier (localisation d'habitation, localisation de lieu de stockage, etc.). Pour cela, le développement de modèles simplifiés comme ceux présentés dans le chapitre 1, de modèles numériques robustes et rapides type système équivalent de Gibbs ou des modèles



statistiques présentés dans la suite de chapitre, permet de prendre en compte la dynamique et l'inertie des chaînes énergétiques. Ces outils peuvent permettre de simuler des solutions énergétiques sur des temps longs (par exemple l'année) mais également être au cœur d'un processus d'optimisation multi-objectifs (performances, coûts, impacts environnementaux, etc.) afin de proposer des choix de chaînes énergétiques les plus adaptés aux contraintes (variabilité des sources, des puissances appelées, etc.). Ces optimisations seront alors intégrées à l'outil SMA afin de proposer les meilleurs choix possibles au moment du jeu. L'émergence la plus intéressante dans cette simulation multi-échelle ne sera cependant pas celle de phénomènes observés dans la simulation, mais bien celle d'idées nouvelles émergeant du dialogue entre les acteurs ayant utilisé la simulation (David, 2010). Dans ce cas, les sciences humaines (sociologie, psychologie environnementale et psychologie sociale) sont indispensables afin d'avancer sur la transcription du savoir technique dans des outils d'aide à la décision parlant pour les acteurs du territoire et de conduire des séances de co-construction de ces outils.

Au-delà de mes compétences au sein du Lafset, la complémentarité des champs disciplinaires de ce projet ambitieux nécessite la mobilisation d'autres partenaires tels que :

- Le laboratoire CEDRIC pour ces compétences dans le domaine des jeux sérieux notamment ;
- Le laboratoire LIRSA pour ses compétences en politique publique. En effet, la réalisation de ce projet nécessitera de lever des verrous sur la politique publique au sein des territoires notamment pour le déploiement des énergies thermique ;
- Le laboratoire LaTEP pour ses compétences en optimisation multicritère notamment appliquée aux réseaux thermiques ;
- Le laboratoire UVSQ/REEDS et l'équipe KerBabel pionnier des technologies basées sur Internet pour l'apprentissage collaboratif, la médiation du savoir et le support à la délibération dans les domaines de l'éducation environnementale, de l'économie écologique et du développement durable ;
- Le CEREMA pour son approche terrain autour de l'aménagement des territoires, les réseaux thermiques, la sociologie participative ;
- L'entreprise S2T pour ses connaissances techniques et technologiques des systèmes énergétiques et les réseaux thermiques.

La suite de ce chapitre traitera du lot « modèles thermiques » (figure 4.1). Ces modèles peuvent être à l'échelle d'un ou plusieurs systèmes thermodynamiques ou être la combinaison de plusieurs modèles de briques technologiques (une brique = un composant). Ces deux échelles sont abordées dans les sections suivantes. Afin de répondre aux problématiques d'aménagement du territoire évoquées précédemment, j'ai décidé de présenter dans la suite des méthodologies en cours de développement actuellement. Ce choix a pour objectif de montrer le degré de maturité des idées proposées.

#### *α. Echelle système*

Pour répondre aux questions soulevées dans le cadre de ce projet, une modélisation énergétique et exergetique dynamique représentative du comportement réel des installations frigorifiques est nécessaire. Cependant, représenter fidèlement le comportement d'une chaîne énergétique ou ne serait-ce que d'un composant de cette chaîne induit généralement un temps de calculs non négligeable. C'est pourquoi une attention toute particulière doit être portée au choix du modèle. Dans le cadre de ce projet, le modèle doit être capable de représenter et prendre en compte la dynamique (et l'inertie) des composants tout en permettant ensuite une réduction de celui-ci afin de gagner en

temps de calcul sans détériorer la qualité du résultat. Dans la famille des modèles basés sur les phénomènes physiques, Rasmussen (2012) identifie trois grands types de modèle : les modèles à paramètres distribués (mais ils ne semblent pas capables de reproduire fidèlement le comportement dynamique transitoire du composant), les modèles à frontières mobiles et les modèles à volumes finis fixes (modèles robustes mais demandant des temps de calcul plus longs que le temps simulé). Les modèles à frontières mobiles conduisent à la même réponse que les modèles volumes finis pour un temps de calcul trois fois plus rapides (Bendapudi et al., 2008). Par ailleurs, ces modèles sont souvent associés à de la réduction de modèle qui semble relativement accessible si les lois de conservation de masses et d'énergies sont utilisées pour développer celui-ci (Rasmussen, 2012 ; Rasmussen et al., 2002). Cependant, dans les modèles à frontières mobiles, chaque région est déterminée par l'état du fluide, il est ainsi nécessaire de connaître a priori le nombre de régions. Le modèle ne prend donc pas en compte l'éventuelle apparition ou disparition d'une région. Pour résoudre cela, il est nécessaire de faire appel à d'autres types de modèles comme par exemple les modèles SMB (Switched Moving Boundary (Li and Alleyne, 2010)), ou les modèles RPAC (Réacteurs Parfaitement Agités Continus (Wu et al., 2016)). Cependant, ces modèles peuvent nécessiter un nombre de points expérimentaux élevé ou avoir des temps de calculs longs.

#### Approche physique

Des auteurs ont proposé une modélisation par système équivalent de Gibbs (Martins et al., 2013; Neveu and Mazet, 2002; Semmari et al., 2012). Elle a ainsi permis d'accéder au comportement dynamique de diverses installations telles que des machines à compression mécanique de vapeur, à adsorption, à absorption, à réaction chimiques, etc. (Neveu, 2002). Le principe, basé sur la thermodynamique des processus irréversibles, consiste à identifier un système réel à un système équivalent qui permettra de calculer les variations, au cours du temps, d'énergie interne et d'entropie (Martins et al., 2013; Neveu and Mazet, 2002). Ce système équivalent, à température pression composition uniformes (à la différence d'un système réel où peut exister des gradients de pression ou température), répond à deux conditions :

- à l'équilibre thermodynamique, le système réel et son équivalent ont les mêmes propriétés extensives (masse, énergie interne, entropie) ;
- pour un point de fonctionnement défini, les deux systèmes conduisent à la même production d'entropie. Cela provient de la production d'entropie qui est directement liée à une puissance thermique par conduction entre une source de température  $\tilde{T}_1$  et une source à température  $\tilde{T}_2$ . Ces températures équivalentes ou entropiques sont définies par  $\tilde{T} = \frac{\partial h}{\partial s}$ .

Le système équivalent vérifie l'équation de Gibbs (Eq. 4.1).

$$dU = TdS - PdV + \sum_i \mu_i n_i \quad (4.1)$$

Les deux principes de la thermodynamique sont alors appliqués sur ces systèmes équivalents. Si l'on ajoute la variation de la quantité de matière, l'ensemble des trois équations permet de décrire la dynamique de ces systèmes équivalents.

Les puissances thermiques mises en jeu dans une chaîne énergétique sont évaluées d'après le formalisme de la thermodynamique des processus irréversibles (Prigogine, 1967) faisant intervenir les coefficients d'Onsager ou coefficients phénoménologiques. En effet, la production d'entropie laisse apparaître les irréversibilités liées aux différents modes de transferts (chaleur, travail, matière,

transformation physico-chimique) dont les termes du type « flux  $\times$  force » permettent de déterminer les coefficients phénoménologiques. Ces coefficients peuvent être déterminés à l'aide d'un point de fonctionnement connu expérimentalement. L'intérêt de ce modèle réside dans un développement qui se base sur un nombre très limité de mesures.

La méthode permet de caractériser la dynamique des systèmes équivalents par leur variation à partir des flux de chaleur et de masse échangés avec leur environnement. A la différence des modèles à frontières mobiles – modèle basé sur des phénomènes physiques robuste et rapide - où chaque région est déterminée par l'état du fluide et oblige donc à connaître *a priori* le nombre de régions, la méthode par systèmes équivalents de Gibbs permet d'étudier aisément une pompe à chaleur inversible où les échangeurs peuvent changer de fonction (évaporation ou condensation).

Cette approche, que j'ai initiée au laboratoire, est en cours de développement, *via* un code de calcul sous Matlab, avec Florine Giraud pour une application de pompe à chaleur inversible au R-404A. A partir de quelques essais réalisés au laboratoire, le code de calcul, dont les propriétés du fluide de travail sont calculées à partir de Refprop (ou Coolprop), détermine les coefficients phénoménologiques. Une fois ces coefficients déterminés, la simulation dynamique permet de calculer les différents paramètres (pressions, températures, débits, etc.) aux bornes de chaque composant. L'objectif pourra être, par exemple, de mettre en évidence l'impact des courts-cycles et de la variation de vitesse sur les performances énergétiques et exergétiques de la pompe à chaleur soumise à des sollicitations variables. Cependant, par nature, la méthodologie proposée ne permet pas de fortes variations autour du point de fonctionnement défini. Pour cela, le développement de coefficients phénoménologiques variables (et non constants comme proposé dans la littérature jusqu'à présent) pourrait permettre de lever ce verrou scientifique.

#### Approche statistique :

La démocratisation des outils numériques ainsi que la présence de plus en plus fréquente de capteurs de mesures et de compteurs intelligents engendrent une augmentation accrue du nombre de données à traiter qui entraîne elle-même un besoin d'outils de traitement des résultats (expérimentaux ou numériques) adaptés et le développement de modèles numériques appropriés à ce grands nombres d'informations.

A titre d'exemple, sur Lyon, l'instrumentation de l'îlot Hikari (îlot mixte comprenant logements, tertiaire de bureaux et commerces de 12 000 m<sup>2</sup> avec production centralisée, cogénération et stockage) permet la mesure de 5000 grandeurs. Sur ces 5000 grandeurs, 857 sont à pas de temps fixe (les autres grandeurs ne sont enregistrées que s'il y a une variation) entraînant 450 millions de points de mesure par an. On constate alors rapidement la difficulté qu'il existe à traiter efficacement et modéliser l'ensemble de ces informations stockées. Ces données peuvent être traitées afin de déterminer, *a posteriori*, les postes d'amélioration d'économies d'énergie à partir des données enregistrées. Cependant ces méthodes ne permettent pas un pilotage des systèmes énergétiques. Pour cela des outils de traitement existent notamment les réseaux de neurones. La mise en place de solution de ce type peut engendrer des coûts de développement (code de calcul, composant électronique permettant de transporter ce code sur site, etc.) dont le retour de l'investissement n'est pas connu. A ce jour, peu d'outils permettent d'évaluer les gains de ce type de solution. De plus, les moteurs de calcul de simulation thermique dynamique (STD) ne prennent pas en compte la dynamique des systèmes énergétiques, rendant complexe le développement de régulation performante. Par

exemple, (Simon et al., 2015) ont mis en évidence, pour un bâtiment dont l'enveloppe est performante (isolation thermique, étanchéité à l'air), un nombre très important de courts-cycles dégradant fortement les performances du système énergétique. Ces courts-cycles, causés par une machine thermique non couplée à un système de stockage, ne sont actuellement pas pris en compte dans les outils traditionnels de STD.

Pour aborder cette problématique, l'exploitation de la Simulation Energétique Dynamique (SED) devra permettre de connaître les conditions optimales de fonctionnement de ces régulations de nouvelle génération. C'est dans ce cadre que s'inscrit la thèse CIFRE de Dimitri Guyot (2017-2020), en collaboration avec CMDL/Manaslu Ing, dirigée par le Pr Christophe Marvillet et co-encadrée par Florine Giraud et moi-même. Ce travail porte sur l'étude de systèmes de régulation innovants des conditions de confort des occupants et de pilotage des équipements pour l'évaluation des performances énergétiques globales à l'échelle du bâtiment. Il sera basé sur l'étude des réseaux de neurones<sup>7</sup>, à l'aide de Matlab et sa toolbox, et leur intégration dans le bâtiment afin d'en évaluer la pertinence (efficacité vs coût) pour la régulation des systèmes énergétiques. La démarche doit permettre en définitive – à partir d'outils SED validés et enrichis par des données expérimentales – de développer des préconisations de solutions techniques et d'association de dispositifs assurant un double objectif : une performance énergétique accrue en régime de chauffe ou de rafraîchissement tout en permettant un lissage des appels sur les réseaux existants. La problématique scientifique de ce travail réside dans le couplage des outils numériques SED (Design Builder/Energy Plus), de simulation des systèmes énergétiques (Matlab/Simulink) et les outils de réseaux de neurones (Matlab/Neural network toolbox). Ce couplage va permettre de définir les pilotages adéquats afin de satisfaire les besoins tout en gardant une performance énergétique optimale des systèmes. Deux applications mettant en œuvre du contrôle prédictif dans lesquelles les réseaux de neurones sont utilisés comme modèle interne et comme outil de prédiction des perturbations extérieures sont étudiées : la gestion anticipative de la température intérieure d'un bâtiment de bureaux et le contrôle de l'unité de cogénération du même bâtiment de manière à favoriser l'autoconsommation de l'énergie produite, réduire les coûts d'exploitation ou le contenu carbone de l'électricité achetée.

Au-delà de cette thèse CIFRE, les réseaux de neurones peuvent avoir d'autres applications en lien avec les systèmes énergétiques notamment avec le suivi de performances d'un composant ou d'une chaîne énergétique. La méthodologie de la détection et diagnostic automatique de panne (FDD : Failure Detection and Diagnostic) est articulée autour de trois séquences : détection, diagnostic et réaction. Un exemple d'application de la FDD est développé dans l'article de Terrier et Tremeac (2013). Les réseaux de neurones peuvent aider à proposer un outil de quantification d'une dérive d'un ou plusieurs paramètres et d'en définir le niveau de gravité, comme cela peut être déjà le cas pour de l'encrassement d'échangeur (Weber et al., 2019) qui aura un impact sur les performances du système global. Ainsi la prise en compte de l'évolution temporelle des performances énergétiques du système pourra être intégrée dans les modèles thermiques de la figure 4.1.

#### *b. Echelle composant*

Dans le cas d'une modélisation par composants d'un système frigorifique, la connaissance des coefficients d'échanges thermiques au niveau des échangeurs sera prépondérante. En effet, comme

---

<sup>7</sup> Il est à noter que le comité de suivi de thèse comprend un chercheur du CEDRIC (Centre d'étude et de recherche en information et communication, EA4629) permettant de valider la pertinence des outils utilisés

déjà indiqué précédemment, les phénomènes de changement de phase au niveau des échangeurs de chaleur vont très fortement conditionner les phénomènes transitoires des machines frigorifiques (Bendapudi et al., 2008; Leducq et al., 2003).

L'évolution réglementaire sur les fluides frigorigènes (dans un objectif de réduction de leur impact environnemental), tend à généraliser l'utilisation de fluides naturels (comme l'eau ou le CO<sub>2</sub> par exemple, sujets abordés dans les chapitres précédents) ou de fluides frigorigènes qui sont des mélanges. Ainsi, l'utilisation de plus en plus fréquentes de ces fluides de travail de composition multiple génère des problématiques scientifiques dans le cadre de la bonne estimation des coefficients d'échanges thermiques.

Par exemple, les fluides les plus communément utilisés dans la climatisation, comme le R-134a ou le R-410A, vont être retirés du marché européen. Des alternatives comme le R-1234ze ou le R-1234yf, qui peuvent être classés comme fluides basse pression, sont proposés. Ces fluides sont une substitution intéressante aux fluides de remplacement haute pression comme par exemple le R-32 ou le R-454B dans le sens où leur pouvoir de réchauffement climatique est plus faible et leurs propriétés thermophysiques devraient permettre, en théorie, d'atteindre une meilleure efficacité énergétique. Cependant, les performances des systèmes frigorifiques sont en réalité pénalisées par la faible conductivité thermique et la forte sensibilité aux pertes de charges de ces fluides basse pression, conduisant ainsi à une performance des échangeurs plus faible. Pour pallier cette diminution de performance, des échangeurs type échangeurs noyés pourraient être envisagés. Cependant, de tels échangeurs nécessitent en général de multiplier jusqu'à 4 ou 5 fois la charge en fluide par rapport à des échangeurs à détente directe. Une autre alternative serait donc d'améliorer le design des échangeurs à détente directe afin d'améliorer les transferts se produisant dans ceux-ci tout en conservant, voire minimisant, la charge en fluide nécessaire.

Un autre exemple est la production de gaz naturel (ou biogaz) par liquéfaction. Ce procédé nécessite un cycle frigorifique spécifique permettant de refroidir et condenser le fluide souhaité. Ce fluide, pour des raisons pratiques, a un écoulement descendant au sein d'un échangeur. Cela aura pour conséquence, dans un échangeur à contre-courant, un écoulement ascendant pour le fluide frigorigène. Afin de limiter les écarts de températures tout au long de l'échangeur, une possibilité est d'utiliser un mélange de fluides frigorigènes dont la température d'évaporation peut augmenter en fonction de la composition des phases en présence, au cours de son évaporation. Actuellement, les procédés utilisent des mélanges d'hydrocarbures. Le fluide entrant dans l'évaporateur est composé partiellement de vapeur permettant d'entraîner la phase liquide, dans le cas de débit élevé. Cependant, pour des débits plus faibles, le liquide peut ne plus être entraîné vers les zones les plus chaudes de l'échangeur et les composés les plus lourds seront alors stockés en pieds d'échangeur. Le mélange circulant est alors plus riche en éléments légers modifiant la composition du fluide de travail et donc de l'efficacité de l'échangeur. Un cas extrême serait que seul le composé le plus léger circule, en régime établi, anéantissant l'intérêt d'utilisation d'un mélange.

Dans les exemples cités, le développement de bancs expérimentaux (couplé ou non à des études numériques) est indispensable. Afin d'appréhender la complexité des phénomènes physiques, l'utilisation de plusieurs bancs à échelles différentes devrait permettre de développer des corrélations et faire du changement d'échelle afin de les généraliser. Dans le domaine des échangeurs thermiques diphasiques, de nombreuses corrélations ont été développées dans la littérature afin de déterminer,

en fonction du régime d'écoulement considéré et, plus particulièrement, du titre en vapeur et de la vitesse massique, le coefficient de transfert de chaleur ainsi que les pertes de charge dans un canal. Cependant, le transfert par changement de phase faisant intervenir des mécanismes physiques relativement complexes, ces corrélations, développées de manière semi-empirique, ne sont valables que pour des fluides précis et pour des configurations et gammes de fonctionnement données (ex : le modèle de Wojtan et al. (2005), relativement universel mais développé pour des tubes horizontaux). De plus, outre la variété des corrélations potentiellement utilisables dans la littérature (modèle homogène - (Saad, 2012) - ou à phases séparées - (Lockhart and Martinelli, 1949) - , modèle additif - (Chen, 1966), correctif - (Liu and Winterton, 1991), ou asymptotique - (Warrier et al., 2002) et la difficulté de trouver des corrélations adaptées aux fluides et aux configurations étudiées, il est courant que les performances calculées via ces corrélations diffèrent de +/- 30 % des résultats obtenus expérimentalement (Bamorovat Abadi et al., 2016; Wen et al., 2019). Or, les modèles et corrélations utilisées pour étudier les différents designs envisageables doivent être suffisamment précis pour permettre l'obtention de résultats comparables et pour évaluer finement ces différents designs. En d'autres termes, l'intervalle de confiance des résultats obtenus doit être suffisamment faible pour pouvoir conclure quant à l'amélioration ou non des performances via les designs envisagés.

Afin de prendre en compte les spécificités des mélanges, des études sur l'évaporation de mélanges dans des conditions diverses sont présentes dans la littérature (par exemple Bamorovat Abadi et al., 2016; Cheng and Mewes, 2006; Zhao et al., 2008). Ces études concluent à une réduction du coefficient d'échange thermique par rapport à celui des fluides purs. Cependant, ces études restent rares comparées aux études menées sur des fluides purs. Ainsi, afin d'améliorer la connaissance des phénomènes, des travaux expérimentaux complémentaires sont nécessaires (Tibirică and Ribatski, 2013). En effet, dans le cas de fluide de travail binaire (ou ternaire), il devient indispensable de connaître l'évolution des compositions tout au long de l'échangeur (ou à minima entre l'entrée et la sortie). Pour ce faire, la méthode de mesure de composition en ligne basée sur la chimométrie développée au Lafset par le Pr Pascal Tobaly pourrait apporter ces informations afin d'affiner le développement des corrélations. Celle-ci permettra de compléter les éléments usuels trouvés dans la littérature (mesures de températures, pressions et débits couplées à de la visualisation) à l'aide d'une mesure instantanée de l'évolution de la composition du fluide de travail en circulation afin de proposer des corrélations prenant en compte une dérive de composition dans le temps.

Ainsi ces corrélations pourraient avoir un objectif de dimensionnement du composant mais également être pris en compte dans le cadre d'un modèle numérique du composant « échangeur » intégré dans un modèle plus global du système complet à inclure dans le lot « modèles thermiques » (figure 4.1).

Le premier sujet est en réflexion au laboratoire. Le second s'inscrit dans les problématiques de la thèse CIFRE, que je co-encadre, avec Air Liquide d'Inès Ben El Mekki (2018-2021, dir : Pr P. Tobaly et je suis le responsable scientifique pour le banc expérimental).



## Conclusion générale

Les différents travaux présentés dans ce document s'inscrivent au cœur des préoccupations de recherche de la section CNU 62 « Energétique et Génie des Procédés ». Ils m'ont permis d'acquérir une expérience multidisciplinaire variée dont le fil conducteur est celui de la production de froid à travers plusieurs approches : expérimentale, numérique, échelle locale, échelle globale.

J'ai mis en avant les différentes compétences et connaissances scientifiques nécessaires afin de mener à bien les projets de recherche présentés. Ces travaux s'inscrivent très majoritairement dans des projets industriels qui peuvent engendrer des contraintes à la fois de temps et/ou d'objectifs, parfois divergentes de celles d'une recherche académique. J'ai appris au cours de ces années à savoir concilier contraintes industrielles et valorisation de nos travaux académiques. Cependant, il est primordial que nous puissions répondre – à travers nos outils, méthodes, approches – à ces problématiques issues des acteurs socio-économiques afin de participer à la forte innovation du secteur du froid et de la climatisation.

La transdisciplinarité est un fil conducteur de mes travaux de recherche que je souhaite continuer à développer, dans le futur. La position d'interface permet des échanges nourris afin de mettre en relation des champs disciplinaires, des sciences de l'ingénieur jusqu'aux sciences économiques ou sociales afin de répondre à des enjeux scientifiques mais également sociétaux au long terme.

Au-delà des projets de recherche que j'ai pilotés ou des doctorants que j'ai co-encadré, ma position actuelle de directeur de laboratoire me permet de mettre en avant ma capacité à écrire et déployer une stratégie de recherche : recentrer les activités de recherche, relancer la dynamique de publications, augmenter notre rayonnement national (participations plus importantes aux congrès et investissement au sein de sociétés savantes, etc.) et international (membre expert auprès de l'IIR, encourager le dépôt de projet EU, signature d'un accord-cadre avec une université étrangère, etc.), signer un partenariat de recherche avec la société Tecnea/Cemafruid ...

Obtenir l'habilitation à diriger des recherches me permettait de continuer à développer les activités du Lafset et lui donner une visibilité plus importante avec notamment un objectif de labellisation en « équipe d'accueil » à très court terme mais également d'accompagner de jeunes collègues enseignants-chercheurs vers l'autonomie à travers l'obtention de ce diplôme à moyen terme.





## Références bibliographiques

- Asimakopoulos, D.A., Santamouris, M., Farrou, I., Laskari, M., Saliari, M., Zanis, G., Giannakidis, G., Tigas, K., Kapsomenakis, J., Douvis, C., Zerefos, S.C., Antonakaki, T., Giannakopoulos, C., 2012. Modelling the energy demand projection of the building sector in Greece in the 21st century. *Energy and Buildings* 49, 488–498. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.02.043>
- Attou, A., Seynhaeve, J.M., 1999. Steady-state critical two-phase flashing flow with possible multiple choking phenomenon: Part 1: Physical modelling and numerical procedure. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* 12, 335–345. [https://doi.org/10.1016/S0950-4230\(98\)00017-5](https://doi.org/10.1016/S0950-4230(98)00017-5)
- Bamorovat Abadi, G., Yun, E., Kim, K.C., 2016. Flow boiling characteristics of R134a and R245fa mixtures in a vertical circular tube. *Experimental Thermal and Fluid Science* 72, 112–124. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.11.006>
- Banasiak, K., Hafner, A., Kriezi, E.E., Madsen, K.B., Birkelund, M., Fredslund, K., Olsson, R., 2015. Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units. *International Journal of Refrigeration* 57, 265–276. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.05.016>
- Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A., 2008. A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers. *International Journal of Refrigeration* 31, 1437–1452. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.03.006>
- Blandin, D., 2010. Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification (thesis). Lyon, INSA.
- Bouziane, A., 2014. Simulation et étude expérimentale d'une machine frigorifique au CO2 transcritique munie d'un éjecteur (thesis). Lyon, INSA.
- Cardemil, J.M., Colle, S., 2012. A general model for evaluation of vapor ejectors performance for application in refrigeration. *Energy Conversion and Management, IREC 2011, The International Renewable Energy Congress* 64, 79–86. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.009>
- Chen, J.C., 1966. Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.* 5, 322–329. <https://doi.org/10.1021/i260019a023>
- Cheng, L., Mewes, D., 2006. Review of two-phase flow and flow boiling of mixtures in small and mini channels. *International Journal of Multiphase Flow* 32, 183–207. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2005.10.001>
- Chow, D.H.C., Li, Z., Darkwa, J., 2013. The effectiveness of retrofitting existing public buildings in face of future climate change in the hot summer cold winter region of China. *Energy and Buildings* 57, 176–186. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.11.012>
- Clausse, M., Leprieur, J., Meunier, F., 2011. Experimental test of plate evaporator for sorption refrigeration systems. Presented at the International Sorption Heat Pump conference, Padua (Italy), p. 7.
- Copigneaux, P., Tobaly, P., Godin, M., 1984. Isentropic Expansion of Dry Saturated Vapor—Application to the Design of Safety Valves. *J. Pressure Vessel Technol* 106, 282–286. <https://doi.org/10.1115/1.3264345>
- Dannemand, M., Fan, J., Furbo, S., Reddi, J., 2014. Validation of a CFD Model Simulating Charge and Discharge of a Small Heat Storage Test Module based on a Sodium Acetate Water Mixture. *Energy Procedia, 2013 ISES Solar World Congress* 57, 2451–2460. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.254>
- De Césaró Oliveski, R., Krenzinger, A., Vielmo, H.A., 2003. Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks. *Solar Energy* 75, 121–134. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.07.009>

- Delaplace, G., Loubiere, K., Ducept, F., Jeantet, R., 2014. Modélisation en génie des procédés par analyse dimensionnelle. Méthode et exemples résolus. Editions Lavoisier TEC et DOC.
- Fang, Z., Li, N., Li, B., Luo, G., Huang, Y., 2014. The effect of building envelope insulation on cooling energy consumption in summer. *Energy and Buildings* 77, 197–205. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.03.030>
- Gasque, M., González-Altozano, P., Maurer, D., Moncho-Esteve, I.J., Gutiérrez-Colomer, R.P., Palau-Salvador, G., García-Marí, E., 2015. Study of the influence of inner lining material on thermal stratification in a hot water storage tank. *Applied Thermal Engineering* 75, 344–356. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.040>
- Giraud, F., Toubanc, C., Rullière, R., Bonjour, J., Clause, M., 2016. Experimental study of water vaporization occurring inside a channel of a smooth plate-type heat exchanger at subatmospheric pressure. *Applied Thermal Engineering* 106, 180–191. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.151>
- Giraud, F., Tremeac, B., 2019. Influences of confinement on subatmospheric water vaporization phenomena in a vertical rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 145, 118725. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118725>
- Giraud, F., Vallon, P., Tremeac, B., 2017. Experimental study of water vaporization occurring inside the channel of a smooth-plate type heat exchanger connected to an adsorber and comparison with trends observed in absorption configuration. *International Journal of Refrigeration* 77, 60–74. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.02.021>
- Gluesenkamp, K., Radermacher, R., Hwang, Y., 2011. Trends in absorption machines. Presented at the International Sorption Heat Pump conference, Padua (Italy).
- Hendel, M., Azos-Diaz, K., Tremeac, B., 2017. Behavioral adaptation to heat-related health risks in cities. *Energy and Buildings* 152, 823–829. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.11.063>
- Hendel, M., Colombert, M., Diab, Y., Royon, L., 2015. An analysis of pavement heat flux to optimize the water efficiency of a pavement-watering method. *Applied Thermal Engineering* 78, 658–669. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.060>
- Hsieh, C.-M., Aramaki, T., Hanaki, K., 2007. Estimation of heat rejection based on the air conditioner use time and its mitigation from buildings in Taipei City. *Building and Environment* 42, 3125–3137. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.07.029>
- Johannes, K., Fraise, G., Achard, G., Rusaouën, G., 2005. Comparison of solar water tank storage modelling solutions. *Solar Energy* 79, 216–218. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.11.007>
- Khurana, T.K., Prasad, B.V.S.S.S., Ramamurthi, K., Murthy, S.S., 2006. Thermal stratification in ribbed liquid hydrogen storage tanks. *International Journal of Hydrogen Energy* 31, 2299–2309. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2006.02.032>
- Kikegawa, Y., Genchi, Y., Kondo, H., Hanaki, K., 2006. Impacts of city-block-scale countermeasures against urban heat-island phenomena upon a building's energy-consumption for air-conditioning. *Applied Energy* 83, 649–668. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.06.001>
- Klein, S.A., Beckman, W.A., Duffie, J.A., 1976. A design procedure for solar heating systems. *Solar Energy* 18, 113–127. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(76\)90044-X](https://doi.org/10.1016/0038-092X(76)90044-X)
- Kleinbach, E.M., Beckman, W.A., Klein, S.A., 1993. Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. *Solar Energy* 50, 155–166. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(93\)90087-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(93)90087-5)
- Koury, R.N.N., Machado, L., Ismail, K.A.R., 2001. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration* 24, 192–200. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00014-1](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00014-1)
- Lafore, J.P., Stein, J., Asencio, N., Bougeault, P., Ducrocq, V., Duron, J., Fischer, C., Hérel, P., Mascart, P., Masson, V., Pinty, J.P., Redelsperger, J.L., Richard, E., de Arellano, J.V.-G., 1997. The Meso-NH Atmospheric Simulation System. Part I: adiabatic formulation and control simulations. *Annales Geophysicae* 16, 90–109. <https://doi.org/10.1007/s00585-997-0090-6>

- Leducq, D., Guilpart, J., Trystram, G., 2003. LOW ORDER DYNAMIC MODEL of A VAPOR COMPRESSION CYCLE FOR PROCESS CONTROL DESIGN. *Journal of Food Process Engineering* 26, 67–91. <https://doi.org/10.1111/j.1745-4530.2003.tb00590.x>
- Lemonsu, A., Beulant, A.L., Somot, S., Masson, V., 2014. Evolution of heat wave occurrence over the Paris basin (France) in the 21st century. *Climate Research* 61, 75–91. <https://doi.org/10.3354/cr01235>
- Levins, R., 1968. *Evolution in Changing Environments: Some Theoretical Explorations*. Princeton University Press.
- Li, B., Alleyne, A.G., 2010. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. *International Journal of Refrigeration* 33, 538–552. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.09.011>
- Liu, F., Groll, E.A., 2013. Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering* 52, 360–370. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.001>
- Liu, Z., Winterton, R.H.S., 1991. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 34, 2759–2766. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90234-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90234-6)
- Lockhart, R.W., Martinelli, C., 1949. Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes. *Chemical Engineering Progress* 45, 39–48.
- Lund, H., Flåtten, T., 2010. EQUILIBRIUM CONDITIONS AND SOUND VELOCITIES IN TWO-PHASE FLOWS. Presented at the SIAM Annual Meeting(AN10), Pittsburgh, Pennsylvania, USA, p. 15.
- Martins, M., Sinama, F., Lucas, F., 2013. Equivalent Gibbs systems for modelling an onshore OTEC experimental plant on Reunion Island: Equivalent Gibbs systems for modeling an OTEC experimental plant on La Reunion. *Int. J. Energy Res.* 37, 1112–1121. <https://doi.org/10.1002/er.2911>
- Masson, V., 2000. A Physically-Based Scheme For The Urban Energy Budget In Atmospheric Models. *Boundary-Layer Meteorology* 94, 357–397. <https://doi.org/10.1023/A:1002463829265>
- Meunier, F., 2007. Oasis effect to mitigate heat island. Presented at the 22nd International Congress of Refrigeration, Beijing (Chine).
- Munck, C. de, Pigeon, G., Masson, V., Meunier, F., Bousquet, P., Tréméac, B., Merchat, M., Poef, P., Marchadier, C., 2013. How much can air conditioning increase air temperatures for a city like Paris, France? *International Journal of Climatology* 33, 210–227. <https://doi.org/10.1002/joc.3415>
- Neveu, P., 2002. Apports de la thermodynamique pour la conception et l'intégration des procédés.
- Neveu, P., Mazet, N., 2002. Gibbs Systems Dynamics: A Simple But Powerful Tool for Process Analysis, Design and Optimization, in: *Advanced Energy Systems*. Presented at the ASME 2002 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, ASME/IMECE, New Orleans, Louisiana, USA, pp. 477–483. <https://doi.org/10.1115/IMECE2002-33355>
- Nguyen, D.L., Winter, E.R.F., Greiner, M., 1981. Sonic velocity in two-phase systems. *International Journal of Multiphase Flow* 7, 311–320. [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(81\)90024-0](https://doi.org/10.1016/0301-9322(81)90024-0)
- Njoku, H.O., Ekechukwu, O.V., Onyegebu, S.O., 2014. Analysis of stratified thermal storage systems: An overview. *Heat Mass Transfer* 50, 1017–1030. <https://doi.org/10.1007/s00231-014-1302-8>
- Ohashi, Y., Genchi, Y., Kondo, H., Kikegawa, Y., Yoshikado, H., Hirano, Y., 2007. Influence of Air-Conditioning Waste Heat on Air Temperature in Tokyo during Summer: Numerical Experiments Using an Urban Canopy Model Coupled with a Building Energy Model. *J. Appl. Meteor. Climatol.* 46, 66–81. <https://doi.org/10.1175/JAM2441.1>
- Patankar, S.V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publishing Corporation.
- Prigogine, I., 1967. *Introduction to thermodynamics of irreversible processes*, 3. ed. ed. Interscience Publ, New York.
- Rasmussen, B.P., Alleyne, A.G., 2006. Gain Scheduled Control of an Air Conditioning System Using the Youla Parameterization. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. <https://doi.org/10.1109/TCST.2009.2035104>

- Ruz, M.L., Garrido, J., Vázquez, F., Morilla, F., 2017. A hybrid modeling approach for steady-state optimal operation of vapor compression refrigeration cycles. *Applied Thermal Engineering* 120, 74–87. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.103>
- Saad, S.B., 2012. Étude expérimentale et numérique des écoulements diphasiques et du diagnostic des échangeurs industriels à plaques et ondes (phdthesis). Université de Lorraine.
- Semmari, H., Stitou, D., Mauran, S., 2012. A novel Carnot-based cycle for ocean thermal energy conversion. *Energy* 43, 361–375. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.04.017>
- Shin, M.-S., Kim, H.-S., Jang, D.-S., Lee, S.-N., Lee, Y.-S., Yoon, H.-G., 2004. Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system. *Applied Thermal Engineering* 24, 17–27. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00242-4](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00242-4)
- Simon, F., Pirriou, C., Corgier, D., Tremeac, B., 2015. Measured and simulated behavior of heat pump in low energy building: short cycling and storage impact, Proceedings of the 24th IIR International Congress of Refrigeration: Yokohama, Japan, August 16-22, 2015. IIF-IIR.
- Sørensen, K.K., Skovrup, M.J., Jessen, L.M., Stoustrup, J., 2015. Modular modeling of a refrigeration container. *International Journal of Refrigeration* 55, 17–29. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.017>
- Stein, J., Richard, E., Lafore, J.P., Pinty, J.P., Asencio, N., Cosma, S., 2000. High-Resolution Non-Hydrostatic Simulations of Flash-Flood Episodes with Grid-Nesting and Ice-Phase Parameterization. *Meteorol Atmos Phys* 72, 203–221. <https://doi.org/10.1007/s007030050016>
- Terrier, M.-F., Tremeac, B., 2013. Détection et diagnostic automatique de panne (FDD) : un exemple d'utilisation. *Revue Générale du Froid et du Conditionnement d’Air* 1134.
- Thompson, L., Buxton, O.E., 1979. Maximum Isentropic Flow of Dry Saturated Steam Through Pressure Relief Valves. *J. Pressure Vessel Technol* 101, 113–117. <https://doi.org/10.1115/1.3454609>
- Tibiriçá, C.B., Ribatski, G., 2013. Flow boiling in micro-scale channels – Synthesized literature review. *International Journal of Refrigeration, SI: New Developments in Boiling and Condensation* 36, 301–324. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.11.019>
- Toyoshima, M., Okawa, S., 2013. An effect of a horizontal buoyant jet on the temperature distribution inside a hot water storage tank. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 44, 403–413. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.07.009>
- Tremeac, B., Bousquet, P., de Munck, C., Pigeon, G., Masson, V., Marchadier, C., Merchat, M., Poeuf, P., Meunier, F., 2012. Influence of air conditioning management on heat island in Paris air street temperatures. *Applied Energy* 95, 102–110. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.015>
- Tremeac, B., Giraud, F., Vallon, P., 2017. Impact of operating conditions on cooling capacity for sorption systems using water as refrigerant. *AIP Conference Proceedings* 1814, 020040. <https://doi.org/10.1063/1.4976259>
- Tremeac, B., Terzibachian, E., Esparcieux, P., Marvillet, C., 2018. Etude d’un ballon de stockage thermique – Du modèle multiphysique 3D vers un modèle adapté aux simulations énergétiques du bâtiment. Presented at the Société Française de Thermique, Pau.
- van Hooff, T., Blocken, B., Timmermans, H.J.P., Hensen, J.L.M., 2016. Analysis of the predicted effect of passive climate adaptation measures on energy demand for cooling and heating in a residential building. *Energy* 94, 811–820. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.11.036>
- Warrier, G.R., Dhir, V.K., Momoda, L.A., 2002. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels. *Experimental Thermal and Fluid Science* 26, 53–64. [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(02\)00107-3](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00107-3)
- Weber, C., Tremeac, B., Marvillet, C., Castelain, C., 2019. Prédiction de l’encrassement dans un échangeur de chaleur à partir de données expérimentales et par la méthode des réseaux de neurones. Presented at the Congrès Français de Thermique.
- Wen, T., Zhan, H., Zhang, D., 2019. Flow boiling heat transfer in mini channel with serrated fins: Experimental investigation and development of new correlation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 128, 1081–1094. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.071>

- Wen, Y., Lian, Z., 2009. Influence of air conditioners utilization on urban thermal environment. *Applied Thermal Engineering* 29, 670–675. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.03.039>
- Winandy, E., Saavedra O, C., Lebrun, J., 2002. Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor. *International Journal of Thermal Sciences* 41, 183–192. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(01\)01296-0](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(01)01296-0)
- Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J.R., 2005. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II—Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 2970–2985. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.013>
- Wu, J., Tremeac, B., Terrier, M.-F., Charni, M., Gagnière, E., Couenne, F., Hamroun, B., Jallut, C., 2016. Experimental investigation of the dynamic behavior of a large-scale refrigeration – PCM energy storage system. Validation of a complete model. *Energy* 116, 32–42. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.098>
- Yaïci, W., Ghorab, M., Entchev, E., Hayden, S., 2013. Three-dimensional unsteady CFD simulations of a thermal storage tank performance for optimum design. *Applied Thermal Engineering* 60, 152–163. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.07.001>
- Zachár, A., Farkas, I., Szlivka, F., 2003. Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows. *Solar Energy* 74, 287–302. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(03\)00188-9](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00188-9)
- Zhao, Y.H., Diao, Y.H., Takaharu, T., 2008. Experimental investigation in nucleate pool boiling of binary refrigerant mixtures. *Applied Thermal Engineering* 28, 110–115. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.03.035>
- Zhu, Y., Jiang, P., 2018. Theoretical model of transcritical CO<sub>2</sub> ejector with non-equilibrium phase change correlation. *International Journal of Refrigeration* 86, 218–227. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.033>



## Annexe Articles en lien avec la thèse (non exhaustif)



ELSEVIER

Available online at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

SCIENCE @ DIRECT®

Journal of Food Engineering 71 (2005) 408–418

JOURNAL OF  
FOOD  
ENGINEERING[www.elsevier.com/locate/jfoodeng](http://www.elsevier.com/locate/jfoodeng)

## Stresses and cracking in freezing spherical foods: a numerical model

Q. Tuan Pham <sup>a,\*</sup>, Alain Le Bail <sup>b</sup>, Muriel Hayert <sup>b</sup>, Brice Tremeac <sup>b</sup><sup>a</sup> School of Chemical Engineering and Industrial Chemistry, University of New South Wales, Sydney 2052, Australia<sup>b</sup> UMR GEPEA (UA CNRS 6144 – SPI), ENITIAA, Rue de la Geraudiere, BP 82225, F-44322 Nantes Cedex 3, FranceReceived 23 June 2004; accepted 3 November 2004  
Available online 24 December 2004

## Abstract

Thermal stresses during the freezing of a spherical food were simulated with an elastic model, using realistic thermal and mechanical properties. It was found that to explain observed cracking patterns, both expansion due to phase change and thermal contraction subsequent to it must be taken into account. During freezing, the unfrozen core is always under uniform isotropic tensile stress, but that is unlikely to explain the cracking pattern. Cracking during cryogenic freezing is more likely due to tensile tangential stresses caused by thermal contraction, with vitrification at the surface possibly playing a role in crack initiation. The calculations suggest that once a crack forms at the surface it will propagate towards the centre, as has been observed experimentally.

© 2004 Elsevier Ltd. All rights reserved.

*Keywords:* Freezing; Cryogenic freezing; Thermal expansion; Thermal stress; Cracking

## 1. Introduction

When water rich food is frozen, there are large volume changes associated with an increase in rigidity (Young modulus), both of which leads to large stresses in the food and some case, to cracking. This topic has been relatively neglected in the food literature until recently. Kim (1993) carried out simulations for the cryogenic freezing of Tylose and suggested that cracking occurs because during fast freezing a “crust” forms at the product surface, serving as a shell which prevents further expansion when the internal parts freeze (Hung & Kim, 1996). If this model is correct, it is not clear why the same does not happen during slow freezing. Kim and Hung (1994) designed empirical prediction equations for the probability of cracking during cryogenic freezing, based on the food’s physical properties such as Young modulus, Poisson ratio, porosity, density and water content. Shi, Datta, and Mukherjee (1999)

also assume that thermal expansion upon freezing is the cause of thermal stresses and cracking. Using a viscoelastic constitutive model, they calculated the stresses and showed that isotropic tensile stresses (i.e. negative pressure) develop in the unfrozen region of a potato. Upon freezing, however, circumferential stresses become compressive while radial stresses remain tensile. These results do not explain why the potatoes always develop cracks that radiate from the centre, indicating circumferential failure.

In the related field of cryo-preservation and cryosurgery, Rubinsky, Cravalho, and Mikic (1980) modelled stresses around a sphere undergoing freezing. Elastic behaviour is assumed. To obtain an analytical solution, further assumptions have to be made, such as no expansion due to phase change and constant mechanical properties, so the results were not very realistic. Gao, Lin, Watson, and Critser (1995) measured stresses in the constrained freezing of a solution inside a brass tube, a situation which is not usually encountered in food freezing. Rabin and Steif (1998) investigated the effect of both expansion upon phase change and subsequent thermal contraction in a sphere, using a combined elastic-perfect

\* Corresponding author. Fax: +61 2 9385 5966.

E-mail address: [tuan.pham@unsw.edu.au](mailto:tuan.pham@unsw.edu.au) (Q. Tuan Pham).



Notation	
$b$	radius of freezing front, m
$Bi$	Biot number, $hR/k$
$c_i$	specific heat of ice, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
$c_w$	specific heat of water, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
$E$	Young modulus, Pa
$h$	heat transfer coefficient, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
$H$	specific enthalpy, $\text{J kg}^{-1}$
$k$	thermal conductivity, $\text{W m K}^{-1}$
$L_f$	latent heat of freezing, $\text{J kg}^{-1}$
$L_{f0}$	latent heat at $0^\circ\text{C}$ , $\text{J kg}^{-1}$
$n$	geometric coefficient
$p$	pressure, Pa
$r$	radial distance, m
$R$	sphere radius, m
$t$	time, s
$T$	temperature, $^\circ\text{C}$
$T_a$	environment temperature, $^\circ\text{C}$
$T_f$	freezing point, $^\circ\text{C}$
$u$	radial displacement, m
$x_i$	ice mass fraction
<i>Greek letters</i>	
$\beta$	thermal expansion coefficient of frozen material
$\Delta_0$	relative linear expansion due to phase change
$\varepsilon_r$	radial strain
$\varepsilon_t$	tangential strain
$\varepsilon^T$	thermal strain
$\nu$	Poisson ratio
$\rho$	density, $\text{kg m}^{-3}$
$\sigma_r$	radial stress, Pa
$\sigma_t$	tangential stress, Pa

plastic model. Again an analytical solution was sought, which means that certain assumptions had to be made (unfrozen material is liquid, i.e. no resistance to shear, constant and equal bulk moduli in liquid and frozen phases) that do not apply in food freezing. The study lead to predictions that the phase change of the outside cause large compressive pressure in the unfrozen core.

In this paper, a simple but rigorous numerical model is presented for predicting temperatures and stresses of a cylinder or sphere undergoing freezing. A linear elastic model is used together with realistic food properties, both thermal and mechanical. The effect of assuming constant mechanical properties, of varying the Biot number or the environment temperature, and of volume expansion upon phase change and subsequent thermal contraction are examined separately. From the results, insights will be obtained on the development of stresses and cracks during freezing, which will guide further experimentation and the development of freezing protocols to avoid mechanical failure.

## 2. Mathematical model

The stress field is assumed to have no influence on heat transfer. Therefore, the temperature field can be calculated first, then the stress field calculated from it.

### 2.1. Thermal problem

Heat conduction, with or without phase change, can be expressed in the enthalpy formulation as follows

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} = \nabla(k \nabla T) \quad (1)$$

which can be expressed in an infinite cylinder ( $n = 1$ ) or sphere ( $n = 2$ ) as

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{1}{r^n} \nabla(k r^n \nabla T) \quad (2)$$

with initial condition

$$T(t = 0, r) = T_i \quad (3)$$

and boundary condition

$$k \left[ \frac{\partial T}{\partial r} \right]_{r=R} = h(T_a - T(t, R)) \quad (4)$$

The equation is highly nonlinear due to the evolution of latent heat around the freezing point. For pure water, latent heat is released at a sharp temperature, but for most foods it is released over a range of several degrees as the water freezes gradually. Pham (1985) proposed a fixed grid finite difference method for solving the above equation which is very efficient and simple to program for all kinds of phase changes (sharp or gradual, with or without a defined temperature range). The method is applied here for solving the heat transfer problem by a finite volume method. The cylinder of sphere is divided into 99 control volumes (shells) of the same thickness, each with a node at its centre. The partial differential equation is discretized in terms of the nodal temperatures in the usual manner to produce a set of ODEs, which are then solved by the Crank Nicolson time stepping method.

### 2.2. Mechanical problem

Thermal stresses in a material arise from differential expansion and contraction. If expansion is uniform and isotropic, it can easily be shown that there will be no

thermal stresses. Stresses and strains in 3-D are described by  $3 \times 3$  tensors, which are related by the constitutive equations of the materials. To solve for these, mechanical equilibrium equations are written for each direction. This gives only three equations, fortunately the terms in the strain tensors are not independent but are related by symmetry and compatibility conditions, because there are only three degrees of freedom for the displacements.

The equations are considerably simplified for the case of spherical symmetry, in which case all the shear strains and stresses disappear and there are only two remaining strains (radial and tangential, also termed circumferential or azimuthal) and stresses (Timoshenko & Goodier, 1951, pp. 417–418).

For a sphere, the equation of mechanical equilibrium is

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{2}{r}(\sigma_r - \sigma_t) = 0 \quad (5)$$

Strains  $\varepsilon$  are assumed to be the sum of thermal linear strain  $\varepsilon^T$ , which is isotropic, and mechanical strain, which give rise to stresses. Conceptually, each volume element can be visualized as a puzzle piece that expands or contracts freely under the influence of temperature changes, then is forced by compressive or tensile forces from the rest of the solid to deform and fit back into the puzzle. In this paper, a linear elastic model is used for the material. The constitutive equations can be written as

$$\varepsilon_r - \varepsilon^T = (\sigma_r - 2\nu\sigma_t)/E \quad (6)$$

$$\varepsilon_t - \varepsilon^T = [\sigma_t - \nu(\sigma_r + \sigma_t)]/E \quad (7)$$

As was stated before, the (total) strains are not independent but related by geometry. In this case:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr} \quad (8)$$

$$\varepsilon_t = \frac{u}{r} \quad (9)$$

Timoshenko and Goodier (1951) gave a solution for the case of constant mechanical properties and constant thermal expansion coefficient, however such simplifications are unrealistic in food freezing, where properties may vary with temperature (and position, in the case of non-uniform material). For such cases the stress field must be solved numerically. The equations can be rearranged into the following form:

From Eq. (5),

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = -\frac{2}{r}(\sigma_r - \sigma_t) \quad (10)$$

From Eqs. (6) and (8),

$$\frac{du}{dr} = \frac{\sigma_r - 2\sigma_t}{E} + \varepsilon^T \quad (11)$$

From Eq. (7),

$$\sigma_t = \frac{1}{1-\nu} \left[ E \left( \frac{u}{r} - \varepsilon^T \right) + \nu\sigma_r \right] \quad (12)$$

When Eq. (12) is inserted into (10), a system of two ordinary differential equations is obtained, which can be solved by a standard method. In this case, fourth order Runge Kutta is used. The boundary conditions for the two differential equations are

$$u = 0 \quad \text{at } r = 0$$

$$\sigma_r = 0 \quad \text{at } r = R$$

Because these conditions are at opposite ends of the domain, an iterative solution procedure must be applied. Integration of the two ODEs start from  $r = 0$  with a guessed value of  $\sigma_r$ , the value of  $\sigma_r$  at  $R$  is found, from which a new starting value is guessed, etc. A Newton Raphson iterative procedure was used in this work.

### 3. Material properties

To obtain realistic results, a material with typical thermal and mechanical behaviours is simulated. Water rich foods start to change phase at an initial freezing temperature  $T_f < 0$  °C, pure ice crystallizing out of the solution and leaving behind a more concentrated solution. This concentrating effect depresses the freezing point of the remaining product, hence phase change will continue at lower and lower temperatures. Pham (1996) shows how enthalpy–temperature relationships for most water rich foods can be derived from composition, while thermal conductivity–temperature curves can be found from composition according to Pham (1989). Based on these and similar works, the following set of thermal data were used which is typical of water rich foods:

$$T_f = 0.68 \text{ °C} \quad (13)$$

$$k = 0.467 + 0.00154(T - T_f), \quad T \geq T_f$$

$$k = 1.40485 - 0.004892T + 0.64/T, \quad T < T_f \quad (14)$$

$$\rho H = 2.93E8 + 3.0E6(T - T_f), \quad T \geq T_f \quad (15)$$

$$\rho H = 1.3E6T - 2.0E8/T, \quad T < T_f \quad (16)$$

To calculate volume change from freezing, the ice fraction is first calculated from the enthalpy–temperature relationship as follows. First, the enthalpy of supercooled food is calculated from Eq. (15) (even though  $T < T_f$ ). The difference between this supercooled enthalpy and the frozen enthalpy (Eq. (16)) at  $T$  is found by subtraction, then the amount of ice is found by dividing this by the latent heat

$$L_f = L_{f0} + (c_w - c_i)T \quad (17)$$

with  $L_{f0} = 3.34E5 \text{ J kg}^{-1}$ ,  $c_w = 4200 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$  and  $c_i = 2100 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ . The volume change from freezing is then calculated as  $0.0905x_i$ . The linear expansion is 1/3 of the volume change.

In foods freezing, phase change does not happen all at once, but takes place gradually over a range of temperature. As the remaining solution becomes more concentrated the equilibrium freezing temperature falls. In the food freezing literature it is commonly assumed that food freezing is completed (eutectic point) at  $-30$  to  $-40$  °C. The precise final temperature for phase change has little effect on the total amount of ice formed since most of the phase change takes place around the initial freezing point. An order of magnitude estimation can be made based on the assumption that the freezing point depression is proportional to solute concentration. This leads to the prediction that the unfrozen water fraction is approximately proportional to  $T_f/T$  where  $T_f$  is the initial freezing point. For  $T_f = 0.68$  °C, the unfrozen fraction is 2.3% at  $-30$  °C, 1.7% at  $-40$  °C and 1.4% at  $-50$  °C. In this work, it is assumed that ice formation stops below  $-50$  °C.

On top of the expansion due to phase change is a thermal contraction due to temperature fall. Rabin, Taylor, and Wolmark (1998) reported thermal expansion data for ice from Powell (1958) and several foods between  $-200$  and  $0$  °C. The curves for foods are fairly similar and the following regression equation for chicken muscle, which is near the median, was used:

$$\beta = 6.649E - 5 + 3.438E - 7 T + 2.785E - 10 T^2 \quad (18)$$

The resulting linear thermal strain is plotted in Fig. 1. For pure ice, it has a sharp transition from 0 to 0.03 at the freezing point, but since ice formation is gradual

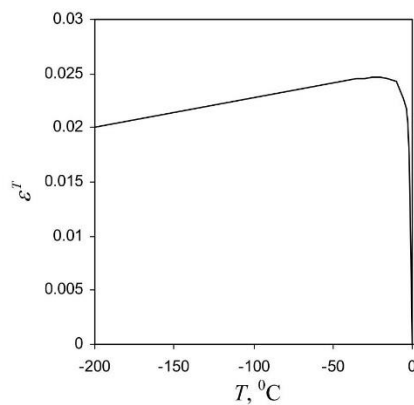


Fig. 1. Thermal strain vs temperature.

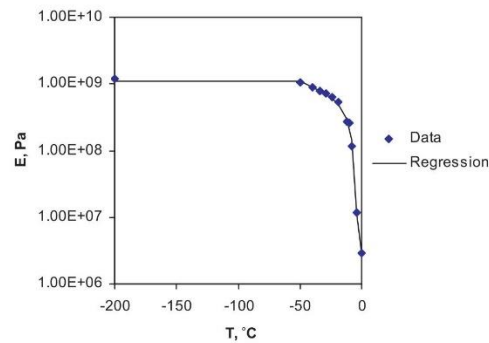


Fig. 2. Young modulus.

in foods and other solutions, the transition is more smooth.

For Young modulus and Poisson ratio, the data of Shi et al. (1999) for potato was used. A regression equation was fitted through the data for temperatures below  $-4$  °C (Fig. 2). Shi's data shows that there is a very sharp increase in Young's modulus as temperature falls below this temperature, which is somewhat lower than the freezing point. It is possible that the ice dendrites start to fuse into a lattice at this temperature which resists stress. The Poisson ratio is assumed to be 0.49 above freezing and 0.33 below freezing, also according to Shi et al.

#### 4. Validation of numerical procedure

As previously stated, the thermal problem is solved first using a finite difference method with Pham's (1985) modification for phase change. This program has been extensively tested for convergence and accuracy against known analytical solutions and experimental tests (Pham, 1985; Pham & Willix, 1990) and considered to be an "excellent scheme" by authorities in the field (Voller, 1996). Therefore the thermal results can be considered reliable.

The second part, involving the solution of the two ODEs governing mechanical strains and stresses, is numerically trivial and the fourth order Runge Kutta used is a well established standard method. Its convergence was tested by running it several times with different number of space divisions. Between 100 and 1000 divisions, there was a change of less than 0.2% in the stresses calculated around the middle of the process. The results presented here use 500 divisions over the radius.

As a final check, the computed results were compared against a simplified case for which the analytical solution can be obtained by a simple modification to that

in Timoshenko and Goodier (1951, p. 418). The latter solution is for a constant thermal expansion coefficient  $\beta$ , but it can be adapted to phase change simply by replacing  $\beta dT$  by the total expansion  $\varepsilon^T(T)$ . Freezing is assumed to take place at a single temperature and the frozen and unfrozen phases are assumed to have the same Young modulus and Poisson ratio. The analytical expression for stresses are

$$\sigma_r = \frac{2E}{1-\nu} \left( \frac{1}{R^3} \int_0^R \varepsilon^T r^2 dr - \frac{1}{r^3} \int_0^r \varepsilon^T r^2 dr \right) \quad (19)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu} \left( \frac{2}{R^3} \int_0^R \varepsilon^T r^2 dr + \frac{1}{r^3} \int_0^r \varepsilon^T r^2 dr - \varepsilon^T \right) \quad (20)$$

When thermal expansion apart from that due to phase change can be ignored,  $\varepsilon^T$  is zero throughout the unfrozen core and these equations show that, in the core

$$\sigma_t = \sigma_r = \frac{2}{3} \frac{A_0 E}{1-\nu} \left( 1 - \frac{b^3}{R^3} \right) \quad (21)$$

where  $b$  is the radial position of the freezing front, i.e. the core will be at a uniform pressure which is proportional to the frozen volume fraction and to the linear expansion due to phase change,  $A_0$ . Since  $A_0$  is positive, there is tensile stress, i.e. negative pressure in the core. An intuitive explanation is that as the frozen shell tries to expand, it exerts a traction force around the boundary of the core. The thicker the frozen layer, the stronger the pulling force exerted by it on the unfrozen core.

In the frozen zone, the stresses are given by

$$\sigma_r = \frac{2}{3} \frac{A_0 E}{1-\nu} \left( \frac{b^3}{r^3} - \frac{b^3}{R^3} \right) \quad (22)$$

$$\sigma_t = -\frac{1}{3} \frac{A_0 E}{1-\nu} \left( 2 \frac{b^3}{R^3} + \frac{b^3}{r^3} \right) \quad (23)$$

As freezing proceeds, the shrinking unfrozen core has less and less effect on the frozen shell, and the above equations show that  $\sigma_r$  and  $\sigma_t$  at a fixed position  $r$  tend towards zero, as expected. It is also interesting to note that the pressure is uniform in the frozen shell and has a positive value given by

$$p = -\frac{2\sigma_t + \sigma_r}{3} = \frac{2}{3} \frac{A_0 E}{1-\nu} \frac{b^3}{R^3} \quad (24)$$

Thus, overall, the shell is under uniform compression and the core under uniform tension. As phase change proceeds ( $b \rightarrow 0$ ), the compression in the shell lessens and the tension in the core increases. Radial stresses in the frozen zone are always tensile and tangential stresses always compressive. Intuitively, this can be interpreted as being due the unexpanded unfrozen core pulling on the inside of the expanding frozen shell, causing tensile radial stress and compressive tangential stress in the latter. However, at completion of freezing ( $b = 0$ ), all stresses

come back to zero because thermal volume change is now uniform.

Figs. 3 and 4 illustrate the evolution of stresses of a freezing sphere according to the analytical solution, Eqs. (21)–(23), together with numerical results computed by the present computer program. Stresses at five equally spaced point from the centre to just under the surface have been plotted. The Young modulus and Poisson ratio were arbitrarily chosen to be 1.0E8 and 0.33 respectively for the computation, but their actual values do not matter as the quantities plotted are dimensionless stresses, obtained by dividing  $\sigma$  by  $\frac{A_0 E}{1-\nu}$ .

There is another published analytical solution by Rabin and Steif (1998). We did not verify our numerical program against it because it predicts compressive stresses in the unfrozen core, thus contradicting Eq. (21). The discrepancy might have arisen from their assumption (on p. 329) that “the liquid undergoes a deviatoric strain  $\Delta \varepsilon$  prior to becoming solid, and this strain should not be counted in determining the deviatoric stresses in the solidified material”. In this paper, we consider that the unfrozen core behaves as a solid. Any stress arises from the forces on the boundary, as it is pulled out uniformly by the expanding frozen shell, like a balloon subjected to a vacuum. Thus there is no deviatoric strain in the core as is assumed in Rabin and Steif’s paper. A rigorous mathematical proof can be found in Timoshenko and Goodier (1951, p. 417, Eq. (h)), where it is shown that the radial displacement in a sphere at uniform temperature (i.e. the core) is given by  $u = C_1 r$ , which describes a uniform isotropic expansion with zero deviatoric strain ( $\varepsilon_r - \varepsilon_\theta = \frac{du}{dr} - \frac{u}{r} = 0$ ).

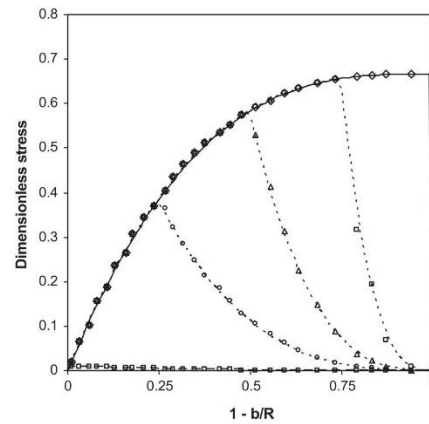


Fig. 3. Normalised radial stress vs relative position of freezing front at the centre (top curve), surface (bottom curve) and three intermediate positions. Curves: analytical solution, symbols: numerical solutions.

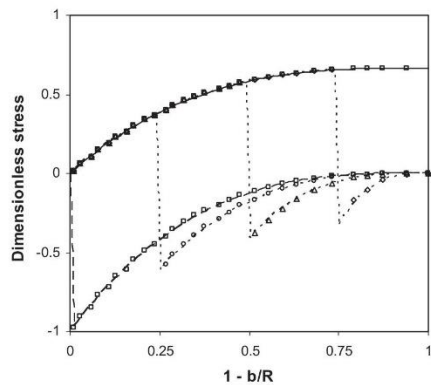


Fig. 4. Normalised tangential stress vs relative position of freezing front at the centre (top curve), surface (bottom curve) and three intermediate positions. Curves: analytical solution, symbols: numerical solutions.

## 5. Simulation results

### 5.1. Run 1 (gentle freezing)

A sphere 0.05 m radius is frozen at  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  and a heat transfer coefficient of  $1.0\text{ W m}^{-2}\text{ K}$ , giving a Biot number of 0.034. This low Biot number indicates gentle, uniform freezing (Fig. 5).

Radial and tangential stresses are plotted in Figs. 6 and 7. The magnitudes are small (about 4 orders of magnitude less than the Young modulus) due to the uniformity of temperature. As expected, stresses start rising when freezing starts due to differential expansion, but an interesting feature is the secondary rise in the stresses between 120,000 and 150,000 s: this is due to the food falling across the range  $-4$  to  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , where the Young modulus rises sharply by 2 or 3 orders of magnitude.

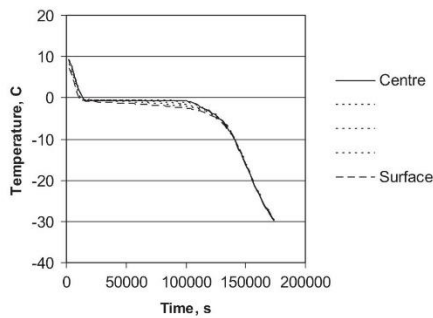


Fig. 5. Temperature at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 0.034$ .

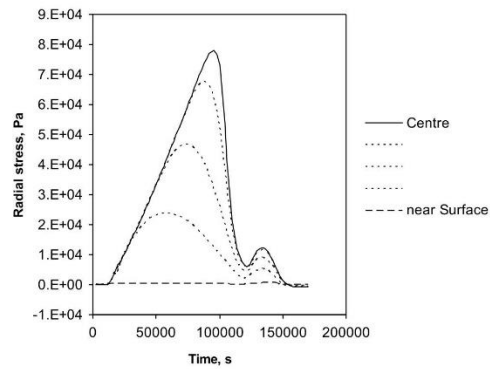


Fig. 6. Radial stress at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 0.034$ .

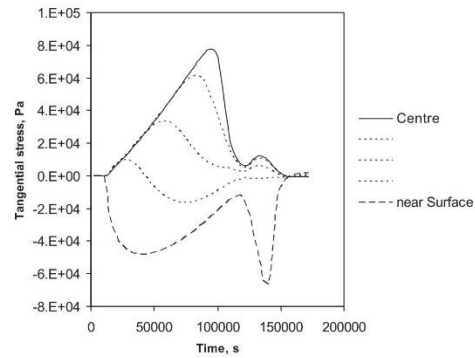


Fig. 7. Tangential stress at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 0.034$ .

### 5.2. Run 2 (moderate freezing)

Conditions are as for Run 1 but the htc is raised to  $100\text{ W m}^{-2}\text{ K}$ , which is typical of many immersion or fluidized bed freezers. The Biot number is now 3.40, indicating significantly uneven temperature profile (Fig. 8). Tensile stresses (both radial and tangential) rise to 1.7 MPa in the unfrozen zone, but in the frozen zone the maximum tensile tangential stress, at the surface, is only 0.07 MPa (Figs. 9 and 10). Tangential stress at the surface is compressive most of the time, only becoming slightly tensile near the end, when thermal contraction has some effect.

Figs. 11 and 12 show the total (elastic + thermal) radial and tangential strain histories. The high peaks (up to 14%) in the radial strain histories, when the freezing front passes each location, are rather intriguing. To ensure that they are not due to numerical errors, the

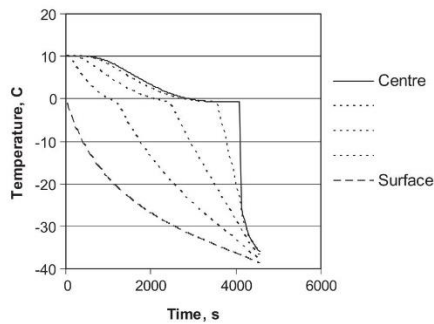


Fig. 8. Temperature at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 3.4$ .

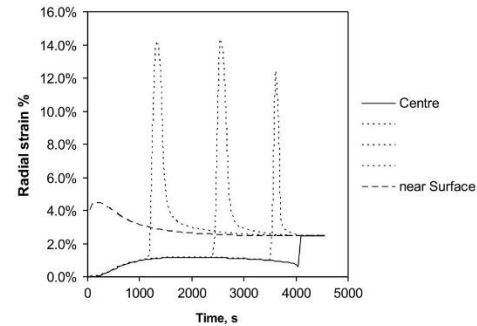


Fig. 11. Total radial strain at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 3.4$ .

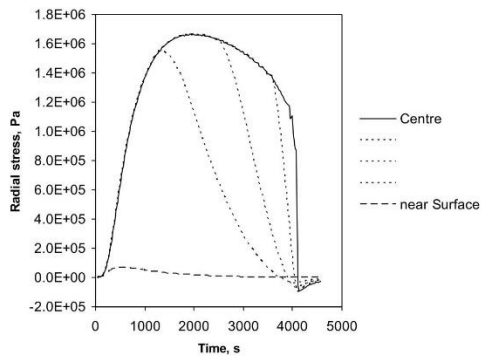


Fig. 9. Radial stress at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 3.4$ .

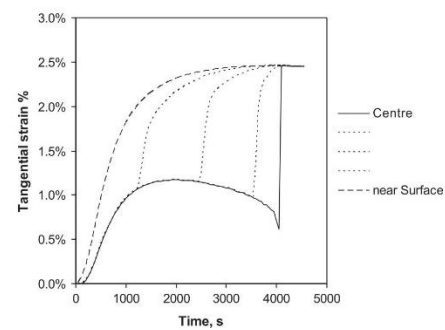


Fig. 12. Total tangential strain at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 3.4$ .

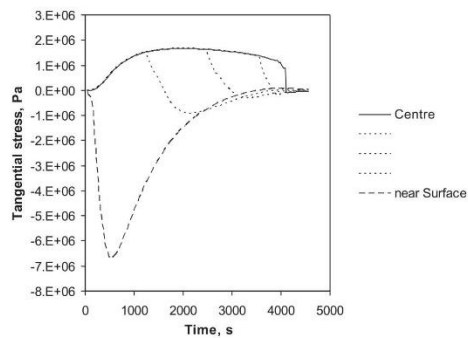


Fig. 10. Tangential stress at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 3.4$ .

program was re-run with four times the number of space divisions for the integration of the ODEs, and no differ-

ence was observed. It must be noted that they were also found, with similar magnitudes, in the Abaqus simulation of Shi et al. (1999). They can be explained by the mechanical property data used for the simulation. The Poisson ratio passes from 0.49 (nearly incompressible) to 0.33 (compressible) as phase change starts at  $T_f$ , but  $E$  does not rise significantly until temperature falls a few degrees lower. Since the bulk modulus (resistance to compression) is  $K = E/3(1 - 2\nu)$ , for a short period the just-frozen food has a very low bulk modulus compared with both frozen and unfrozen food, and therefore suffers a large elastic strain.

To test this interpretation, the Poisson ratio was set to a constant  $\nu = 0.33$  and the simulation re-run (Figs. 13 and 14). Now the peaks are much lower, but not eliminated completely. On looking back at the stress history (Fig. 9) it can be seen that radial stresses also go through a tensile peak when or just after phase change takes place. Therefore, the strain peaks are caused by a combination of two factors: the peak in the radial stress, and the weakening in compressibility, around the freezing

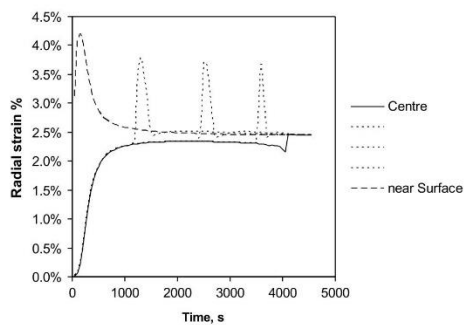


Fig. 13. Total radial strain at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 3.4$ , with constant  $\nu = 0.33$ .

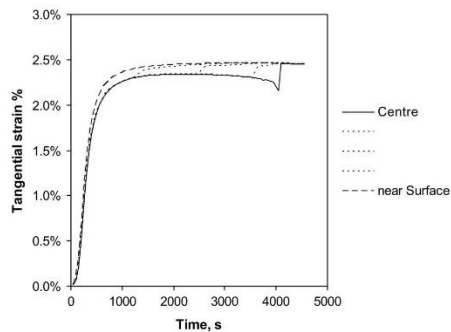


Fig. 14. Total tangential strain at five equally spaced positions from centre to surface during freezing at  $Bi = 3.4$ , with constant  $\nu = 0.33$ .

point. It may be noticed also that, when the unfrozen Poisson ratio is changed to 0.33, the strains in both frozen and unfrozen become almost equal (after an initial period). This is because the frozen shell is now much stiffer than the unfrozen core ( $K_f \gg K_u$ ) and forces it to expand elastically, as soon as the shell is reasonably thick.

### 5.3. Run 3 (cryogenic freezing)

When freezing in liquid nitrogen, the freezing medium temperature is  $-196^\circ\text{C}$  and the  $h_{tc}$  vary in the range  $100\text{--}250\text{ W m}^{-2}\text{ K}$  (Awonorin, 1989). Higher  $h_{tc}$  values still have been quoted, but beyond a certain value they make no difference to the temperature profile. A value of  $200\text{ W m}^{-2}\text{ K}$  will be used in this simulation, giving  $Bi = 6.8$ .

Stresses are shown in Figs. 15 and 16. The fluctuations are not real but due to the discretization of the sphere into finite volumes which freeze sequentially. Tensile stresses rises up to 2.5 MPa in the unfrozen zone

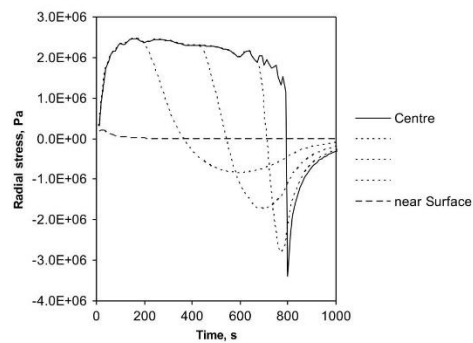


Fig. 15. Radial stress at five equally spaced positions from centre to surface during cryogenic freezing at  $Bi = 6.8$ .

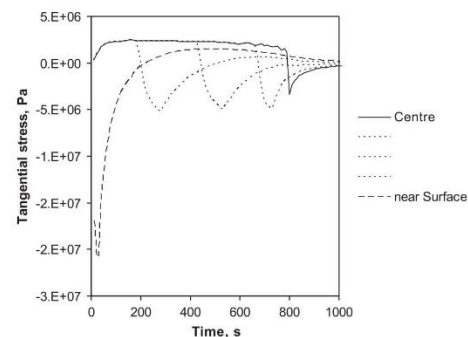


Fig. 16. Tangential stress at five equally spaced positions from centre to surface during cryogenic freezing at  $Bi = 6.8$ .

and 1.5 MPa (tangentially) in the frozen zone. Strain histories are qualitatively similar to the moderate freezing cases and will not be shown here. The peaks in the radial strain histories are even more pronounced (around 20%) and it must be wondered if the properties data used are realistic.

### 5.4. Run 4: thawing

It may be thought that, since food contracts on thawing, this may set up tensile stress at the surface which could cause splitting. The thawing of a cryogenically frozen sphere was therefore simulated, with initial temperature  $-196^\circ\text{C}$ , environment temperature  $20^\circ\text{C}$  and  $h_{tc}$   $10\text{ W m}^{-2}\text{ K}$ , typical of air thawing (Figs. 17 and 18). The stress curves show a complex pattern caused by the opposing effects of thermal expansion, falling of Young modulus, phase change contraction and final thermal equilibration, which happen at different times. Thus the surface tangential stress falls to a minimum

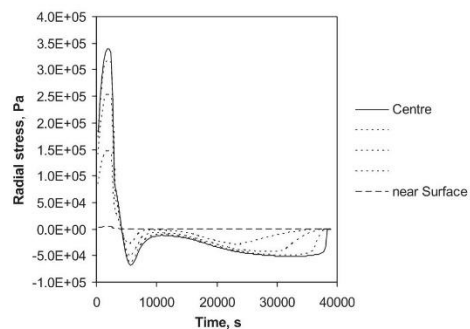


Fig. 17. Radial stress at five equally spaced positions from centre to surface during thawing.

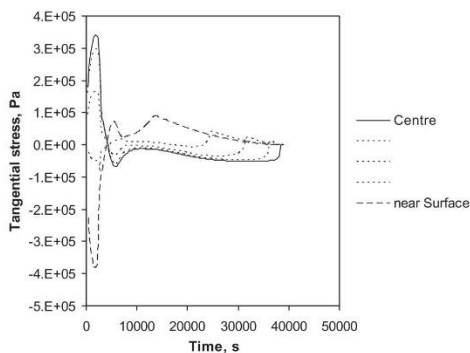


Fig. 18. Tangential stress at five equally spaced positions from centre to surface during thawing.

(compressive maximum) as the surface expands thermally ( $-196$  to  $-40$  °C), then rises to become tensile as it start to thaw and contract (above  $-40$  °C), falls as Young modulus decreases (principally  $-20$  to  $-4$  °C), rises again as phase change accelerates (just under  $-0.68$  °C), and finally falls as inner layers start to thaw. While some tensile stress arise in the early stages of thawing, they are far smaller than during cryogenic freezing, and tangential stress near the surface are compressive for most of the time. Thus cracking is unlikely to happen during thawing. It is possible, however, that cracks that have formed and propagated in the outer half or so of the food during freezing, will continue towards the centre during thawing and complete the splitting process.

## 6. Discussion

The simulation results show that, due to the expansion associated with phase change, large tensile stresses

arise in the *unfrozen* core for both “moderate freezing” ( $-40$  °C,  $Bi = 3.4$ ) and cryogenic freezing: 1.7 MPa in the former, 2.5 MPa in the latter. Yet cracking has never been observed in the former, only in the latter. Also, cracks during cryogenic freezing always radiate from the centre (Shi et al., 1999), as if due to tensile tangential stress, and no concentric crack has been observed, but in the unfrozen zone tensile stresses are equal in all directions and both types of crack should have happened. Furthermore, cracks that initiate in the unfrozen core cannot spread into the frozen shell, which is under tangential *compression*. Rather, they will self-repair as ice crystal forms and link together and the material expands. For those reasons, it is unlikely that stresses in the unfrozen core would give rise to destructive cracks.

Another reason for doubting the effect of tensile stresses in the unfrozen core is that they are highly sensitive to the Poisson ratio, which is difficult to measure accurately. The value used so far (taken from Shi et al.’s data for potato) is 0.49 for unfrozen food and 0.33 for frozen food. A value of 0.5 corresponds to a perfectly incompressible material: we have therefore simulated a nearly incompressible unfrozen core which prevents the frozen shell from expanding, giving rise to strong tensile stresses. Kim and Hung (1994) reported  $\nu$ -values of 0.4 for unfrozen potato and 0.2 for frozen. When these values are used for the calculations, a drastic change in the stress history results (Fig. 19). Now the tensile stresses in the unfrozen zone fall to 0.3 MPa or below (an 8-fold decrease) while those in the frozen zone remain high at 1.8 MPa (a 30% decrease only).

Large tangential tensile stresses (1.5 MPa) in the *frozen* shell arise only in cryogenic freezing, and are caused by the contraction as the temperature falls through the range  $-30$  to  $-196$  °C. The tensile strength of frozen potato is less than 1.0 MPa (Shi et al., 1999). The predicted tangential stresses would therefore explain the radiating crack pattern observed by Shi et al. both quantitatively

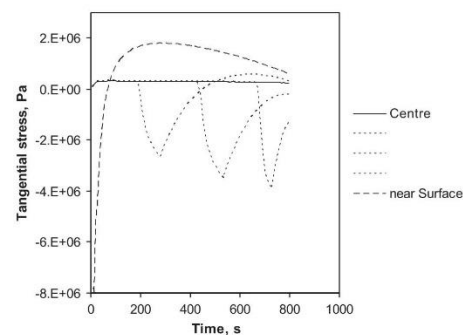


Fig. 19. Tangential stress at five equally spaced positions from centre to surface during cryogenic freezing with  $\nu = 0.4$  (unfrozen) and 0.2 (frozen).



and qualitatively. Thermal contraction between  $-30$  and  $-196$  °C is only 0.46%, compared with the 2.46% linear expansion due to phase change. However, it plays an important role, and if it is ignored then the large tangential tensile stresses in the frozen zone could not be predicted.

The tensile tangential stress is largest at the outside surface and decreases further inside, becoming compressive at a certain distance from the surface (Fig. 20, solid line). That may suggest that a surface crack will not propagate. However, as the crack appears at the surface, the restraining effect of the surface layer is lost, and the tangential stress in the next layer will rise to compensate. The dotted line in Fig. 20 shows a stress calculation when the outer 5% of the food is destroyed, causing the rise in the tensile stress further in. Furthermore, in practice, the outside layer is not destroyed completely and stress will concentrate at the tip of the crack, raising tangential stress even more and causing the crack to advance towards the centre, consistently with observation.

Another possible effect is the supercooling and (partial) vitrification that could happen near the surface of cryogenically frozen food. With the very fast cooling rate applying, these phenomena are likely to happen over a thin surface layer. Since vitrified food are brittle but have no or very little expansion due to phase change, this would create extremely large tangential tensile stress at the surface, as the inner layers freeze and expand, stretching the vitrified/supercooled skin. These stresses could be much higher than calculated by the present model, due to the large differential expansion/contraction over a very small distance. This could cause surface cracks to appear and propagate inwards according to the mechanism already explained.

To get an idea of the possible effect, the top 1% of the sphere (a layer 0.5 mm thick) is assumed to expand, on average, by 10% less than the rest (i.e. 10% of the freezable water is supercooled or vitrified). The calculation

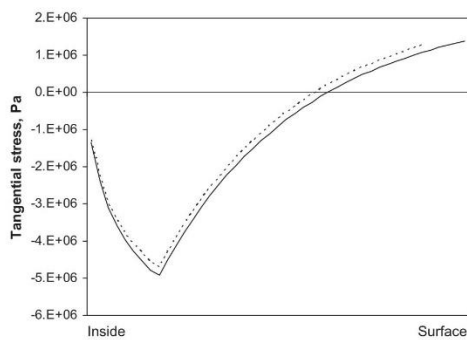


Fig. 20. Tangential stress profile in frozen zone for cryogenic freezing. Solid line: whole sphere, dotted line: outer 5% destroyed.

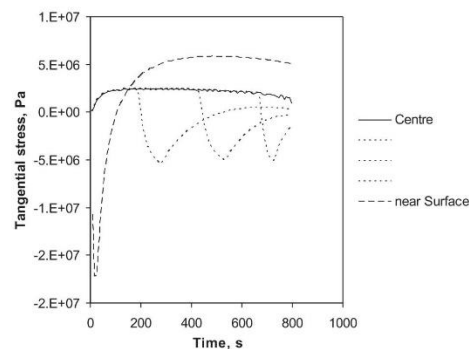


Fig. 21. Tangential stresses at five equally spaced positions from centre to surface, assuming the top layer expands 10% less.

shows that the surface tangential stress of the frozen shell (or rather, the tangential stress averaged over the top 0.5 mm) has increased from 1.5 MPa to 5.8 MPa, a 4-fold increase (Fig. 21). While the assumptions made were arbitrary, the calculation points to vitrification/supercooling as a possible candidate for crack initiation, which would weaken the solid and cause it to break.

## 7. Conclusions

Although the elastic model presented here may be considered simplistic, sample calculations have shown that it produces results very similar to a more sophisticated viscoelastic model (Shi, Datta, & Mukherjee, 1998), at least during the initial stages of fast freezing. The present model has avoided many of the simplifying assumptions made by most previous works. Both volume expansion upon phase change and subsequent thermal contraction are taken into account, in contrast to Rubinsky et al. (1980) and Shi et al. (1998, 1999) who ignored one or the other. Variations in thermal and especially mechanical properties with temperature are taken into account, in contrast to Rubinsky et al. (1980) and Rabin and Steif (1998). The latter use an elastic-plastic model in which the frozen material may start to flow under high compressive stress, which would have a stress relieving effect. This would tend to reduce compressive stress in the frozen shell during the phase change period, however it is unlikely to reduce tensile stress during subsequent contraction.

This work has shown that expansion due to phase change leads to uniform tensile stresses in the unfrozen core, tensile radial stresses in the frozen shell, and compressive tangential stresses in the frozen shell. The tensile stresses found for the unfrozen core are high but this may be due to uncertainties in the Poisson ratio. On the other hand, volume contraction, which is signif-

icant only in cryogenic freezing, leads to high *tensile* tangential stress in the frozen shell which exceeds reported tensile strength of frozen foods. Such tensile stresses are consistent with the radiating pattern of cracks that appear in cryogenically frozen food, and with the fact that cracking only arise during cryogenic freezing. The model also explains why once a crack has formed at the surface, it will advance towards the centre, driven by stress concentration at the crack tip. Crack initiation could be caused or aggravated by the (partial) vitrification of a thin surface layer. Further experimental work is desirable in this area. The effect of plastic behaviour under high compression should also be investigated further. Thawing is unlikely to cause cracking but could continue the propagation of already formed cracks.

An aspect that needs further investigation is the ice crystal structure. In cryogenic freezing of foods, ice crystals are more numerous and smaller than in ordinary freezing, and intracellular ice is formed. It is unclear how this will affect the Young modulus, Poisson ratio and strength of the food, its resulting stress field, and its tendency to crack.

#### References

- Awonorin, S. O. (1989). A model of heat transfer in cryogenic food freezing. *International Journal of Food Science and Technology*, *24*, 243–259.
- Gao, D. Y., Lin, S., Watson, P. F., & Critser, J. K. (1995). Fracture phenomena in an isotonic salt solution during freezing and their elimination using glycerol. *Cryobiology*, *32*, 270–284.
- Hung, Y.-C., & Kim, N. K. (1996). Fundamental aspects of freezing-cracking. *Food Technology*, *50*, 59–61.
- Kim, N. K. (1993). Mathematical modeling of cryogenic food freezing. PhD dissertation. University of Georgia, Athens.
- Kim, N. K., & Hung, Y.-C. (1994). Freezing-crack in foods as affected by physical properties. *Journal of Food Science*, *59*, 669–674.
- Pham, Q. T. (1985). A fast, unconditionally stable finite-difference method for heat conduction with phase change. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *28*, 2079–2084.
- Pham, Q. T. (1989). Prediction of thermal conductivity of meats and other animal products from composition data. In *Proceedings of the 5th International Congress on Engineering and Foods (ICEF 5)*, Cologne.
- Pham, Q. T. (1996). Prediction of calorimetric properties and freezing time of foods from composition data. *Journal of Food Engineering*, *30*, 95–107.
- Pham, Q. T., & Willix, J. (1990). Effect of Biot number and freezing rate on the accuracy of some food freezing time prediction methods. *Journal of Food Science*, *55*, 1429–1434.
- Powell, R. W. (1958). Thermal conductivity and expansion coefficients of water and ice. *Applied Physics*, *7*, 276–297.
- Rabin, Y., & Steif, P. S. (1998). Thermal stresses in a freezing sphere and its application in cryobiology. *Transactions of ASME*, *65*, 328–333.
- Rabin, Y., Taylor, M. J., & Wolmark, N. (1998). Thermal expansion measurement of frozen biological tissues at cryogenic temperatures. *ASME Journal of Biomechanical Engineering*, *120*, 259–266.
- Rubinsky, B., Cravalho, E. G., & Mikic, B. (1980). Thermal stresses in frozen organs. *Cryobiology*, *17*, 66–73.
- Shi, X., Datta, A. K., & Mukherjee, Y. (1998). Thermal stresses from large volumetric expansion during freezing of biomaterials. *Transactions of the ASME*, *120*, 720–726.
- Shi, X., Datta, A. K., & Mukherjee, Y. (1999). Thermal fracture in a biomaterial during rapid freezing. *Journal of Thermal Stresses*, *22*, 275–292.
- Timoshenko, S., & Goodier, J. N. (1951). *Theory of elasticity* (2nd ed.). New York: McGraw-Hill.
- Voller, V. R. (1996). An overview of numerical methods for solving phase change problems. In W. J. Minkowycz & E. M. Sparrow (Eds.), *Advances in numerical heat transfer* (Vol. 1, pp. 341–375). London: Taylor & Francis.



## Thermal stresses during freezing of a two-layer food

Brice Tremeac<sup>a</sup>, Ashim K. Datta<sup>b</sup>, Murielle Hayert<sup>a</sup>, Alain Le-Bail<sup>a,\*</sup>

<sup>a</sup>UMR GEPEA (UA CNRS 6144 – SPI), ENITIAA, Rue de la Geraudiere BP 82225, 44322 Nantes Cedex 03, France

<sup>b</sup>Department of Biological and Environmental Engineering, Cornell University, Ithaca, New York, USA

Received 19 January 2006; received in revised form 10 March 2006; accepted 24 January 2007

Available online 11 February 2007

### Abstract

Thermal stresses during freezing of a two-layer material, that can contribute to crack formation, are studied. A 3D numerical model of a two-layer food with food analog Tylose<sup>®</sup> and chocolate is presented. An apparent specific heat formulation was used to model the heat transfer with phase change over a temperature range. The mechanics model considered viscoelasticity in Tylose<sup>®</sup>; thermal strains were imposed due to the increase in volume from ice formation in Tylose<sup>®</sup> and the decrease in volume from freezing of the chocolate. Results show that complex evolution of stresses, that include compressive and tensile values, occur during freezing. Sensitivity analysis showed that the Poisson's ratio was a very important parameter that affects the magnitude of stress. Variations in calculated stresses were found to be proportional to variations in Young's modulus. Knowing the stresses, the possibilities of undesired cracking of a chocolate coating applied onto another material such as ice cream could be evaluated.

© 2007 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

**Keywords:** Food; Composite; Freezing; Modelling; Fracture; Example; Coating; Chocolate; Ice cream

## Contraintes thermiques durant la congélation d'une denrée bi-couches

**Mots clés :** Produit alimentaire ; Composite ; Congélation ; Modélisation ; Fracture ; Exemple ; Revêtement ; Chocolat ; Crème glacée

### 1. Introduction

Freezing is one of the most successful methods for long-term preservation of foods. Although fast freezing has the advantages of low drips losses and high end-product quality, it can lead to cracks in the food material. The thermal stresses that crack the material are attributed to the nearly

9% expansion of pure water when transformed into ice at 0 °C [1]. However, a very limited amount of quantitative literature is available on thermal stresses and cracking in freezing of foods.

Mechanical properties of pure ice have been shown to depend on many parameters such as temperature [2], the inner structure of the ice-crystal [3] and the deformation rate of ice [4]. In addition, the local deformation of an ice sample is difficult to measure due to its volume expansion during the solidification. During crystallization, the deformations modify the inner structure. Dendrites are formed whose effects are unknown and cannot be controlled [5]. Lin et al. [6] modeled the stresses due to volume expansion of water

\* Corresponding author. GEPEA-ENITIAA, Rue de la Geraudiere BP 82225, 44322 Nantes Cedex 3, France. Tel.: +33 2 5178 5473; fax: +33 2 5178 5467.

E-mail address: [lebail@enitiaa-nantes.fr](mailto:lebail@enitiaa-nantes.fr) (A. Le-Bail).

Nomenclature		Greek symbols	
$A_T$	time shift function	$\alpha$	thermal expansion coefficient ( $K^{-1}$ )
$C_{p,app}$	apparent specific heat ( $J kg^{-1} K^{-1}$ )	$\varepsilon$	strain (dimensionless)
$D$	matrice operator	$\Phi$	fractional volume due to phase change of pure water (=0.087)
$E$	Young's modulus (Pa)	$\lambda$	Lamé's coefficient
$G$	shear modulus	$\rho$	density ( $kg m^{-3}$ )
$h$	heat transfer coefficient ( $W m^{-2} K^{-1}$ )	$\sigma$	stress (Pa)
$k$	thermal conductivity ( $W m^{-1} K^{-1}$ )	$\nu$	Poisson's ratio (dimensionless)
$L$	bulk modulus	<i>Subscripts</i>	
$t$	time (s)	0	initial
$T$	temperature ( $^{\circ}C$ )	p	plate freezer
$T_{cc}$	initial freezing point ( $^{\circ}C$ )	w	water
$T_r$	trace of a matrix		
$u$	displacement (m)		
$X_I$	mass fraction of ice (kg ice/kg food)		

during its solidification in a cylindrical brass tube and showed that the maximal stress is localized in the interface between ice and water.

In geology, Yamabe and Neaupane [7] studied the thermo-mechanical properties of Sirahama sandstone and showed that the phase change of water to ice led to an increase of Young's modulus. Additionally, in contrast to dry samples, the wet samples exhibited a viscoelastic behavior that can be attributed to the formation of microcracks in dilated pores. In biomaterials, Rabin et al. [8] worked with rabbit tissue and showed that some frozen tissues (liver and brains) have an elastic modulus close to the ice-crystal one, whereas others tissues (kidney) may have much higher moduli. In food processing, mechanical properties of potato during various degrees of freezing were studied by Shi et al. [9]. Experimental study on cracking of foods due to freezing has been reported by Kim and Hung [10].

Thermomechanics during freezing of a biomaterial has been studied by a number of researchers. Rubinsky et al. [11] excluded the volumetric expansion due to phase change in their calculation. They demonstrated that the amplitude of the induced stress was not only dependent of the material properties. They found a relationship between the induced stress and the product between external cooling rate and the square of the radius. Shi et al. [12] studied the thermal stresses and crack formation due to freezing of potato tissue that included the large volumetric expansion due to phase change. A potato cylinder was used as a model system and the analysis involved a coupled numerical model of heat transfer and mechanics. They proposed a two step rapid freezing process with a first step having a boundary temperature of  $-40^{\circ}C$ , followed by liquid nitrogen temperature. Such a process can prevent crack formation.

More recently, Pham et al. [13] showed that the cracks observed during freezing of spherical geometries were rather caused by a synergistic effect of the expansion of water during solidification and of the contraction of ice crystals that were located in the outer frozen part of the solid. Indeed, the ice

formation leads to a compressive tangential stress in the freezing front. Besides, ice crystals being cooled below the initial freezing front contract resulting in a traction tangential stress.

It appears from the literature that coupled thermal and stress analysis during freezing of a two-layer biomaterial with each layer having different mechanical and thermal properties has not been performed, which is the objective of this study. The paper is organized as follows: First, the thermal and mechanics models are presented for a 3D rectangular block and the relevant material properties are discussed. Experimental verification by measuring displacements during freezing are discussed next. Calculated transient temperatures and stresses are presented for a single Tylose<sup>®</sup> block and a two layer Tylose<sup>®</sup>-chocolate block.

## 2. Mathematical model

The thermal and stress analyses are performed independently in an uncoupled, quasi-static, continuum formulation. As shown in Fig. 1, a 3D rectangular brick geometry is used that has one layer (Tylose) or two-layers (Tylose-chocolate) where freezing is always from the bottom surface only. The materials Tylose and chocolate are assumed to be homogeneous and isotropic.

### 2.1. Thermal analysis

Freezing of the biomaterials occurs over a temperature range. Such latent heat release over a range of temperatures has been modeled using an apparent specific heat that includes the effect of latent heat [14]. This apparent heat is obtained from experimental enthalpy data over a temperature range. Eq. (1) describes the transient heat transfer process using this apparent specific heat:

$$\frac{\partial(\rho C_{p,app} T)}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (1)$$

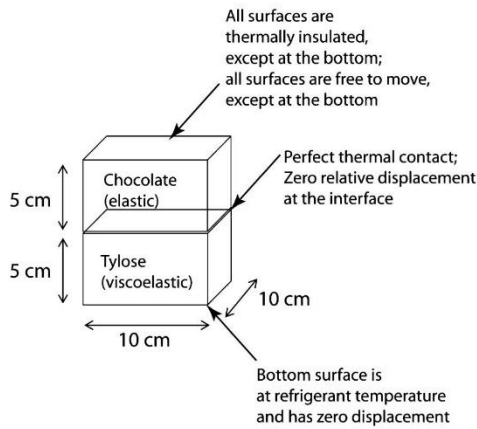


Fig. 1. Schematic of the geometry and boundary conditions used for numerical computations. For computation of a single layer, only the Tylose<sup>®</sup> part is used with the boundary conditions shown here for top, sides and the bottom surface. Material properties and other input parameters are shown in Table 1.

The food was placed directly on a refrigerated metal surface in the experiment. To simulate this, the bottom surface of the food was set at the temperature,  $T_p$ , of the freezing medium:

$$T = T_p \quad (2)$$

The initial condition is given by a constant temperature,  $T_0$ ,

$$T|_{t=0} = T_0 \quad (3)$$

## 2.2. Mechanical analysis

A quasi-static, linear stress analysis is performed using the volume change from temperature decrease as the driving

force. It is assumed here that each component of the strain tensor can be additively decomposed into an elastic strain  $\epsilon^{(v)}$  and a thermal strain  $\epsilon^{(T)}$ , that is,

$$\epsilon = \epsilon^{(v)} + \epsilon^{(T)} \quad (4)$$

where the thermal strain is given by:

$$\epsilon^{(T)} = 1 \int_{T_R}^T \alpha dT \quad (5)$$

The thermal expansion coefficient,  $\alpha$ , is assumed to be due to the volume change of the water phase, due to change of temperature as well as due to change of phase to ice, written as:

$$\alpha(T) = \frac{1}{3} w \frac{\rho_0}{\rho_w} \Phi \frac{dX_I}{dT} \quad (6)$$

Here  $\Phi$  represents the fractional volume expansion due to transformation from water to ice and  $X_I$  represents the fraction of ice formed at temperature  $T$ . For an isotropic, linear viscoelastic model, the stress tensor is (with  $T_r(\epsilon^{(v)}) = \text{trace of the strain tensor}$ ,  $\otimes = \text{matrices product symbol}$  and  $D$  the Lagrangian time-derivative):

$$\sigma = L \otimes \frac{D(T_r(\epsilon^{(v)}))}{D\tau} + 2G \otimes \frac{D\epsilon^{(v)}}{D\tau} \quad (7)$$

where  $\tau$  is given by:

$$\tau = \int_0^t \frac{dt}{A_T(T(t))}; \quad \frac{d\tau}{dt} = \frac{1}{A_T(T(t))} \quad (8)$$

Using the principle of time–temperature correspondence, the combined time and the temperature effect on the relaxation of the material is formulated using experimentally measured [15], normalized Young's modulus  $E(t)/E(0)$  for Tylose. These measured data were seen to be within

Table 1  
Input parameters used for the model are taken from Refs. [15,18]

Parameter input	Tylose		Chocolate	
	Unfrozen state	Frozen state	Unfrozen state	Frozen state
Initial dimensions (width/depth/height) (mm)	100 × 100 × 50		100 × 100 × 50	
Initial temperature (°C)	23		23	
Bottom boundary temperature (°C)	−15		−15	
Poisson's ratio	0.47	0.30	0.40	0.39
Young's modulus (MPa)	0.02	50.00	49.0	72.0
Mechanical model	Viscoelastic		Elastic	
Thermal conductivity ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ )	0.48	1.20	0.13	
Density ( $\text{kg m}^{-3}$ )	930		1100	
Thermal expansion coefficient ( $\text{K}^{-1}$ )	Fig. 2 (this study)		$+8 \times 10^{-4} \pm 1 \times 10^{-4}$ (this study)	

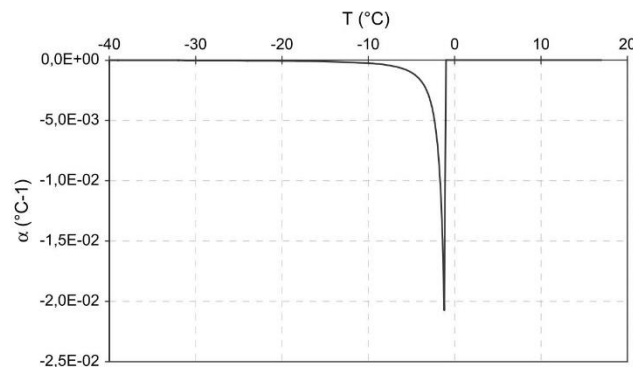


Fig. 2. Linear thermal expansion coefficient of Tylose, calculated with Eq. (6); at  $T > 0$  °C,  $\alpha(T) = 0$  °C<sup>-1</sup>. The change in density of water around +4 °C was not taken into account.

5% of the experimental relaxation data of Shi et al. [16] and, therefore, correlations presented by Shi et al. [16] were used:

$$\frac{E(t)}{E(0)} = 0.5 e^{\frac{-t}{10A_T}} + 0.24 e^{\frac{-t}{150A_T}} + 0.175 e^{\frac{-t}{3000A_T}} + 0.08 e^{\frac{-t}{30000A_T}} \quad (9)$$

A reference temperature of  $-40$  °C having  $A_T = 1$  is used in the above equation. The normalized bulk modulus  $L(t)$  and shear modulus  $G(t)$  are obtained from  $E(t)$ . A time-independent (but temperature dependant) Poisson's ratio  $\nu$  is used.

For an isotropic elastic linear model, the stress tensor is [17]:

$$\sigma = \frac{E}{1+\nu} \left( \varepsilon + \frac{\nu}{1-2\nu} T_r(\varepsilon) \mathbf{1} \right) \quad (10)$$

The boundary condition for the stress analysis is considered to be zero displacement at the interface between the food and the freezing surface; food is supposed to be attached to the surface during freezing.

The displacement  $\mathbf{u}$  is correlated to the stress by:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \{ \text{grad } \mathbf{u} + \text{grad } \mathbf{u}^t \} \quad (11)$$

### 3. Finite element formulation

The governing Eqs. (1) and (7) were solved for a single and a two-layer slab (see Fig. 1) using the finite element code ABAQUS/Standard (Hibbit, Karlsson and Sorensen, Inc., Pawtucket, RI, USA). A hexahedral finite element mesh was used. The subroutine DISP was used to input the boundary condition  $T_p$  as experimental data. To reduce the computations, symmetry in the  $x$  and  $y$  directions (the two horizontal directions) were used so that the computational

domain was restricted to a quarter of the slab. The input data are shown in Table 1 and Fig. 2. For the sensitivity analysis, a  $\pm 5\%$  variation in Poisson's ratio and a  $\pm 10\%$  variation in Young's modulus were considered.

### 4. Materials and methods

Samples for freezing were made from the model system of methylcellulose gel or Tylose<sup>®</sup> (MADI, Italy). Moisture content of the sample (75.8% wet basis) was determined by dehydrating the sample at 105 °C. Rectangular blocks of Tylose were frozen by placing them on a freezer plate, as shown in Fig. 3. The sample was embedded in a polystyrene foam frame for thermal insulation from other surfaces so that a unidirectional heat transfer could be assumed. The displacement of the free surfaces in the three directions were measured using displacement transducers (VRVT050/E/TM, Penny and Giles, Christchurch, UK) in all three directions. Displacement-time data were recorded continuously by a digital data logger (Datalog 20, AOIP, Evry, France). The accuracy of the displacement measurement was  $\pm 0.05$  mm.

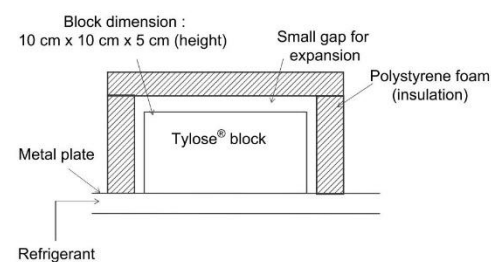


Fig. 3. Schematic of the experimental configuration used in freezing. Experiments were done on single Tylose block.

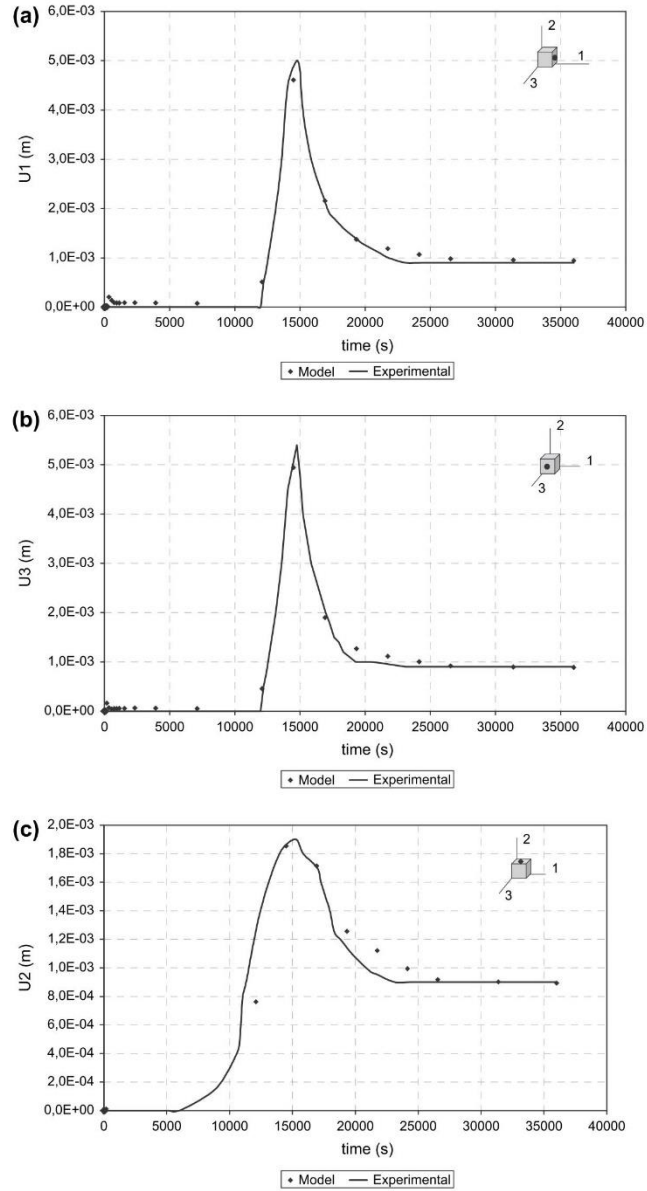


Fig. 4. Transient displacements during freezing from computations compared with experimental measurements at the center of the plane of symmetry in the three axial directions in the rectangular block. The accuracy of the displacement measurement was  $\pm 0.05$  mm.

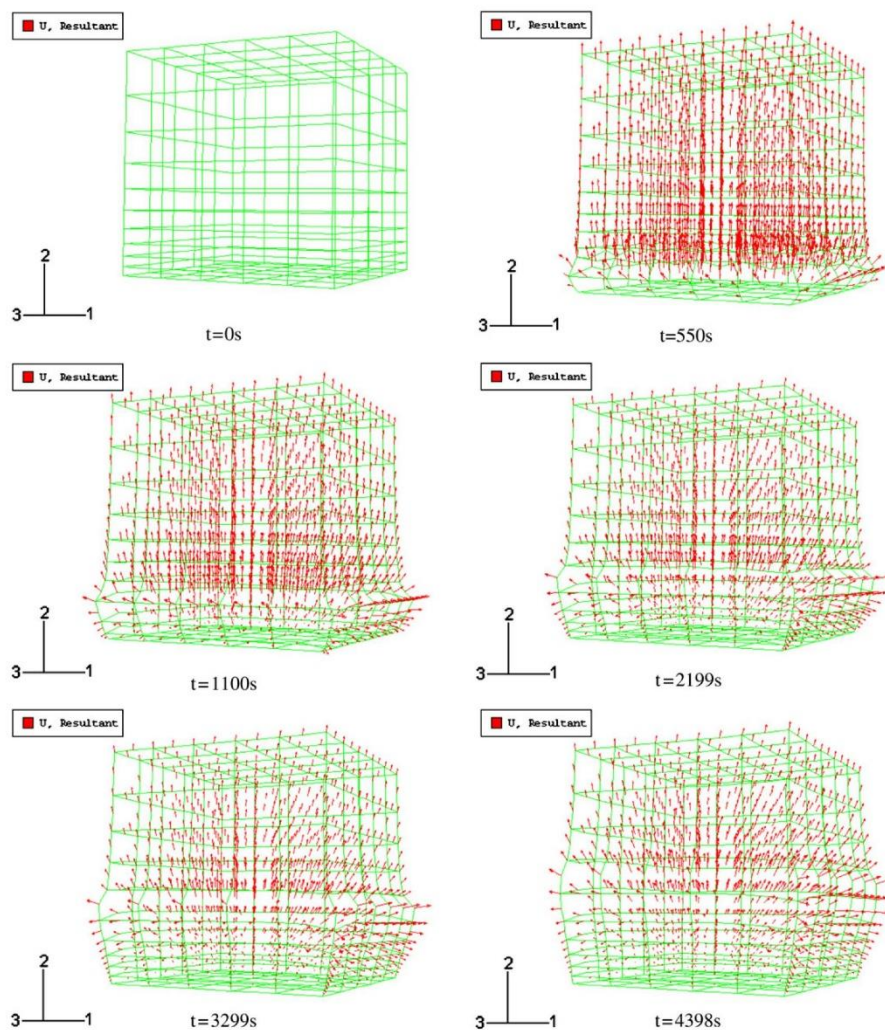


Fig. 5. Transient global displacements during freezing of a Tylose<sup>®</sup>s slab.

## 5. Results and discussions

Two different scenarios are considered: a single Tylose<sup>®</sup> block and a composite Tylose<sup>®</sup>-with-chocolate block, which are now presented. Experimental validation of the model is done using measured displacement for the case of the single Tylose block. Computed transient temperatures and stress distributions are presented, followed by sensitivity of the results to mechanical properties.

### 5.1. Freezing of a single block of Tylose

#### 5.1.1. Validation of the numerical model

Numerically computed displacements are compared with experimental measurements for the three free surfaces during freezing as shown in Fig. 4(a)–(c). The figures show a fairly good agreement between the experiment and the simulations. Results for the axes 1 and 3 are the same because of the symmetry. The displacement along axis 2 is considerably smaller



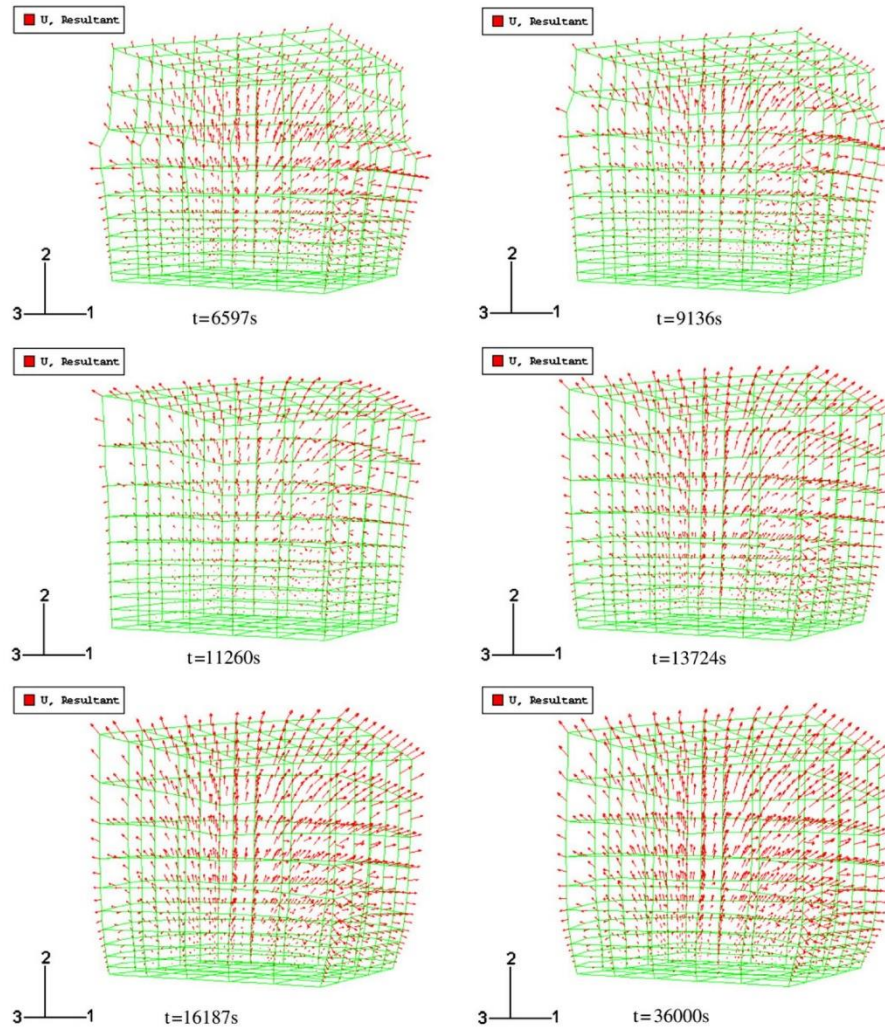


Fig. 5. continued

(Fig. 4(c)) since the bottom surface is fixed. Although the difference between experimental measures and simulation is slightly more along axis 2, the assumption of the bottom surface being fixed is still considered valid and will be used in the following simulations.

Fig. 5 shows the evolution of the global displacement ( $u$ ) during freezing for a slab of Tylose<sup>®</sup>. After a phase of latency (corresponding to a constant temperature) a strong evolution is observed for  $u$ , caused by the freezing front. After freezing,  $u$  decrease rapidly stabilizing in some millimeters. This final

value is quite close to the dimensional variation measured experimentally at the end of freezing (when the sample reaches the temperature of the refrigerated surface =  $-15^{\circ}\text{C}$ ).

#### 5.1.2. Evolution of stress during freezing

Selected stresses have been considered to assess the evolution of stress inside the material during freezing. The tangential stress ( $S_{11}$ ) is parallel to the refrigerated surface and perpendicular to the heat flux. A positive value indicates a tension whereas a negative value indicates a compression.

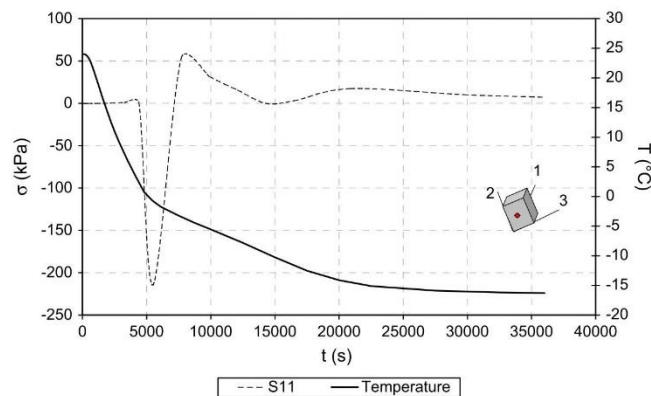


Fig. 6. Transient temperature and “tangential” stress  $S_{11}$  (perpendicular to the thermal flux) at the center of the quarter of the rectangular block.

The axial stress ( $S_{22}$ ) is the stress perpendicular to the refrigerated surface is again parallel to the thermal flux. A positive value indicates a tension (extension vs. the refrigerated surface) whereas a negative value indicates a compression (compressive state against the refrigerated surface). Fig. 6 shows the evolution of the temperature and the tangential stress  $S_{11}$  at a given location (center of the quarter of the block being modeled) with time. As long as temperature is below the initial freezing point,  $T_{cc}$ , stress is near zero but becomes compressive ( $\sim -0.21$  MPa) very rapidly. This compressive stress is due to the freezing of the inner layer that tries to expand but is constrained by the frozen outer layer, making it go into compression. When locations further inside start to freeze, the volumetric expansion relieves some of the compressive stresses caused previously, leading

eventually to a tensile stress with a maximum value of  $\sim +0.5$  MPa. Assuming no fracture of the material, all stresses ultimately approach zero when the entire food is frozen. This complex stress inside the sample can be a source of fracture.

#### 5.1.3. Spatial variation of stress

Transient tangential (in 13 plane) stress distribution at three different locations (along the center of the quarter of the block) during freezing is shown in Fig. 7. Close to the free surface, the stress stays near zero. The magnitude of the compressive stress increases for locations inside the sample and reaches a maximum for the location closest to the freezer surface. This was attributed to the zero displacement boundary condition on the freezer plate. Therefore, it is

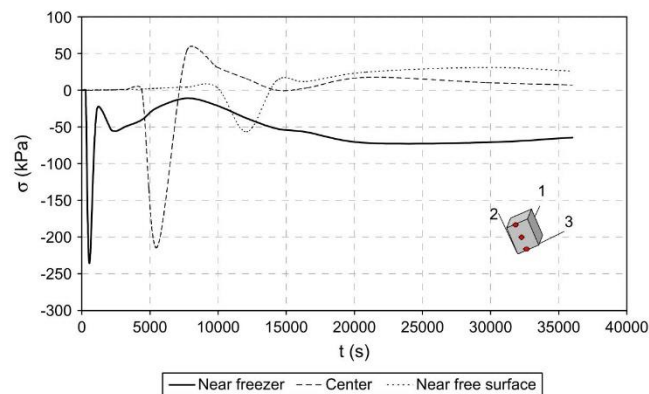


Fig. 7. Transient “tangential” stress (perpendicular to the thermal flux) at 5, 25 and 45 mm from the plate freezer at the center of the quarter of the rectangular block.

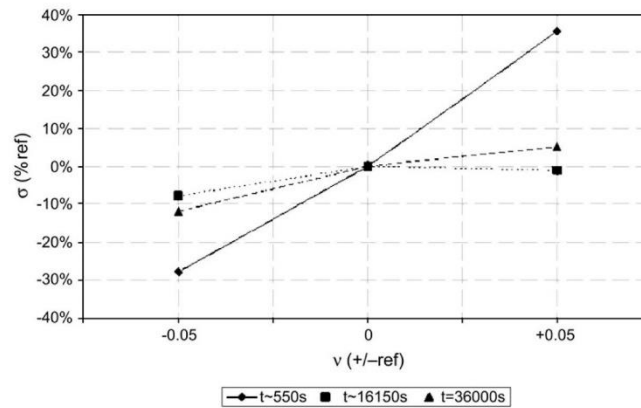


Fig. 8. Sensitivity of the computed stress ( $S_{22}$ ) values at the center of the quarter of the rectangular block with Poisson's ratio during three time instants.

likely that the mechanical contact at the interface between the food and the freezer surface was undergoing strong shearing resulting in a displacement of the sample along the freezer surface.

#### 5.1.4. Sensitivity analysis

Figs. 8 and 9 show the sensitivity of the stress ( $S_{22}$ ) calculations to small variations of the Poisson's ratio and the Young's modulus. As Fig. 8 shows, a 5% change in Poisson's ratio leads to a variation of about 35% on the stress at one location (center of the quarter of the block). The effect of Poisson's ratio was stronger during earlier times. As shown in Fig. 9, variation in the calculated stress was proportional

to the variation in the Young's modulus, irrespective of the time during freezing.

#### 5.2. Freezing of a two-layered block of Tylose and chocolate

The transient temperatures at various locations in a two-layered sample of Tylose<sup>®</sup> and chocolate (with Tylose at the bottom, see Fig. 1) are shown in Fig. 10. Freezing was done at a very slow rate resulting in no visible plateau in the transient temperature. Figs. 11 and 12 show the transient stresses  $S_{11}$  and  $S_{22}$  at the center of the Tylose<sup>®</sup> and chocolate regions, respectively, and at their interface. The stresses in

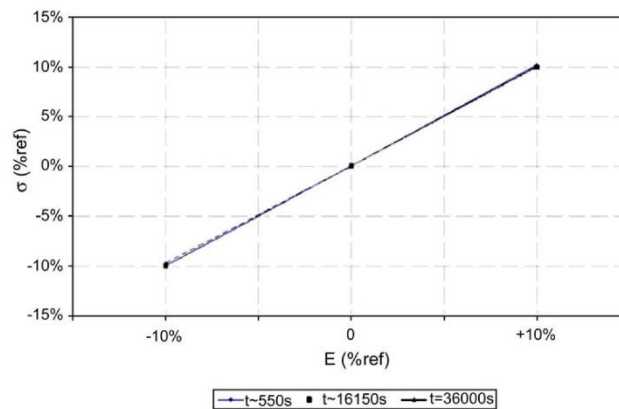


Fig. 9. Sensitivity of the computed stress values at the center of the quarter of the rectangular block with Young's modulus at three time instants.

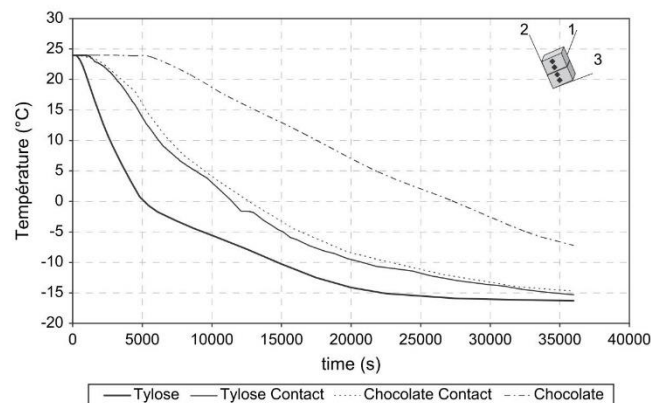


Fig. 10. Transient temperature in the Tylose (25 mm), chocolate (75 mm) and near the contact between them (45 and 55 mm) at the center of the quarter of the rectangular block. Distances are measured from the bottom of the plate.

Tylose<sup>®</sup> calculated in Figs. 11 and 12 for the layered sample are equal to those calculated for freezing the Tylose<sup>®</sup> only sample. Fig. 11 shows that the stress perpendicular to the thermal flux ( $S_{11}$ ) has a small tensile value (max. +20 kPa) inside the chocolate, while it is much higher near the contact. This can be attributed to the perfect contact imposed between the two materials. Furthermore, it is known that chocolate contracts when temperature decreases. Thus, tangential stress ( $S_{11}$ ) is in tension (positive value) at the center of chocolate while it is in compression (negative value) at the center of the Tylose<sup>®</sup>. For the axial stress  $S_{22}$  (parallel to the thermal flux), Fig. 11 exhibits symmetry of stresses in Tylose and chocolate around -5 kPa.

Fig. 13 shows global stress in the sample at the end of freezing (the end of freezing being understood as the time

for which the sample reaches the temperature of the refrigerated surface = -15 °C). Maximal stresses are at the interfaces: between the sample and the plate freezer and between the chocolate and Tylose<sup>®</sup>. Interfaces should, therefore, be considered as location that are more exposed to cracks. Nevertheless, in our conditions the freezing rate was quite small. Therefore, the stresses that developed during the phase change were able to relax, resulting in a reduced chance of cracks.

6. Conclusion

Thermal stresses during freezing of a two-layer material (Tylose<sup>®</sup> and chocolate), with the two layers having very different thermal and mechanical properties, were calculated

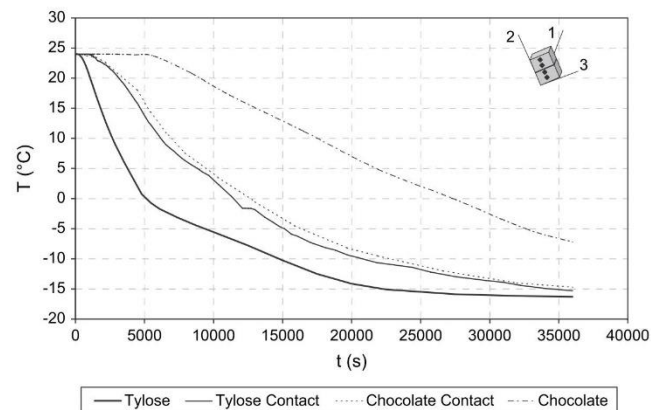


Fig. 11. Transient tangential stress  $S_{11}$  (perpendicular to the thermal flux) in the Tylose (25 mm), chocolate (75 mm) and near the contact between them (45 and 55 mm) at the center of the quarter of the rectangular block. Distances are measured from the bottom of the plate.

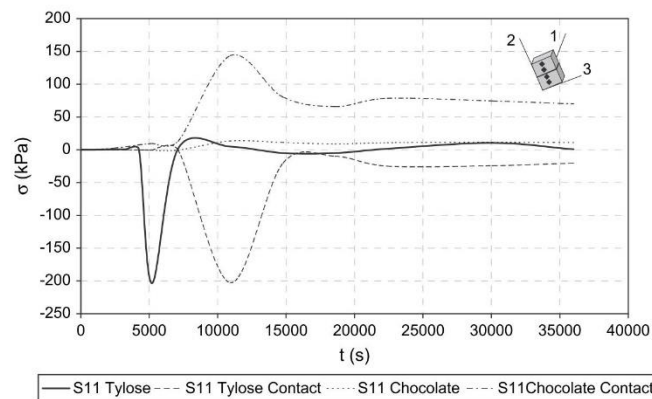


Fig. 12. Transient axial stress  $S_{22}$  (parallel to the thermal flux) values in the Tylose (25 mm), the chocolate (75 mm) and near the contact between them (45 and 55 mm) at the center of the quarter of the rectangular block. Distances are measured from the bottom of the plate.

using a coupled thermomechanical model. A 3D rectangular block geometry was used with the bottom (Tylose<sup>®</sup>) layer being viscoelastic and the top (chocolate) layer being elastic. Tylose<sup>®</sup> expands during freezing due to the water to ice transition meanwhile chocolate contracts in the same temperature range. A complex evolution of stresses, that includes compressive and tensile values, occurs during freezing especially at the interface between the two materials. This situation may result in cracks in the chocolate if the tensile stress is passed. Sensitivity analysis of the model showed that among the model parameters, the Poisson's ratio was one of the most sensitive one with respect to the magnitude of stress. Variations in calculated stresses were found to be proportional to variations in Young's modulus. For the chocolate layer, simulations show a tensile stress that has

a maximum value at the interface between the layers. Such a model may be used to evaluate the risk of cracking of a chocolate coating in the case for example of freezing of an ice cream coated with chocolate. The modeling presented here can be easily extended to other cases to study the risk of a crack in the coating during freezing of coated food systems.

#### Acknowledgements

This work was supported by a PhD grant from the region Pays de Loire.

#### References

- [1] O.R. Fennema, Freezing preservation, in: M. Karel, O.R. Fennema, D.B. Lund (Eds.), Principles of Food Science: Part II. Physical Principles of Food Preservation, Marcel Dekker, Inc., New York, 1975.
- [2] G. Dantl, Elastic moduli of Ice, Physics of Ice, Plenum Press, 1969, pp. 223–230.
- [3] B. Michel, Ice Mechanics, Laval University Press, Laval, Quebec, Canada, 1978.
- [4] P. Duval, M. Maitre, A. Manouvrier, G. Marec, J.C. Jay, Primary creep and experimental method for testing ice in various conditions of strain rates and stresses, Proc. Int. Symp. Ice 11 (1981) 596–602.
- [5] L.G. Kuon, J.J. Jonas, Effect of strain rate and temperature on the microstructure of polycrystalline ice, Physics and Chemistry of Ice (The Royal Society of Canada), Laval University Press, Laval, Canada, 1973, pp. 370–376.
- [6] S. Lin, D.Y. Gao, X.C. Yu, Thermal stresses induced by water solidification in a cylindrical tube, J. Heat Transfer 112 (1990) 1079–1082.
- [7] T. Yamabe, K.M. Neaupane, Determination of some thermo-mechanical properties of Sirahama sandstone under subzero temperature condition, Int. J. Rock Mech. Min. Sci. 38 (7) (2001) 1029–1034.

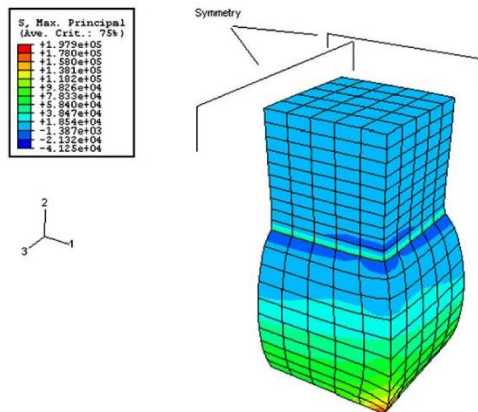
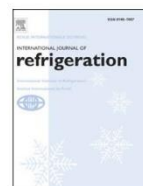


Fig. 13. Global stress for a two-layered sample at the end of freezing. Three-dimensional image.

- [8] Y. Rabin, P.S. Steif, M.J. Taylor, T.B. Julian, W. Norman, An experimental study of the mechanical response of frozen biological tissues at cryogenic temperatures, *Cryobiology* 33 (1996) 472–482.
- [9] X. Shi, A.K. Datta, J.A. Throop, Mechanical property changes during freezing of biomaterial, *Trans. ASAE* 41 (5) (1998) 1407–1414.
- [10] N.K. Kim, Y.C. Hung, Freeze-cracking in foods as affected by physical properties, *J. Food Sci.* 59 (1994) 669–674.
- [11] B. Rubinsky, E.G. Cravalho, B. Mikic, Thermal stresses in frozen organs, *Cryobiology* 17 (1980) 66–73.
- [12] X. Shi, A.K. Datta, Y. Mukherjee, Thermal stresses from large volumetric expansion during freezing of biomaterials, *J. Biomech. Eng. Trans. ASME* 120 (1998) 720–726.
- [13] Q.T. Pham, A. Le-Bail, B. Tremeac, Analysis of stresses during the freezing of spherical foods, *Int. J. Refrigeration* 29 (1) (2006) 125–133.
- [14] N. Ozisik, *Heat Conduction*, John Wiley & Sons, New York, 1980.
- [15] B. Tremeac, Etude expérimentale et numérique des phénomènes thermomécaniques lors de la congélation de produits alimentaires, Application à des structures multicouches, PhD dissertation, University of Nantes, Nantes, France; December 2004.
- [16] X. Shi, A.K. Datta, S. Mukherjee, Thermal fracture in a biomaterial during rapid freezing, *J. Therm. Stresses* 22 (1999) 275–292.
- [17] J. Lemaitre, J.L. Chaboche, *Mécanique des matériaux solides*, Dunod Ed., Paris, 1998.
- [18] B. Tremeac, M. Hayert, A. LeBail, Mechanical properties of food products, *Int. J. Refrigeration*, submitted for publication.

available at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)journal homepage: [www.elsevier.com/locate/ijrefrig](http://www.elsevier.com/locate/ijrefrig)

## Mechanical properties of Tylose gel and chocolate in the freezing range

Brice Tremeac, Murielle Hayert, Alain Le-Bail\*

ENITIAA-GEPEA (UMR CNRS 6144), BP 82225, F-44322 Nantes cedex 03, France

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 21 February 2007

Received in revised form

16 September 2007

Accepted 11 October 2007

Published online 22 October 2007

#### Keywords:

Freezing

Gel

Food

Chocolate

Mechanical property

Low temperature

### ABSTRACT

The mechanical properties of solid foods have not been extensively studied. This is due to the fact that most foods behave as viscous fluids or viscoelastic "solids". In the case of freezing of foods or by considering solid foods (i.e. chocolate), food can be considered as a solid system. This paper presents results obtained with Tylose® (a model food made of a methyl cellulose gel – 74% water content) and chocolate. The Young's modulus, the Poisson ratio, the bulk modulus and the coefficient of thermal expansions have been determined using specific procedures. These results can be of interest to model the thermomechanical behavior of foods undergoing freezing.

© 2007 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

## Les propriétés mécaniques du gel de Tylose et du chocolat dans la gamme de températures de la congélation

Mots clés : Congélation ; Gel ; Produit alimentaire ; Chocolat ; Propriété mécanique ; Basse température

### 1. Introduction

Water expands during solidification; this well-known phenomenon induces strains in any biological matrix containing freezable water. The strain field may result in mechanical damage of the structure. Other phenomena such as water diffusion from intra- to extra-cellular media may affect irreversibly the mechanical properties. Large ice crystals may,

for example, pierce the cell membranes and affect the micro-structure of foods. Volume change during freezing of pure water is around 9% at 0 °C (Fennema, 1975).

Water solidification and ice formation have been extensively studied; however, thermal stresses induced by freezing have been little investigated and only a limited amount of literature is available on this subject. Mechanical properties of frozen food are a first bottleneck; modeling or understanding

\* Corresponding author. Tel.: +33 2 5178 5478; fax: +33 2 5178 5469.

E-mail address: [lebaill@enitiaa-nantes.fr](mailto:lebaill@enitiaa-nantes.fr) (A. Le-Bail).

0140-7007/\$ – see front matter © 2007 Elsevier Ltd and IIR. All rights reserved.

doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.10.005

Nomenclature			
$E$	apparent Young's modulus (Pa)	$\delta$	out-of-phase
$E'$	storage modulus (Pa)	$\phi$	fractional volume change due to phase change of pure water (-0.087)
$E''$	loss modulus (Pa)	$\rho$	density ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$E^*$	complex modulus (Pa)	$\sigma$	stress (Pa)
$T$	temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\nu$	Poisson ratio
$w$	water humidity (%)	Subscripts	
$x_i$	ice fraction ( $\text{kg ice}/\text{kg food}$ )	w	water
Greek symbols		0	initial
$\alpha$	thermal expansion coefficient ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )	if	initial freezing
$\epsilon$	strain		

of strains and stresses require the knowledge of specific properties such as the Young's modulus, the Poisson ratio, etc.

Kim and Hung (1994) have developed a set of equations to predict the impact of freezing on the risk of cracks during cryogenic freezing. Their model neglected the viscoelastic behavior of a biological material undergoing freezing and was a purely elastic one. The modeling was done using several physical properties (porosity, density moisture content, modulus of elasticity, Poisson ratio, etc.) of 22 different food materials that were evaluated from analytical evaluations.

More recently, Shi et al. (1998a) developed a more sophisticated modeling approach taking into account the viscoelastic behavior of a biological matrix. They measured the relaxation properties by doing some relaxation tests. A deformation was imposed to a sample of frozen potato (in the elastic domain). Then the force exerted by the sample was logged as a function of time. The obtained results showed that the potato tissue had a viscoelastic behavior in the unfrozen state and at the beginning of freezing. The behavior of the material shifted to an almost purely viscous behavior during freezing (at  $-9^{\circ}\text{C}$  which means that around 90% of frozenable water was frozen). For lower temperature, the material reverted to viscoelastic behavior with mechanical properties (Young's modulus) close to that of ice. The time constant of the relaxation tests was of the order of 2–4 min. These results indicate that (i) depending on the velocity of the freezing front, stress might relax or not and (ii) the stress relaxation is less critical during freezing than at temperature below the ice crystallization phase. These authors also measured the Young's modulus of potato (Shi et al., 1998b). Other models have been developed for spherical foods (Pham et al., 2006) and in the case of bilayer food made of chocolate and Tylose<sup>®</sup> (a model gel) (Tremeac et al., 2007).

The limited amount of literature available on this subject shows that accurate measurement of the mechanical properties of a biological matrix undergoing freezing is a complicated task due to the difficulty of handling the material and also to the interaction of the mechanical properties with the ice-water transition. The relaxation process appears complicated and nonlinear.

The objectives of this study were to measure some mechanical properties at different levels of freezing. Two quite different materials were chosen, namely Tylose<sup>®</sup>, a food model

system rich in water; and chocolate, a food mainly made of fat with a very small amount of water. Selected properties are targeted such as the coefficient of thermal expansion, the Young's modulus, the Poisson ratio and the bulk modulus.

## 2. Materials and methods

Two materials have been selected. Tylose<sup>®</sup> a model gel made of methyl cellulose gel is very often used as a food analogue in food studies. A standard EN ISO 5155:1995 permits to produce this gel with a good reproducibility. Our Tylose<sup>®</sup> was provided by MADI S.n.c. (Italy). Tylose<sup>®</sup> corresponds to a food system with a water content close to that of meat with a large amount of frozenable water. A chocolate purchased on a local supermarket has been chosen as a second food system. Table 1 presents some properties of this products.

A traction machine (Fig. 1a) was used in uni-axial traction (Lloyd Instruments Ltd, Fareham, UK). Experiments were done with samples that were equilibrated at selected temperatures. For all experiments, a cold environmental chamber was attached to the traction machine to maintain the temperature around the sample constant. Two temperatures were used in this study: a nonfreezing temperature ( $\sim 9^{\circ}\text{C}$  for chocolate and  $\sim 20^{\circ}\text{C}$  for Tylose<sup>®</sup>) and a negative temperature of  $-10^{\circ}\text{C}$  corresponding to a partial freezing of the Tylose<sup>®</sup> gel. The sample was submitted to traction tests at a constant deformation rate (5 mm/min and 1 mm/min

Table 1 – Some properties of the products

	Humidity <sup>a</sup> (% wet basis)	Dry matter composition	$T_{if}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
Chocolate	ND	Cocoa (85%) Sugar (55%) Milk fat matter (18%) Others (2%)	NA
Tylose <sup>®</sup>	77.8	Water (77.8%) Methyl cellulose (22%) Others (0.2%)	-1

ND, not detectable and NA, not applicable.  
a Estimated by dehydration at  $105^{\circ}\text{C}$ .



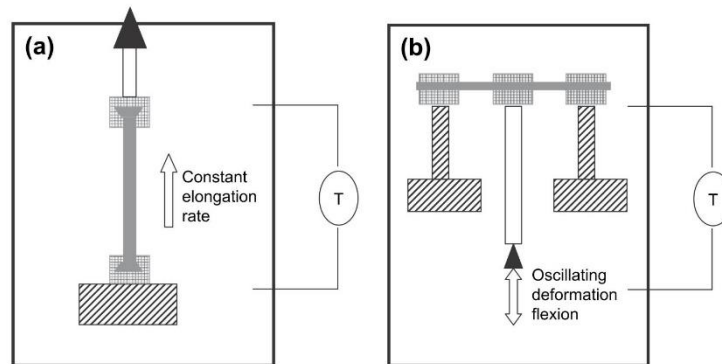


Fig. 1 - (a) Traction test with a linear load and (b) dual Cantilever clamp used with the dynamic mechanical and thermal analyzer: ■■ jaws, ▨▨ sample, ▲ immobilized part, □ mobile part, and ▲ force sensor.

depending on the material). The force exerted by the sample was measured by a force sensor (40 N, 500 N and 5 kN capacity which was chosen according to the force to measure). The samples were designed with specific shapes as shown in Fig. 2a.

Chocolate samples had a rectangular cross-section ( $16 \times 40 \text{ mm}^2$  and 35 mm length). Tylose® samples had a square cross-section ( $6 \times 6 \text{ mm}^2$  and 50 mm length). The mechanical property measured during a traction test is basically the Young's modulus. It is obtained from the relationship between the stress  $\sigma$  and the strain  $\epsilon$ . The initial slope of the curve  $\sigma = f(\epsilon)$  represents the elastic property of the material (Hooke's law) and is called apparent Young's modulus ( $E$ ). Nevertheless, the cross-section of the sample is changing during a traction test, resulting in a change in the cross-section used to calculate the stress. The effective Young's modulus is obtained by taking into account the reduction of the cross-section during the traction test.

The Poisson ratio was measured using video image acquisition (Sony, DV 1.4 millions pixel, Tokyo, Japan). An image analysis software (ImageJ, W. Rasband, National Institutes of Health, Bethesda, USA) was used to assess the shrinkage of the cross-section of the sample during the traction test. The

axial strain was measured by the traction machine; the transverse strain was obtained by image analysis.

The Poisson ratio  $\nu$  is calculated as (Fig. 3)

$$\nu = -\frac{\epsilon_y}{\epsilon_z} \quad (1)$$

where  $\epsilon_y$  and  $\epsilon_z$  are the strains in the radial and axial directions, respectively. The relative error in the measurement was estimated to be around 14%.

For small-deformation, a dynamic mechanical transient analyzer equipment was used (DMTA Q800 from TA Instruments, New Castle, USA). The sample geometry in that case was that of a slab geometry (35 mm long, 3 mm thick and 13 mm width). The sample was previously filmed with a thin polyethylene film and was frozen. The plastic film was removed before experiment. The sample was then placed in the Dual Cantilever clamp (TA Instruments, New Castle, USA) as described in Fig. 1b. A scanning rate of  $+0.5 \text{ }^\circ\text{C}/\text{min}$  has been chosen; in such case, the sample temperature was able to equilibrate with the ambient temperature. The DMTA system was operated with imposed deformations of 0.1% with a frequency of 1 Hz. The force required to maintain this periodic strain was a periodic force; this force was used by the system to determine the complex modulus. Its real part

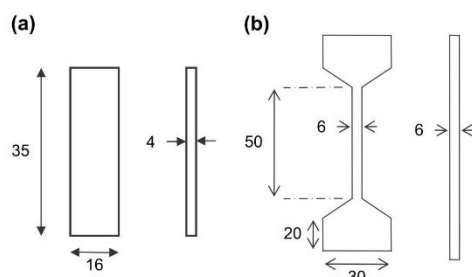


Fig. 2 - Dimensions (in mm) of the sample used for traction tests: (a) chocolate and (b) Tylose®.

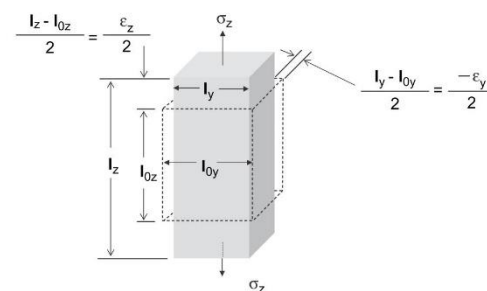


Fig. 3 - Determination of the Poisson ratio with a uni-axial test.

characterizes the storage modulus ( $E'$ ) or the quantity of energy stored in the material per cycle and its imaginary part characterizes the loss modulus ( $E''$ ) or the quantity of energy dissipated per cycle. The phase difference between  $E''$  and  $E'$  is evaluated from the ratio  $E''/E'$  and is called the loss factor  $\tan \delta$ . The combination of the elastic and viscous properties also called the complex Young's modulus can be calculated according to Eq. (2):

$$|E^*| = \sqrt{E'^2 + E''^2} \quad (2)$$

The dynamic mechanical transient analyzer equipment was also used in transducer mode (dilatometer) to measure the coefficient of thermal expansion. In this case, compression clamps (4 cm diameter) were used. A minimal force of 0.005 N was applied to ensure a good contact between the sample and the mobile clamp that was detecting the expansion or contraction of the sample. A scanning rate of +0.5 °C/min was also used. The DMTA was then able to measure the linear displacement ( $d\epsilon$ ) of the top clamp as a function of the temperature change ( $dT$ ). The coefficient of thermal expansion ( $\alpha$ ) can be calculated according to:

$$\alpha(T) = \frac{d\epsilon}{dT} \quad (3)$$

### 3. Results and discussion

#### 3.1. Poisson ratio

Measured Poisson ratios at different temperatures are shown in Table 2 and Fig. 4 for chocolate and Tylose® samples. For chocolate, the Poisson ratio does not vary with temperature in the temperature range that was investigated.

For Tylose®, the test showed that the data sets below 0 °C are essentially the same, whereas there is significant difference between the data for frozen and the unfrozen samples. The unfrozen material has a higher Poisson ratio than the partially frozen material.

The limit values for the Poisson ratio are 1/3 for a crystalline material and 0.5 for an incompressible material. Some data available in the literature indicate that pure ice has a Poisson ratio between 0.28 and 0.36. Crystalline materials tend to have lower values of Poisson ratio. This explains the lower value of the Poisson ratio for ice. Frozen foods are therefore expected to exhibit lower values of the Poisson ratio than nonfrozen ones. The Poisson ratio for the frozen sample was almost unchanged in frozen conditions. This may be explained by the fact that ice may have a Poisson ratio that is not temperature dependant (Pounder, 1965).

Previous researchers (Shi et al., 1998a,b, 1999) have observed similar results for potato tissues.

Table 2 – Poisson ratio at two temperatures for a chocolate sample

T (°C)	$\nu$
-10	0.39 ± 0.06
+9	0.40 ± 0.06

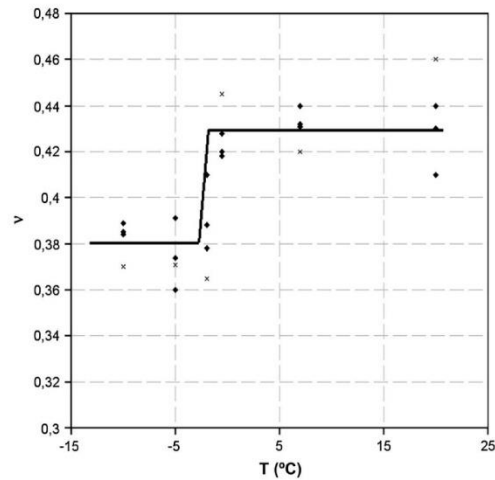


Fig. 4 – Poisson ratio of Tylose® samples equilibrated at selected temperatures. Each symbol corresponds to a single experiment with a single sample. The solid line joins the average of all the data points at each selected temperature.

#### 3.2. Young's modulus

The Young's modulus obtained from uni-axial traction tests are shown in Table 3 and Fig. 5 for a chocolate and a Tylose® sample. Freezing have a small effect on the rigidity of chocolate (Table 3). Indeed, the moisture content is negligible in the chocolate (few percents). So, it can be assumed that there is no ice formation in chocolate and therefore there is no real "freezing" effect on the mechanical properties. The major effect might concern the crystalline structure of the triglyceride contained in the chocolate. Tensile failure strength is higher for "frozen" state than for "unfrozen".

Fig. 5 shows the evolution of the apparent Young's modulus with temperature in uni-axial traction of a Tylose® sample. The apparent Young's modulus is quite constant at  $2 \times 10^{-2}$  MPa up to the initial freezing temperature  $T_{if}$ . Once freezing starts, the apparent Young's modulus of the partially frozen sample of Tylose® increases rapidly until -7 °C where it reaches  $4.7 \times 10^1$  MPa. At this temperature about 70% of the water is frozen.

#### 3.3. Thermal expansion coefficient

The coefficient of thermal expansion is essential for the modeling of a thermomechanical problem. These data will be

Table 3 – Young's modulus of a chocolate sample at two temperatures

T (°C)	E (MPa)
-10	72 ± 30
+9	49 ± 14

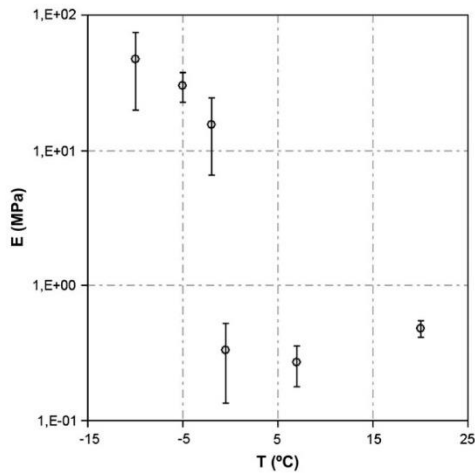


Fig. 5 – Young's modulus of a Tylose® sample as a function of temperature. The error bars were evaluated from 10 measurements.

directly used to determine the deformation tensor during phase change. Shi et al. (1998b) used an empirical expression for the evolution of the coefficient of thermal expansion according to the temperature of a sample of potato. We identified these values experimentally for the chocolate and the Tylose®. The variation of the coefficient of thermal expansion  $\alpha$  according to the temperature for the various products is given in Figs. 6 and 7. For the chocolate, the variation of volume with the temperature is mainly due to experimental errors; no significant volume change was detected. Nevertheless, it seemed that the coefficient of thermal expansion tends

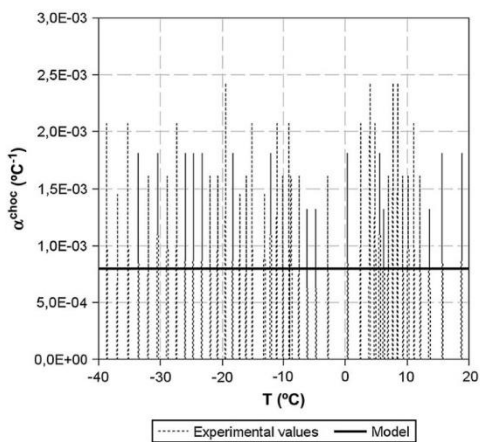


Fig. 6 – Effect of temperature on the thermal expansion coefficient for a chocolate sample. Solid line is the average of the experimental values.

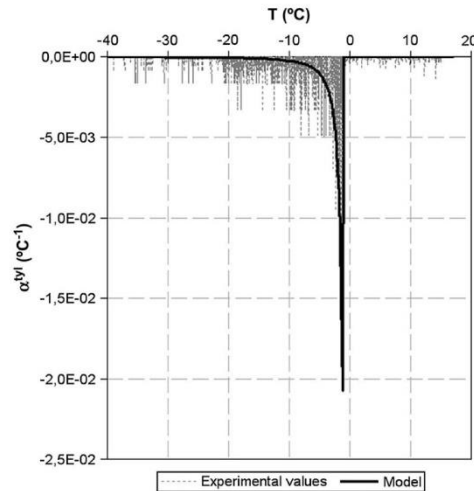


Fig. 7 – Effect of temperature on the thermal expansion coefficient for a Tylose® sample. Solid line is a mathematical model.

to be positive, which means that the volume of the sample of chocolate decreases with decreasing temperature. This is due to the triglycerides contained in the chocolate which contract with the reduction in the temperature. For chocolate, the average value was  $\alpha^{choc} = +8 \times 10^{-4} \pm 1 \times 10^{-4}/K$ .

Concerning Tylose®, the evolution of the volume begins during the appearance of the first crystals of ice at the initial freezing temperature (Fig. 7). The negative value of the coefficient means that the volume of the sample expands with falling temperature in the freezing range. It is in agreement with the water-ice phase change (expansion) which occurs within the sample during freezing. A mathematical model (Shi et al., 1998b) has been used to fit the experimental data, in function of ice content ( $x_i$ ), water humidity ( $w$ ), material and water density ratio, and the fractional volume due to phase change of pure water ( $\phi = 0.087$ ):

$$\alpha(T) = \frac{1}{3} w \frac{\rho_0}{\rho_w} \phi \frac{dx_i}{dT} \quad (4)$$

#### 3.4. Dynamic test: $E^*$ and $\tan \delta$

Chocolate and Tylose® behave, like most biomaterials, as predominantly elastic materials ( $E' \approx 4E''$ ,  $\tan \delta \approx 0.2$ ) (Figs. 8 and 9). This behavior was observed for the frozen and unfrozen states.

For Tylose® (Fig. 8) the complex modulus is quite constant until  $T_{if}$  is reached, then increases rapidly as temperature falls down to  $-9^\circ C$ . At this temperature about 90% of the ice is formed.

The phase change of water to ice can explain the change of the complex modulus as observed with the uni-axial traction

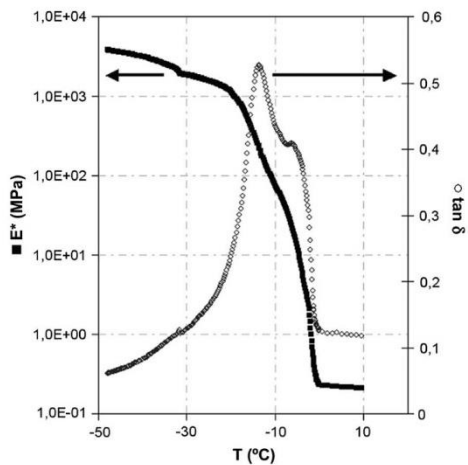


Fig. 8 – Typical result of a dynamic test for a Tylose® sample.

measurement tests. Indeed, Michel (1978) showed that the dynamic Young's modulus of a polycrystalline ice increases quasi-linearly with a decrease in temperature.

Below  $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$  the complex modulus increases more slowly. However, Mellor (1980) mentioned a weak temperature dependency of the Young's modulus of ice with temperature (increase by 10% between  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  and  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). The ice reached its maximum modulus ( $\sim 20\text{ GPa}$ ) in this temperature range. But the relative increase for ice is much smaller than that observed in Fig. 8. Shi et al. (1998b) have observed the same phenomenon and explained it by separating the effect of ice formation first and the temperature itself as distinct from phase change when the ice formation is completed.

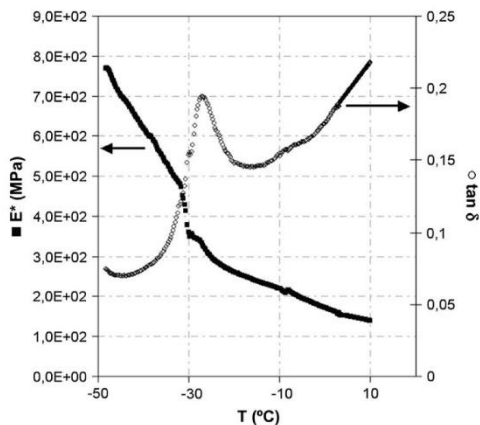


Fig. 9 – Typical result of a dynamic test for a chocolate sample.

$\tan \delta$  increases rapidly, like complex modulus, as temperature falls around  $T_{if}$  and below. In the unfrozen state, Tylose® behaves like an elastic material. At  $T_{if}$ , it seems to become more like a viscoelastic material ( $\tan \delta$  tends to 1). For temperature below  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\tan \delta$  falls back to lower values and reaches around 0.2 like an elastic material.

Fig. 9 shows the evolution of the complex modulus  $E^*$  and  $\tan \delta$  as a function of temperature of a chocolate sample. The variation of both the parameters between  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  and  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$  is small (about fourfold for  $E^*$ ).

For Tylose® when the material is partially frozen, the ice structure is not completely rigid and the ice dendrites can move independently (especially when freezing proceeds in a DMA situation). At the same time the microstructure of the non-ice phase is destroyed by accompanying separation and expansion of the ice. Therefore rigid dendrites move relative to each other in a viscous phase, similar to a spring-and-damper model and causing viscous friction. As temperature lowered, the dendrites join up, relative movements stop and the structure again becomes completely elastic. Variation between  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  and  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  on the  $\tan \delta$  curve (Fig. 8) could be an artifact due to movement of the DMA delaying the fusing together of the ice dendrites.

The same happens with chocolate but this time it is solidified fat moving in unsolidified fats.

### 3.5. Relaxation test

To quantify the temperature dependence of viscoelastic behavior, the relaxation function was obtained for a chocolate sample at two temperatures (Fig. 10) and at temperatures ranging from  $+11\text{ }^{\circ}\text{C}$  to  $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$  as shown in Fig. 11.

For chocolate, viscoelastic properties seem independent of the temperature. The small difference between  $+9\text{ }^{\circ}\text{C}$  and  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  could be explained by the temperature on the chocolate's structure.

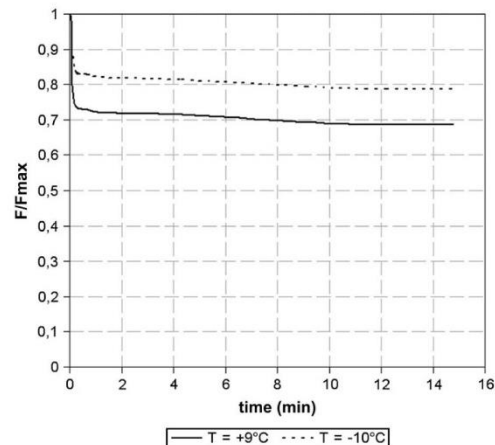


Fig. 10 – Relaxation data for a chocolate sample.

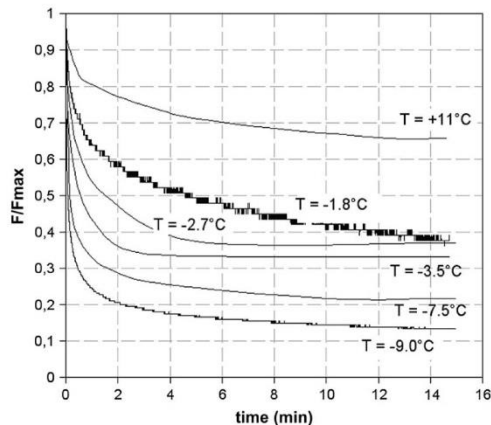


Fig. 11 – Relaxation data for Tylose® sample.

For Tylose®, the figure shows that the relaxation kinetic was slower at +11 °C and becomes progressively higher at lower temperatures. To explain this change of behavior in relaxation, it is important to mention that at -9 °C, the majority of the water to ice phase change has occurred (it is estimated that around 90% of the freezable water was frozen). Mellor and Cole (1982) showed a very fast relaxation of an ice crystal at -5 °C. This fast relaxation of the sample is thus dominated by the relaxation of the ice formed during the phase change. Globally, we see that the material which has mainly an elastic behavior before freezing tends to a viscous behavior at temperatures corresponding to the maximal crystallization.

All these results agree with the ( $\tan \delta$ ) results obtained with a dynamic test.

#### 4. Conclusion

Two methods were studied to characterize the variation of mechanical properties with temperature below the freezing

point: uni-axial traction test (large-deformation) and dynamic mechanic thermal analysis (small-deformation). Two materials were studied: chocolate and Tylose® gel. For chocolate, the temperature has a small influence on the mechanical properties. Triglycerides seem to be affected by freezing. For Tylose®, the results show the impact of the phase transition on the rigidity, Poisson ratio and mechanical behavior. Indeed, the material undergoes three behavior changes during freezing: elastic in nonfrozen condition, viscoelastic during phase change and then elastic when it is fully frozen. The implications of these properties can be seen in their use in thermal stress analysis during the freezing of biomaterials.

#### REFERENCES

- Fennema, O.R., 1975. Freezing preservation. Principles of food science, part II. Physical principles of food preservation. In: Karel, M., Fennema, O.R., Lund, D.B. (Eds.), Marcel Dekker Inc., New York.
- Kim, N.K., Hung, Y.-C., 1994. Freezing-crack in foods as affected by physical properties. *J. Food Sci.* 59 (3), 669-674.
- Michel, B., 1978. The strength of polycrystalline ice. *Can. J. Civil Eng.* 5 (3), 285-300.
- Mellor, M., 1980. Mechanical properties of polycrystalline ice. In: Tryde, P. (Ed.), *Physics and Mechanics of Ice*. Springer-Verlag, New York, NY.
- Mellor, M., Cole, D.M., 1982. Deformation and failure of ice under constant stress or constant strain-rate. *Cold Reg. Sci. Technol.* 5, 201-219.
- Pham, Q.T., Le-Bail, A., Tremeac, B., 2006. Analysis of stresses during the freezing of spherical foods. *Int. J. Refrigeration* 29 (1), 125-133.
- Pounder, E.R., 1965. *The Physics of Ice*. Oxford Pergamon Press.
- Shi, X., Datta, A.K., Mukherjee, Y., 1998a. Thermal stresses from large volumetric expansion during freezing of biomaterials. *J. Biomech. Eng. Trans. ASME* 120, 720-726.
- Shi, X., Datta, A.K., Throop, J.A., 1998b. Mechanical property changes during freezing of biomaterial. *Trans. ASAE* 41 (5), 1407-1414.
- Shi, X., Datta, A.K., Mukherjee, S., 1999. Thermal fracture in a biomaterial during rapid freezing. *J. Therm. Stresses* 22, 275-292.
- Tremeac, B., Datta, A.K., Hayert, M., Le-Bail, A., 2007. Thermal stresses during freezing of a two-layer food. *Int. J. Refrigeration* 30 (6), 958-969.

## Annexe

### Curriculum vitae

Suite à une année d'ATER, je suis Maître de Conférences titulaire depuis 2007 au Conservatoire National des Arts et Métiers rattaché au laboratoire du froid, des systèmes énergétiques et thermiques (Lafset). Suite à un récapitulatif rapide de mon parcours universitaire, ce document fait une synthèse de mes activités d'enseignement. Il reprend ensuite les différentes responsabilités administratives ainsi qu'une synthèse de mes relations internationales exercées et construites au long de ma carrière. Le document récapitule ensuite ma production scientifique.

#### 1. Parcours universitaire

2001-2004 : Doctorat de l'Université de Nantes, Spécialité : *Thermique, Énergétique et Génie des Procédés* – Lab. GENIE des Procédés, Environnement, Agroalimentaire (GEPEA, UMR-CNRS 6144) : « *Etude expérimentale et numérique des phénomènes thermomécaniques lors de la congélation de produits alimentaires. Application à des structures multicouches* »

2000-2001 : DEA de Génie des Procédés et de l'Environnement, option Environnement à l'Université Paul Sabatier de Toulouse. Mention Assez Bien

1998-2000 : Maîtrise des Sciences et Techniques de Procédés Physico-chimiques à l'Université Paul Sabatier de Toulouse.

1996-1998 : Diplôme Universitaire Technologique de Mesures Physiques, option Matériaux et Contrôles Physico-Chimiques à l'I.U.T. de Caen

#### 2. Enseignement

Actuellement, les formations en énergétique au Cnam ne sont ouvertes très majoritairement qu'à partir de Bac+3. Les enseignements sont dispensés principalement à des apprentis et des élèves en cours du soir. Pour cette modalité, certains cours peuvent être réalisés en présentiel mais également à distance. Au-delà des traditionnels photocopiés de cours, les élèves à distance ont accès à des vidéos. Celles-ci peuvent être des pastilles réalisées sur des points spécifiques du cours. Les cours/TD peuvent être également entièrement filmés et mis à disposition des élèves à distance, qui peuvent collaborer à travers un forum dédié par cours. Cette spécificité du Cnam oblige à repenser les méthodes pédagogiques afin de rendre le cours agréable à suivre à distance.

La synthèse ci-dessous reprend les heures de cours enseignés pour une année type. A cela il faut rajouter le tutorat des apprentis (~80 heures/an) et la participation aux différents jurys.

Cours	Niveau	Formation	Type	Heures de cours	Heures de TD	Présentiel (P) / distance (D)
Thermodynamique (remise à niveau)	I1	Isupfere	Apprentissage	10,5	10,5	P
			Formation continue	12	12	P
Thermodynamique appliquée à l'énergétique	L3/I1	Cnam	Cours du soir	18	20	P + D
	L3	Iffi	Apprentissage	17,5	3,5	P
	I1	Isupfere	Apprentissage + formation continue	21+17,5		P
Production du froid	I2	Cnam	Cours du soir	18	21	D
Transferts thermiques	I2	Cnam	Apprentissage	22	11	P
Modélisation	I3	Isupfere	Apprentissage	3,5		P
Energie et développement durable	I3	Cnam	Cours du soir	6	20	P+D
		Isupfere	Apprentissage	7		P
Froid, environnement et simulation	I3	Cnam	Cours du soir	18	21	D

*I1, I2, I3 : cycle ingénieur du Cnam 1<sup>ère</sup> (L3), 2<sup>ème</sup> (M1) et dernière année (M2) ; Iffi : Institut du Froid Industriel ; Isupfere : Institut SUPérieur Fluide Energie et REseaux (formant des ingénieurs dans la spécialité énergétique, de Mines ParisTech en convention avec le CNAM et en partenariat avec ISUPFERE)*

### 3. Responsabilités administratives

#### *a. Responsabilités au Cnam*

2019 - ... : Chargé de mission de l'administrateur général sur les questions relatives à l'enseignement et les moyens (humains et heures d'enseignement) associés

2019-... : Elu (suppléant) au Conseil d'Administration

2018-... : Elu (titulaire) au Conseil Scientifique

2018 : Elu à la Commission des Moyens en tant que représentant du Conseil Scientifique

2014-2018 : Elu à la Commission des Moyens en tant que représentant du Conseil Scientifique

2014-2018 : Elu (suppléant) au Conseil Scientifique

2012-2014 : Représentant du Conseil des Formations au comité de pilotage SAGHE (outil de gestion des heures)

2010-2014 : Elu (suppléant) au Conseil des Formations

2009-2010 : Elu (suppléant) au Conseil de Perfectionnement et Conseil des Centres Associés

*b. Responsabilités « formation »*

2017-... : Elu (titulaire) au conseil de l'Equipe Pédagogique National

2015-... : Représentant Cnam à la formation Isupfere : vice-président du Conseil d'Administration, président du Conseil de Perfectionnement

2009-2015 : Responsable de la Formation d'Ingénieur par Apprentissage (FIP) Energétique, option efficacité énergétique, en convention avec Mines Paristech et l'université Paris Diderot Paris 7, en partenariat avec Isupfere : mise en place, développement et gestion de la formation

Depuis 2011 : Responsable National de plusieurs Unités d'Enseignement de la formation ingénieur Energétique (et donc en charge de l'agrément des différents enseignants du réseau Cnam) : ENF102 (production du froid), ENF103 (simulation dynamique), ENF207 (froid et environnement), ENF208 (énergie et développement durable). Cette responsabilité recouvre l'agrément des différents intervenants dans les différents centre Cnam en France et à l'étranger, l'harmonisation des contenus et des examens

*c. Responsabilités « recherche »*

2019 - ... : Directeur du Laboratoire du froid, des systèmes énergétiques et thermiques (Lafset)

Mars 2017- Dec 2018 : Directeur adjoint du laboratoire de Chimie Moléculaire, Génie des Procédés Chimiques et Energétiques (EA7341)

2014-2018 : Elu (titulaire) au Conseil de Laboratoire (CMGPCE)

2010-2012 : Elu au Conseil de Laboratoire (LGP2ES)

*d. Participation aux programmes de recherche*

2018-2021 : Responsable scientifique du projet EveryFin pour le montage d'un banc expérimental pour l'étude d'une vaporisation ascendante d'un mélange binaire dans des ondes d'échange d'un échangeur à plaques brasées, Air Liquide

2015-2018 : 2PACHI (Pompe à Chaleur Photovoltaïque en AutoConsommation pour l'Habitat Individuel), ADEME n°1504C0006, Cnam (coord.), Sté Bosch Thermotechnologie, Sté Nke Watteco, Sté Polenn, Sté Amzair Industries

2015-2016 : Coordination du projet ECOSS<sup>8</sup> (Evaporateur Compact pour Systèmes à Sorption), projet ANR-11-SEED-0007 entre 3 laboratoires : Cnam (coord.) INSA de Lyon – CETHIL, LOCIE et un industriel : CARRIER

2013 : Responsable scientifique du projet DRESS pour le développement d'un algorithme d'estimation du stockage / destockage de l'énergie thermique par le procédé DRESS, Technopôle de la Réunion

---

<sup>8</sup> J'ai repris la coordination du projet suite au départ de M. Clause. Les dates indiquées ne correspondent qu'à ma période de coordination



2012-2016 : Responsable pour le Cnam du projet ACLIRSYS (Advanced Control for Low Inertia Refrigeration SYStems, Commande avancée pour les systèmes de réfrigération à faible inertie), projet ANR-11-SEED-0004 entre 3 laboratoires : LCIS (coord.), le LAGEP et le LGP2ES, ainsi que 4 industriels : CIAT, DANFOSS, Cristopia et le CMDL / MANASLU Ing.

2011-2013 : F3PRG (Fluide Frigorigène à Faible Potentiel de Réchauffement Global), convention ADEME n° 111C0170, Cnam (coord.), Sté Processium, Laboratoire LISA, Sté Immostef

2009-2010 : Responsable scientifique pour le Cnam du Projet CLIM<sup>2</sup> (CLIMat urbain et CLIMatisation) en collaboration avec le Groupe d'Etude de l'Atmosphère Météorologique (URA 1357, CNRS-Météo France) et la société Climespace

2007: Projet Européen Camelia (Concerted Action Multigeneration Energy systems with Locally Integrated Applications, FP6-SUSTDEV n°506486, 01/07/2004-30/06/2007)

*e. Co-encadrement de thèse*

2018-2021 : Vaporisation à proximité du point triple en milieu confiné vertical : étude des mécanismes de croissance et d'éclatement de large(s) bulle(s) de « Rayleigh », Patric Mantaropoulos, Bourse ED SMI ; Direction : P. Tobaly (30 %) ; Co-encadrement : B. Tremeac (20 %) et F. Giraud (50 %)

2018-2021 : Evaporation ascendante de mélange de fluides frigorigènes dans des évaporateurs à ailettes décalées en aluminium brasés, Inès Ben El Mekki, thèse CIFRE (n°2017/1203) avec Air Liquide ; Direction : P. Tobaly (45 %) ; Co-encadrement : B. Tremeac (35 %) et F. Giraud (20 %)

2017-2020 : Etude et optimisation des passages condensation des vaporiseurs-condenseurs cryogéniques, Marie-Adélaïde Crémieux, thèse CIFRE (n°2017/751) avec Air Liquide ; Direction : C. Marvillet (20 %) ; Co-encadrement : B. Tremeac (30 %) et F. Giraud (50 %)

2017-2020 : Etude de systèmes de régulation innovants des conditions de confort des occupants et de pilotage des équipements pour évaluation des performances énergétiques globales à l'échelle du bâtiment, Dimitri Guyot, thèse CIFRE (n°2016/1566) avec CMDL/Manaslu Ing; Direction : C. Marvillet (20 %); Co-encadrement : B. Tremeac (50 %) et F. Giraud (30 %)

2015-2018 : Optimisation d'un cycle au CO<sub>2</sub> dans le domaine du transport frigorifique, Pierre-Henri Nattes, thèse CIFRE (n° 2015/0049, confidentiel) ; Direction : Pr P. Tobaly (50%) ; Co-encadrement : B. Tremeac (25 %) et M.-F. Terrier (25 %) – Soutenue le 23/10/2018

2013-2017 : Modélisation dynamique d'un dispositif de stockage par chaleur sensible intégré à un système énergétique, Elie Terzibachian, thèse CIFRE (n° 125/2013) avec AtysisConcept ; Direction : C. Marvillet (50 %) ; Co-encadrement : B. Tremeac (50 %) – Soutenue le 10/07/2017

2013-2016 : Etude dynamique thermique et énergétique des bâtiments parisiens en rénovation, Karina Azos Diaz, thèse CIFRE (n° 2012/1560) avec CMDL/Manaslu Ing. ; Direction : C. Marvillet (20 %) ; Co-encadrement : B. Tremeac (80 %) – Soutenue le 26/05/2016

*f. Jury, Comités de sélection*

2018 : Jury de thèse Christophe Weber (Université de Nantes) en tant qu'examinateur

2018 : Jury de thèse Pierre-Henri Nattes (Cnam) en tant que co-encadrant

2017 : Jury de thèse Elie Terzibachian (Cnam) en tant que co-encadrant

2016 : Jury de thèse Karina Azos Diaz (UPMC) en tant que co-encadrant

2016 : Jury de thèse Lorenzo Castillo Garcia (Université de Pau et des Pays de l'Adour) en tant qu'examinateur

2016 : Comité de sélection d'un Maître de Conférence Cnam – Energétique

2014 : Jury de recrutement Maître de Conférences Oniris

2012 : Jury de recrutement d'un technicien Electromécanicien à Irstea

2010 : Comité de sélection d'un Maître de Conférences Cnam – Energétique

*g. Expertise*

Divers journaux internationaux (Appl. En., Appl. Therm. Eng., J. Food Eng., Techniques de l'ingénieur ...) et congrès (IIR/HFO, EEEP, SFT ...)

Ademe : AAP Cortea, APR Energie Durable, COTECH « ACV de systèmes de production de chaleur et de froid de grande puissance »

Membre expert pour la France de la commission B2 (Equipements frigorifiques) de l'Institut International du Froid

Membre du comité d'expert de la collection « froid industriel » des Techniques de l'Ingénieur

*h. Diffusion scientifique et technique*

2019-... : Membre du comité scientifique du salon professionnel SIFA (Salon interprofessionnel du froid et ses applications) et animateur de conférence

2019 : Visite du laboratoire par des journalistes scientifiques de l'AJSPI (Association des journalistes scientifiques de la presse d'information)

## **4. Relations internationales**

Au cours de ma troisième année de thèse, j'ai fait un séjour de 5 semaines au sein du laboratoire du Pr A. K. Datta (Dept. of Biological and Environmental Engineering, Cornell University, Etats Unis). De plus, lors de son séjour sabbatique de six mois (février- juillet 2004), j'ai travaillé avec le Pr Q. T. Pham (School of Chemical Engineering and Industrial Chemistry, University of New South Wales, Australie)

invité à l'Oniris. Ces deux collaborations ont permis de développer des modèles numériques des phénomènes thermo-mécaniques lors de la congélation de produits alimentaires.

En 2007, j'ai participé au projet européen CAMELIA (Concerted Action Multigeneration Energy systems with Locally Integrated Applications ; porteur : Cnam) regroupant plusieurs partenaires académiques et industriels européens.

En 2012, j'ai été invité par l'ambassade de France au Japon pour intervenir sur l'utilisation de la ressource géothermale pour la production de froid par machine à sorption. Cette présentation a été réalisée lors du workshop « French-Japanese workshop on geothermal energy ».

En 2015, j'ai été porteur d'une soumission ANR PRCI franco-suisse ASTECH (Analyse Stratégique des Techniques géothermiques combinées et/ou Hybridées). Les partenaires étrangers étaient l'EPFL (Pr F. Maréchal) et UNIGE (M. Patel) ainsi que le Canton de Genève.

En 2018 puis 2020, j'ai été responsable scientifique pour le Cnam d'une soumission ANR PRCI franco-suisse Cocoevapstor (Evapo-condenseur intégré pour des systèmes de chauffage, de rafraîchissement et de stockage thermique intersaisonnier), coordonnée par le partenaire suisse SPF.

Actuellement en cours de rédaction, je porte un projet de convention-cadre avec l'Université Cheikh Anta Diop de Dakar (Senegal). Cet accord fait suite aux travaux en cours de Pape Sene. Cet accord vise à consolider notre partenariat afin de favoriser les échanges d'étudiants entre les deux laboratoires, notamment, autour de la thématique des échangeurs thermiques diphasiques.

## 5. Publications

*Profil Scopus (ID: 8576141300) : Documents : 24 – Citations : 343 – h-index : 8 (en date de juil. 2020)*

### *a. Journaux internationaux à comité de lecture<sup>9</sup>*

Guyot D., Giraud F., Simon F., Corgier D., Marvillet C., Tremeac B. (2020). Building energy model calibration: a detailed case study using sub-hourly measured data, *Energy and Buildings* 223 pp. 100189

Giraud F., Tremeac B. (2019) Influences of confinement on subatmospheric water vaporization phenomena in a vertical rectangular channel *International Journal of Heat and Mass Transfer* 145 pp. 118725

Guyot D., Giraud F., Simon F., Corgier D., Marvillet C., Tréméac B. (2019) Overview of the use of artificial neural networks for energy-related applications in the building sector *International Journal of Energy Research* 43(13) pp. 6680 – 6720

---

<sup>9</sup> On peut noter une baisse d'activité de la production scientifique entre 2009 et 2012 puis entre 2013 et 2016. Celle-ci correspond à mon activité chronophage de responsable de la formation d'ingénieur Isupfere

Giraud F., Vallon P., Tremeac B. (2017) Experimental study of water vaporization occurring inside the channel of a smooth-plate type heat exchanger connected to an adsorber and comparison with trends observed in absorption configurations, *International Journal of Refrigeration* 77 pp. 60-74

Hendel M., Azos K., Tremeac B. (2017) Behavioral Adaptation to Heat-Related Health Risks in Cities, *Energy and Buildings* 152 pp. 823-829

Wu J., Tremeac B., Terrier M. F., Charni M., Gagniere E., Couenne F., Hamroun B., Jallut C. (2016) Experimental investigation of the dynamic behavior of a large-scale refrigeration – PCM energy storage system. Validation of a complete model, *Energy* 116 pp. 32-42

De Munck C., Pigeon G., Masson V., Marchadier C., Meunier F., Bousquet P., Tremeac B., Merchat M., Poeuf P., Lemonsu A. (2013) How much air conditioning can increase air temperatures for a city like Paris (France)?, *International Journal of Climatology* 33 (1) pp. 210-227

Tremeac B., Bousquet P., De Munck C., Pigeon G., Masson V., Marchadier C., Merchat M., Poeuf P., Meunier F. (2012) Influence of air-conditioning management on heat island in Paris air street temperatures, *Applied Energy*, 95 pp. 102-110

Tremeac B., Meunier F. (2009) Life cycle analysis of 4.5 MW and 250 W wind turbines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 pp. 2104-2110

Tremeac B., Hayert M., LeBail A. (2008) Mechanical properties of Tylose gel and chocolate in freezing range, *International Journal of Refrigeration* 31 pp. 867-873

Tremeac B., Datta A.K., Hayert M., LeBail A. (2007) Thermal stresses during freezing of a two-layer food, *International Journal of Refrigeration* 30(6) pp. 958-969

Pham Q. T., LeBail A., Tremeac B. (2006) Analysis of stresses during the freezing of spherical foods, *International Journal of Refrigeration* 29 pp. 125-133

Pham Q. T., LeBail A., Hayert M., Tremeac B. (2005) Stresses and cracking in freezing spherical foods: a numerical model, *Journal of Food Engineering* 71 pp. 408-418

*b. Journaux nationaux à comité de lecture*

Giraud F., Tremeac B., Vallon P., Toublanc C., Rullière R., Bonjour J., Clause M. (2017) Evaporateur compacts pour les systèmes à sorption, *Revue Générale du Froid et du Conditionnement d'Air*, N°1162, Mars/Avril

Meunier F., Terrier M. F., Tremeac B. (2016) Indicateurs pour fluides frigorigènes, *Revue Générale du Froid et du Conditionnement d'Air*, N°1134, Novembre/décembre

Charni M., Terrier M. F., Toublanc C., Tremeac B. (2014) Etude des propriétés thermophysiques de mélanges huile POE/R-290, *Revue Générale du Froid et du Conditionnement d'Air*, N°1144, Juin

Terrier M.-F., Tremeac B. (2013) Détection et diagnostic automatique de panne (FDD) : un exemple d'utilisation, *Revue Générale du Froid et du Conditionnement d'Air*, N°1134, Juin

Tremeac B., Hayert M., LeBail A. (2012) Etude des phénomènes thermomécaniques dans les procédés de congélation : application aux produits en cours de congélation, Revue Générale du Froid et du Conditionnement d'Air, N°1127, Octobre

Terrier M.-F., Toublanc C., Tremeac B. (2012) Histoire des fluides frigorigènes pour les cycles à compression mécanique de vapeur, Revue Générale du Froid et du Conditionnement d'Air, N°1123, Mai

Tremeac B., Bousquet P., De Munck C., Pigeon G., Masson V., Marchadier C., Merchat M., Poeuf P., Meunier F. (2012) Influence de la gestion de climatisation sur la température de la ville de Paris, Revue Générale du Froid et du conditionnement d'air, N°1120, Janvier-Février

*c. Colloques internationaux avec publication d'actes*

Giraud F., Fluro L. Tremeac B. (2019) Water vaporization inside a smooth plate-type heat exchanger at subatmospheric pressure: impact of the channel thickness. International Congress of Refrigeration, Montréal, Canada.

Ben El Mekki I., Andrich M., Giraud F. Tremeac B., Tobaly P. (2019) Counter-Current liquid and gas flow in finned compact heat exchangers with offset strip fins. International Congress of Refrigeration, Montréal, Canada.

Nattes PH, Tremeac B., Terrier MF, Tobaly P. (2019) Modelling of a diphasic CO2 ejector for cooling circuit. International Congress of Refrigeration, Montréal, Canada.

Crémieux MA, Giraud F., Seiwert J., Crayssac F., Wagner M., Marvillet C., Tremeac B. (2019) Overview on experimental techniques for heat flux and heat transfer estimations, during non-dropwise condensation. International Congress of Refrigeration, Montréal, Canada.

Hendel M., Parison S., Bobée C., Berthe A., Tréméac B., Stella P., Cohen A., Lefebvre J., Baptiste A.-G., Maire S., Royon L. (2018) Adapting Cities to Heatwaves: The Example of Paris. In ICUC10 & 14th Symposium on Urban Environment, August 6-10, New York

Giraud F., Tremeac B. (2017) Preliminary study of the impact of the filling level on the vaporization of water inside the channel of a smooth plate-type heat exchanger in the context of sorption chillers. ISHPC, Tokyo, Japon

Tremeac B., Giraud F., Vallon P. (2017) Impact of operating conditions on cooling capacity for sorption systems using water as refrigerant, AIP Conference Proceedings, 1814 pp. 020040

Giraud F., Hamitouche Y., Vallon P., Tremeac B. (2017) Impact of the filling level on the global heat transfer coefficient of a plate cross section for sorption heat pumps, AIP Conference Proceedings, 1814 pp. 020042

Terzibachian E., Tremeac B., Marvillet C., Esparcieux P. (2016) A modeling and simulation approach for thermal energy storage devices. 29th International Conference on Efficiency Cost Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy systems (ECOS 2016), Slovenie

Weber C., Tremeac B., Marvillet C., Castelain C. (2016) Analysis of different fouling predictive models in a Jeat Exchanger from experimental data. 29th International Conference on Efficiency Cost Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy systems (ECOS 2016), Slovenia

Hendel M., Azos K., Tremeac B. (2016) Behavioral Adaptation to Heat-Related Health Risks in Cities. 4th International Conference on Countermeasures to Urban Heat Island, 30-31 May and 1 June 2016, National University of Singapore, Singapore

Simon F., Piriou C., Corgier D., Tremeac B. (2015) Measured and simulated behavior of heat pump in low energy building: short cycling and storage impact. 24rd IIR International Congress of Refrigeration (Yokohama, Japan) 16-22 August – Award: Excellent Poster Presentation

Terzibachian E., Tremeac B., Marvillet C., Esparcieux P. (2015) Development of an object-oriented model for chilled-water thermal energy storage applications. 24rd IIR International Congress of Refrigeration (Yokohama, Japan) 16-22 August

Azos-Diaz K., Tremeac B., Simon F., Corgier D., Marvillet C. (2015) How heat waves influence indoor temperature during summer in old renovated Parisian buildings. 24rd IIR International Congress of Refrigeration (Yokohama, Japan) 16-22 August

Charni M., Terrier M.-F., Toub Blanc C., Tremeac B. (2013) Investigation of properties and compatibilities of PEO oils/ R-290 mixtures. 4th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants (Deflt, The Netherlands)

Tremeac B., Bousquet P., De Munck C., Pigeon G., Masson V., Marchadier C., P., Merchat M., Poeuf P., Meunier F. (2011) Influence of air-conditioning management in Paris air street temperatures. 23rd IIR International Congress of Refrigeration (Prague, Czech Republic) 21-26 August

Tremeac B., Bousquet P., De Munck C., Pigeon G., Masson V., Marchadier C., P., Merchat M., Poeuf P., Meunier F. (2011) Influence of air-conditioning management on heat island in Paris in global warming perspective. Global Conference on Global Warming (Lisbon, Portugal) 11-14 July

Tremeac B., LeBail A., Hayert M. (2007) Thermo-mechanical impact during freezing: a modelling approach. 22nd International Congress of Refrigeration (ICR2007), Beijin, August

Tremeac B., Hayert M., LeBail A. (2005) Analysis of thermal stress during food freezing. 1st International Food & Nutrition Congress (Istanbul, Turkey) – Award: Silver Eurofreeze prize

LeBail A., Tremeac B., Hayert M., Pham Q.T. (2005) Thermomechanical aspects of frozen foods. INTRADFOOD 2005: Innovations in Traditional Foods. 2005 EFFoST Annual Meeting, (Valencia, Spain)

Tremeac B., Lefeuvre J., Hayert M., LeBail A., Moes N. (2004) Thermo-mechanical modeling during freezing. 9th International Congress on Engineering and Food ICEF9 (Montpellier, France)

Tremeac B., Lefeuvre J., Hayert M., LeBail A., Moes N. (2004) Impact of freezing on the mechanical properties of foods; a modelling approach. 2004 CIGR International Conference, (Beijing, China)

Tremeac B., Hayert M., LeBail A., Lourdin D. (2003) Mechanical properties of a model food gel during freezing/thawing. 21st International Congress of Refrigeration (Washington D.C., USA)

*d. Colloques internationaux sans publication d'actes*

Azos-Diaz K., Tremeac B., Simon F., Corgier D., Marvillet C. (2014), Influence of a refurbishing on a old building's wall in Paris in summer: mass and heat transfert approach. COMSOL Conference in Cambridge

De Munck C., Pigeon G., Masson V., Marchadier C., Meunier F., Tremeac B., Bousquet P., Merchat M., Poeuf P. (2010) The influence of air-conditioning on street temperatures in the city of Paris. AGU Fall Meeting, (San Francisco, USA) 13-17 December

*e. Colloques nationaux avec publication d'actes*

Weber C. Tremeac B., Marvillet C., Castelain C., (2019) Prédiction de l'encrassement dans un échangeur de chaleur à partir de données expérimentales et par la méthode des réseaux de neurones. Société Française de Thermique, Nantes

Tremeac B., Terzibachian E., Esparcieux P., Marvillet C. (2018) Etude d'un ballon de stockage thermique – Du modèle multiphysique 3D vers un modèle adapté aux simulations énergétiques du bâtiment. Société Française de Thermique, Pau

Nattes P. H., Tremeac B., Terrier M. F., Tobaly P. (2018) Modélisation d'un système frigorifique au CO<sub>2</sub> : application à un cycle transcritique biétagé avec injection de vapeur et refroidissement intermédiaire. Société Française de Thermique, Pau

Giraud F., Tremeac B., Rullière R., Toublanc C., Clause M., Bonjour J. (2017) Les nombres adimensionnels comme premier outil vers un dimensionnement optimal des évaporateurs fonctionnant à pression subatmosphérique. Société Française de Thermique, Marseille

Tremeac B., Azos K., Simon F., Corgier D., Marvillet C. (2017) Analyse des résultats de modélisation dynamique de transfert de chaleur et de masse par la méthode ACP (analyse en composante principale) : application à un mur poreux multicouche. Société Française de Thermique, Marseille

Giraud F., Vallon P., Tremeac B. (2016) Etude des mécanismes de vaporisation de l'eau à basse pression : application à un échangeur à plaque au cours d'un cycle d'adsorption. Société Française de Thermique, Toulouse

Weber C., Tremeac B., Marvillet C., Castelain C. (2016) Analyse de différents modèles de prédiction de l'encrassement dans un échangeur de chaleur à partir de données expérimentales. Société Française de Thermique, Toulouse

Tremeac B., Charni M., Toublanc C., Terrier M.-F. (2013) Quelle est l'influence des propriétés thermophysiques du mélange huile/propane sur les performances d'un procédé de réfrigération ? 14e Congrès de la SFGP, Octobre 2013, Lyon

Tremeac B., Meunier F. (2009) Utilisation de l'éolien en France : Quels impacts environnementaux ? 12e Congrès de la SFGP, Octobre 2009, Marseille

Tremeac B., Hayert M., LeBail A. (2004) Caractérisation des propriétés mécaniques de produits alimentaires lors d'une congélation : étude comparative entre mesures statiques et dynamiques. Agoral, (Nantes, France)

Tremeac B., LeBail A., Hayert M. (2003) Variation des propriétés mécaniques d'un biomatériau au cours de la congélation et de la décongélation. 9ième Congrès de la Société Française de Génie des Procédés (Saint-Nazaire, France)

Tremeac B., Hayert M., LeBail A. (2003) Etude thermomécanique d'un système modèle. 16ème Congrès Français de Mécanique (Nice, France)

#### *f. Rapport*

De Munck C., Pigeon G., Masson V., Marchadier C., Meunier F., Tremeac B., Bousquet P., Merchat M., Poeuf P. (2010) Projet CLIM<sup>2</sup> (CLIMat urbain et CLIMatisation) : Rapport scientifique finale. Novembre 2010, 85 pages

Tremeac B. (2004) Etude expérimentale et numérique des phénomènes thermomécaniques lors de la congélation de produits alimentaires. Application à des structures multicouches, Thèse de l'Université de Nantes, ENITIAA pp. 149

Tremeac B. (2001) Etude expérimentale de la coagulation et de la filtration d'une suspension de silice, Rapport de DEA de l'Université de Toulouse, LGC pp 43

#### *g. Diffusion du savoir*

Projet Européen Camelia (Concerted Action Multigeneration Energy systems with Locally Integrated Applications, FP6-SUSTDEV n°506486, 01/07/2004-30/06/2007) : Energy Efficiency and Integration of Renewable energy in Building Good practice guide (2007)

#### *h. Encadrement*

##### Thèses soutenues (co-encadrement)

2015-2018 : Nattes P.-H., Optimisation d'un cycle au CO<sub>2</sub> dans le domaine du transport frigorifique, Thèse soutenue le 23 octobre 2018, Conservatoire National des Arts et Métiers

2013-2017 : Terzibachian E., Modélisation dynamique d'un dispositif de stockage par chaleur sensible intégré à un système énergétique, Thèse soutenue le 10 juillet 2017, Conservatoire National des Arts et Métiers

2013-2016 : Azoz-Diaz K., Etude multi-échelle des transferts de masse et de chaleur appliquée à un bâtiment parisien rénové, en condition météorologique normale et en période de vague de chaleur, Thèse soutenue le 26 mai 2016, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI



*Mémoire ingénieur Cnam ou Master*

2014 : Co encadrement (50%) Charriau C., Analyse d'un système solaire photovoltaïque, Mémoire de Master 2, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 65 p.

2009-2010 : Thomas G., Analyse énergétique, environnementale et économique de différents équipements de chauffage d'un bâtiment dans différents pays avec Trnsys, Mémoire Ingénieur Cnam, 90 p

2008 : Athéa J., Etude de l'impact de l'utilisation d'une climatisation sur la variation de la température extérieure, Mémoire de Master 2, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 60 p.

2007 : Lu C.S., Energie renouvelable : Analyse de cycle de vie d'une éolienne de petite puissance, Mémoire de Master 2, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 34 p.

2006 : Co encadrement (50 %) : Chen X., Initiation à l'analyse de cycle de vie. Application à l'électricité d'origine renouvelable, Mémoire de Master 2, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 64 p.



## Résumé

Les activités de recherche présentées dans ce document s'inscrivent dans une volonté d'avoir une vision large des problématiques scientifiques des systèmes thermiques de production de froid, à travers une approche thermique et/ou thermodynamique à l'échelle locale et/ou globale. Les trois premiers chapitres présentent un bilan de mes activités de recherche. Le chapitre 1 traite d'une brique technologique (un composant) sous les aspects numériques. Les sujets présentés ont un objectif commun : proposer des outils numériques adaptables à des simulation long terme. L'exemple de l'éjecteur diphasique au CO<sub>2</sub> y est traité à l'aide d'un modèle OD ainsi que l'étude d'une cuve de stockage thermique à l'aide d'un méta-modèle découlant d'un modèle 3D de transferts de chaleur et de masse. Le chapitre 2 s'attèle à traiter le cas d'un changement d'échelle. Celui-ci s'intéresse aux échangeurs thermiques diphasiques basse pression utilisation de l'eau comme fluide frigorigène. Un lien est fait entre une étude expérimentale locale d'un composant « idéal » (canal d'échangeur lisse) et une étude expérimentale d'un composant type industriel au sein d'une boucle énergétique complète. Le chapitre 3 prend en compte le système énergétique et les sources thermiques. Tout d'abord nous abordons l'impact de la source froide sur le comportement de la machine à travers deux études : impact de la variation de la source sur la consommation énergétique et impact de l'intégration d'un stockage de chaleur par changement de phase. Enfin l'étude des rejets thermiques de la climatisation sur la température de Paris est abordée dans ce chapitre 3. Ainsi ces trois premiers chapitres vont de l'échelle du composant à la ville ! Le dernier chapitre est dédié à un projet scientifique à long terme composé de plusieurs projets à échéances plus rapprochées.

Mots clés : réfrigération, climatisation, multi-échelle, stockage thermique, échangeur thermique, vague de chaleur

## Abstract

This document presents my research activities with a broad vision of scientific problems focused on thermal systems for cold production, through a thermal and/or thermodynamic approach on a local and/or global scale. The first three chapters present an assessment of my research activities. Chapter 1 deals with a technological brick (a component) under numerical aspects. The topics presented have a common objective: to propose numerical tools adaptable to long-term simulation. A two-phase CO<sub>2</sub> ejector is treated using a OD model as well as the study of a thermal storage tank using a meta-model resulting from a heat and mass transfer 3D model. Chapter 2 studies the case of a change of scale. It deals with low-pressure two-phase heat exchangers using water as refrigerant. Experimental results from a test bench using an "ideal" component (smooth exchanger channel) are linked to a more realistic test bench included an industrial heat exchanger. Chapter 3 takes into account the energy system and heat sources. First, impact of the cold source on the behaviour of the system through two studies is studied: impact of the variation of the source on the energy consumption and impact of the integration of a PCM heat storage. Finally, influence of A/C heat rejected on the air temperature in Paris is addressed in this chapter 3. The last chapter is dedicated to a long-term scientific project made up of several projects with shorter deadlines.

Keywords: refrigeration, air-conditioning, multiscale, thermal storage, heat exchanger, heat wave