



HAL
open science

Transferts de chaleur, de matière et écoulements dans des enceintes contenant des produits alimentaires: Complémentarité entre expérience et modélisation

Onrawee Laguerre

► **To cite this version:**

Onrawee Laguerre. Transferts de chaleur, de matière et écoulements dans des enceintes contenant des produits alimentaires: Complémentarité entre expérience et modélisation. Sciences de l'environnement. 2010. tel-02593519

HAL Id: tel-02593519

<https://hal.inrae.fr/tel-02593519>

Submitted on 15 May 2020

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.

HABILITATION A DIRIGER DES RECHERCHES

Présentée à

Université de Nantes

par

Onrawee LAGUERRE

Chargée de Recherche

Unité de recherche Génie des Procédés Frigorifiques (GPAN), Cemagref
Parc de Tourvoie, BP. 44, 92160 Antony Cedex

Transferts de chaleur, de matière et écoulements dans des enceintes
contenant des produits alimentaires:
Complémentarité entre expérience et modélisation

Soutenue le 17 Mars 2010

Devant le jury composé de:

Mme F. Monchoux
M D. Gobin
M J.D. Daudin
M D. Flick
M J. Legrand
M A. Le Bail

Professeur Emérite, Université Paul Sabatier
Directeur de Recherche, CNRS Orsay
Directeur de Recherche, INRA Theix
Professeur, AgroParisTech
Professeur, Université de Nantes
Professeur, ENITIAA

Rapporteur
Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur

Remerciements

Je voudrais remercier ici toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à son bon déroulement.

Mes premiers remerciements s'adressent à Denis FLICK, professeur à l'AgroParisTech. Je tiens à lui exprimer ma reconnaissance pour ses précieux conseils, sa complicité, son dynamisme et sa simplicité qu'il a apportés tout au long de ma carrière.

Je tiens à remercier Jacques GUILPART, chef de l'unité de recherche GPAN du Cemagref, de m'avoir soutenu contribuant ainsi au bon déroulement de mon travail.

Je tiens également à remercier mes collègues de l'équipe: Graciela ALVAREZ, Jean MOUREH, Evelyne DERENS, Guy LETANG, Françoise OLLIVON, Joseph ANDREU, Mamady TANGARA. Ils trouvent ici le témoignage de mon appréciation de leur qualité professionnelle et humaine.

J'exprime mes remerciements à Sami Ben Amara et aux stagiaires du Cemagref avec qui j'ai eu beaucoup de plaisir de travailler.

En fin, je tiens à remercier Jack LEGRAND, Professeur à l'Université de Nantes et Directeur du laboratoire GEPEA, d'avoir accepté de m'accompagner en tant que tuteur de mon HDR.

Curriculum Vitae

Cursus universitaire:

1979 Bachelor (Technologie Alimentaire) Chulalongkorn University (Thaïlande)

1982 Master (Génie des Procédés Agro-alimentaires) Asian Institute of Technology (Thaïlande)

1986 DEA (Génie des Procédés Agro-Alimentaires) ENSIA (Massy)

1989 Doctorat (Génie des Procédés Agro-Alimentaires), laboratoire d'accueil Département de Génie des Procédés Agro-alimentaires de l'ENSIA (Massy). Sujet de thèse "Modélisation du séchage en couche épaisse"

Carrière avant l'entrée au Cemagref

1982-1984 Chercheur à "Institute of Food Research", Bangkok, Thaïlande

Carrière au Cemagref

Chargée de recherche 2^e classe (1992-2002) Unité de recherche Génie des procédés frigorifiques du Cemagref d'Antony (GPAN).

Chargée de recherche 1^{er} classe (depuis 2003) GPAN

Compétences disciplinaires Génie des procédés frigorifiques, Génie des procédés

Compétences par champs d'application Technologie des équipements (alimentaires, frigorifiques)

Encadrement:

Thèse:

Sami BEN AMARA, Soutenance 2005, Ecoulements et transferts thermiques en convection naturelle dans les milieux macro-poreux alimentaires: Application aux réfrigérateurs ménagers. Thèse de l'Ecole doctorale ABIES.

Salah BAHLOUL, démarrage Novembre 2008, Modélisation de l'histoire thermo-hydrrique d'un produit par association d'approches déterministes et stochastiques, Thèse de l'Ecole doctorale ABIES.

Master

Bahare Ahmadi, 2008, Modélisation des transferts thermiques dans un réfrigérateur domestique: association des approches déterministes et stochastiques, Master de Sciences et Technologies de l'Université Pierre & Marie Curie, Spécialité : Mécanique des fluides et énergétiques.

Mohamed Fadhel BEN AISSA, 2006, Caractérisation des transferts thermiques dans un conteneur réfrigérant, Master Mathématiques Fondamentales et Appliquées de l'Université de Cergy Pontoise.

Baptiste de LEGLISSE, 2005, Ecoulements et transferts thermiques en convection naturelle dans un réfrigérateur domestique, Ecole Supérieure d'Ingénieurs de Poitiers, Spécialité Eclairage –Acoustique- Climatisation.

IUT

Agathe Aeschlimann, 2003, Etude des températures au sein d'une maquette de réfrigérateur domestique, IUT Orsay, Département Mesures Physiques.

Adrian Hamard, 2002, Etude des températures au sein d'un réfrigérateur domestique, IUT Orsay, Département Mesures Physiques.

Mo Huai CHANG, 1999, Développement d'interface utilisateur pour des logiciels de simulation dans le domaine de la chaîne du froid, Institut Universitaire de Technologie de Cachan, Département Génie Electrique et Informatique Industrielle.

CDD

Sami Ben Amara, 2008, Etude expérimentale et numérique du couplage de transferts de chaleur, de matière et de l'écoulement en convection naturelle dans une enceinte close.

David Rémy, 2007, Etude expérimentale du couplage de transferts de chaleur, de matière et de l'écoulement en convection naturelle dans une enceinte close.

Co-encadrement

Benoit LAHAYE, 2002, Maîtrise des températures au cours d'un circuit logistique et évaluation des risques: Etude numérique, Ecole Supérieure d'Ingénieurs de Poitiers.

Nathalie Mentré, 2001, Maîtrise des températures au cours d'un circuit logistique et évaluation des risques: Etude expérimentale, Ecole Nationale d'Ingénieurs des Techniques des Industries Agricoles et Alimentaires (Nantes).

Florent SENNELIER, 2001, Analyse des pratiques du consommateur en matière de conservation à domicile des produits alimentaires réfrigérés, Institut des Mathématiques Appliquées, Angers.

Activités d'enseignement :

- Enseignement en formation supérieure initiale: 1.5 H de cours et 3 jours de TP par an (Module "Maîtriser le froid" AgroParistech),
- Enseignement en formation supérieure initiale 1.5H de cours par an (Module "Ingénierie assisté par ordinateur", AgroParisTech)
- Enseignement en formation supérieure initiale (1999-2003): 3H de cours par an "Réfrigération et congélation en IAA", Institut Supérieur d'Agronomie de Beauvais.

Reviewer

Relecteur d'articles soumis dans des revues internationale et nationale: Journal of Food Engineering (1 article, 2001; 1 article, 2008; 1 article 2009), Energy (1 article, 2008), Apply Thermal Engineering (1 article, 2007; 1 article, 2008), International Journal of Refrigeration (1 article, 1998; 1 article, 1999; 1 article, 2005; 1 article, 2006; 2 articles, 2008), International Journal of Sustainable Energy (1 article, 2008), Revue Générale du Froid (2 articles 2007; 1 article 2008).

Expertise et valorisation

Evaluateur d'un projet de recherche soumis en 2009 à "International Foundation for Science" (IFS), Stockholm, Suède.

Expertise du dossier de recherche d'un enseignant-chercheur de Trinity University (USA) en 2008. Cette demande correspondait à une procédure de promotion interne dans l'université.

Développement d'un outil numérique de prédiction de température dans des conteneurs isothermes exposés à des températures ambiantes variables pour Sofrigam en 2006. Cet outil permet d'avoir une information sur l'évolution de la température du produit au cours d'un circuit logistique.

Animation et gestion de la recherche :

- Animation de programme scientifique : Elle s'est réalisé au travers des réunions de travail du projet AQS et de la tâche "Réfrigérateur domestique" du projet Simpfri (2 fois par an), des réunions du comité de pilotage de la thèse de Sami Ben Amara et de Salah Bahloul (2 fois par an) et des réunions avec les industriels partenaires.
- Coordinateur d'un numéro de la Revue Générale du Froid (numéro 1068, 2006).

Projets

Etude de la convection naturelle en cavité close: Application aux réfrigérateurs domestiques, cadre du projet "ANR Simpfri", 2006-2008.

Caractérisation de l'écoulement et des transferts thermiques en convection naturelle dans les empilements de produits alimentaires : Application aux réfrigérateurs ménagers, cadre du projet "Aliment Qualité Sécurité" (AQS), 2003-2005.

Etude et modélisation des dangers microbiologiques au cours de la chaîne du froid des produits réfrigérés, Aliment Demain, 1998-2001.

Evaluation des risques microbiologiques des produits réfrigérés tout au long de la chaîne du froid: méthodologie d'identification des points critiques, 1998-1999, cadre du projet "Barrande" (Actions Intégrées Franco-Tchèques).

Stérilisation superficielle à la vapeur des produits alimentaire solides, cadre du projet "Usine Ultra Propre", 1991-1993.

Rapports d'Etude

1. Rapport d'avancement et rapport final du projet ANR SIMPFRI (2006-2008).
2. Rapport d'avancement et rapport final du projet AQS (2003-2005), Modélisation des écoulements et des transferts thermiques en convection naturelle dans les milieux macro-poreux alimentaires : Application aux réfrigérateurs ménagers.
3. Deux Rapports confidentiels, 2004, Cartographie de température dans des réfrigérateurs (BSH et Whirlpool).
4. Rapport d'étude (confidentiel), 2001, Test de Réfrigérateur pour BSH.

Conférence Invitée:

2005, Présentation des résultats du projet AQS "Écoulements et transferts thermiques en convection naturelle dans les milieux macro-poreux alimentaires "Application aux réfrigérateurs ménagers", 7 Octobre 2005, DGA1.

2003, Détermination de la température de surface d'un produit solide lors d'une stérilisation superficielle à la vapeur : méthode directe ou inverse, Groupe SFT Thermique appliquée agroalimentaire. 16 mai.

2001, Présentation des résultats de l'étude « Analyse des facteurs influençant la température dans des réfrigérateurs en France », Académie Française de l'Agriculture.

Collaborations internes du Cemagref et de l'UMR Génial

- Metfri: G. Alvarez, J. Moureh, E. Derens, J. Guilpart, G. Létang.
- UMR Génial: D. Flick

Collaboration externes

National:

- Université Paul Sabatier de Toulouse, Laboratoire PHASE (M.C. Mojtabi, F. Monchoux, B. Lartique)
- Fast Osay (D. Gobin, S. Merqui)
- AFSSA (B. Carpentier)
- INRA (P.S. Mirade, A. Kondjoyan)

International:

- Institut technologie chimique de Prague (Hana Opathova, Michel Voldrich).
- Université Bristol, UK (J. Evans), Université Auckland, Nouvelle Zélande (Professeur M. Farid), Université Trinity, USA (Professeur J. P. Giolma, Dr. W. Terrell).
- Contact avec les éditeurs de revues internationales: Journal of Food Engineering (J. Evans, Prof. R.P. Singh), Energy (Prof. N. Lior), Apply Thermal Engineering (Prof. D.A. Reay), Journal of Refrigeration (J. Guilpart).

Industriels:

- BSH (E. Bout, W. Becker, M. Bourcier),
- Whirlpool (P. Gendry, P. Ménard),
- Sofrigam (G. Labranque, A. Kacimi).
- SOREDAB

Participation à des instances

- Participation à des comités de thèse de Kamel Azzouz (2004-2007).
- Groupe de travail de Conseil National du Froid "Réfrigérateur domestique" (1998-1999).

TABLE DE MATIERES

I. Introduction	11
1.1. Cadre de travail	13
1.2. Cadre partenarial	15
1.3. Positionnement du thème de recherche	16
1.4. Liste des publications	17
II. Complémentarité entre expérience et modélisation	21
III. Transferts de chaleur et de matière dans une enceinte par approches CFD et zonale: application aux réfrigérateurs domestiques	29
3.1. Expérimentation	31
3.2. Modèle CFD	34
3.3. Résultats expérimentaux et comparaison avec les résultats du modèle CFD	35
3.4. Modèle zonal	43
3.5. Association d'approches déterministes et stochastiques pour prédire la variabilité des températures dans les réfrigérateurs domestiques.	44
3.6. Conclusion	46
IV. Transferts de chaleur et de matière dans une enceinte par approche "macro-poreux"	47
4.1. Expérimentation	49
4.2. Modèles	51
4.3. Résultats expérimentaux et comparaison avec les résultats des modèles	53
4.4. Conclusion	54
V. Transferts de chaleur dans une enceinte par approche "boite noire linéaire": application au conteneur isotherme	59
5.1. Modélisation	61
5.2. Expérimentation	64
5.3. Résultats expérimentaux et comparaison avec les résultats du modèle	64
5.4. Conclusion	67
VI. Transferts de chaleur dans une enceinte par approche milieu continu 1D: application à la stérilisation superficielle à la vapeur des produits carnés	69
6.1. Expérimentation	71
6.2. Modélisation par la méthode directe	72
6.3. Modélisation par méthode inverse	73
6.4. Résultats	74
6.5. Conclusion	75
VII. Conclusion générale et perspectives	77
7.1. Conclusion générale	79
7.2. Perspectives	80
7.3. Conclusion sur les perspectives	86
Nomenclature	89
Annexe 1: Modélisation CFD	93
Annexe 2: Modèle zonal	95

CHAPITRE I

INTRODUCTION

I. INTRODUCTION

1.1 Cadre de travail

Mon thème de recherche au Cemagref porte sur les transferts thermiques et les écoulements dans une enceinte close chargées de produits. J'ai commencé à y travailler en 1991, l'année de mon arrivée à la division "Génie des Procédés Thermiques".

Dans le cadre de l'appel d'offres "Usine Ultra-Propre" du Ministère de l'Agriculture, j'ai mené un projet de recherche portant sur la stérilisation superficielle à la vapeur de produits alimentaires solides (1991-1993). L'objectif était de mettre la surface du produit en contact de vapeur à haute pression sur une courte durée pour permettre la destruction des microorganismes présents à la surface tout en limitant la cuisson des produits traités.

Suite à la fusion des divisions "Génie des Procédés Thermiques" et "Génie des Procédés Frigorifiques" en 1996, mon activité de recherche est depuis recentrée sur le froid. Il s'agit d'étudier les transferts et les écoulements dans des équipements frigorifiques. L'objectif est de développer des méthodologies expérimentales et numériques permettant la caractérisation de la température (air et produit), de l'humidité et de la vitesse d'air dans des équipements frigorifiques. Le but final est de maîtriser les conditions de conservation du produit pour garantir la sécurité des aliments et de limiter la dégradation de leurs qualités organoleptiques.

L'unité de recherche Génie des Procédés Frigorifiques du Cemagref d'Antony (GPAN) développe des compétences depuis de nombreuses années dans le domaine du froid. Certains membres de notre équipe ont travaillé sur la convection forcée pour la réfrigération des produits dans les chambres froides, les véhicules frigorifiques, les meubles frigorifiques de vente. Afin de développer des connaissances complémentaires et de me positionner dans l'équipe, mon thème de recherche porte sur la convection naturelle dans une enceinte chargée de produits. En effet, ce mode de transfert thermique est souvent rencontré dans la chaîne du froid notamment dans des équipements où la vitesse d'air est faible: arrière de camion, zone morte dans une chambre froide et dans des réfrigérateurs à froid statique. L'écoulement d'air en convection naturelle est dû aux variations de la masse volumique qui dépend de la température et de l'humidité. La force verticale qui s'exerce sur la masse d'air est ascendante si l'air est localement plus léger que la moyenne et descendante si l'air est plus lourd (l'air chaud ou humide est plus léger que l'air froid ou sec).

Cette recherche a été appliquée à 2 équipements frigorifiques: réfrigérateurs domestiques et conteneurs isothermes. L'objectif finalisé de nos travaux est d'une part, d'obtenir des informations permettant d'envisager des solutions techniques pour palier le problème d'hétérogénéité de température et d'humidité dans ces équipements et d'autre part, de pouvoir établir des recommandations au grand public.

Les familles en France possèdent, pratiquement toutes, un réfrigérateur domestique. Le parc de réfrigérateurs domestiques en France a été estimé à environ 37 millions et leur durée de vie se situe entre 15 et 20 ans (CNF-AFF, 2001)¹. La consommation énergétique des réfrigérateurs représente environ 5% de la consommation nationale et 25% de la consommation résidentielle (hors chauffage). Malgré des améliorations de la conception des appareils et des campagnes d'information auprès du consommateur, la température dans des

¹ Conseil National du Froid (CNF), AFF (Association Française du Froid), 2001, *Livre blanc sur les fluides frigorigènes*, Paris, 51p.

réfrigérateurs domestiques est toujours une source de préoccupation. Certaines études ont montré que des produits alimentaires sont souvent conservés à une température trop élevée. Une enquête réalisée en France (Laguerre et al, 2002)² a montré que 26% de réfrigérateurs enquêtés fonctionnent à une température moyenne supérieure à 8°C alors que celle spécifiée par la norme est de 4°C. Bien que les études sur le terrain aient dégagé certaines conclusions, elles ont été réalisées dans des conditions réelles variables, qui de plus, n'étaient pas connues avec exactitude. Il était donc nécessaire de réaliser des études en laboratoire où les conditions sont mieux maîtrisées. La majorité des réfrigérateurs en France et en Europe sont à froid statique (sans ventilation), les transferts thermiques s'y font par convection naturelle. Dans ce type de réfrigérateurs, on constate une importante hétérogénéité de température et d'humidité surtout une fois l'appareil chargé de produits. La position des zones froide/chaude et des zones sèche/humide varie selon la conception de l'appareil, en particulier selon la position de l'évaporateur (verticale ou horizontale).

L'utilisation des conteneurs isothermes a commencé en 1970 et ils sont de plus en plus utilisés pour des raisons de souplesse de gestion logistique. Le conteneur permet de maintenir la température recommandée pour la conservation non seulement au cours de transport mais également au cours de transfert où les conditions ambiantes ne sont pas maîtrisées (chargement/déchargement, attente sur un quai). Cette technique est également largement répandue dans le domaine du transport de produits pharmaceutiques, et gagnerait à s'étendre dans d'autres types de circuits logistiques, notamment dans le transport aérien. Dans le but d'assurer le respect de la température optimale de préservation de ces produits (souvent de 2 à 8°C), des plaques de PCM (Phase Change Material) sont couramment utilisées comme accumulateur de froid. Les conteneurs peuvent subir un circuit logistique plus ou moins long (de quelques heures à 4 jours) et la température à l'extérieur peut être très variable (moins de zéro à plus de 30°C, voir 40°C). Afin d'éviter le non dépassement d'une température maximale au niveau du produit, un surplus et/ou un abaissement de température de fusion de PCM sont souvent utilisés. Ce choix conduit à un surcoût énergétique (production de froid pour congeler les plaques PCM), et le choix empirique du nombre et de la position des plaques PCM peut entraîner des risques d'échauffement des produits à certains endroits et de congélation dans d'autres, et par conséquent, une perte de qualité de produit.

L'originalité de ma recherche réside dans le fait que l'on a à faire dans ces 2 applications à des transferts à faibles vitesses d'air (≤ 0.3 m/s). Les transferts par rayonnement et par conduction peuvent être du même ordre de grandeur que celui de la convection. Il existe très peu d'études qui tiennent compte à la fois du couplage entre les transferts de chaleur et de matière et de l'effet combiné de la convection naturelle, de la conduction et du rayonnement comme nous tentons de le faire. Nous nous intéressons à des enceintes chargées de produits dont la taille est typiquement 10 fois plus petite que celle de l'enceinte et les écoulements et les transferts sont tridimensionnels, alors que la littérature s'intéresse souvent à des enceintes vides ou chargées de produits très petits par rapport à l'enceinte qui sont alors considérés comme un milieu poreux.

² Laguerre, O., Derens, E., and Palagos, B., 2002, Study of domestic refrigerator temperature and analysis of factors affecting temperature: a french survey. *International Journal of Refrigeration*, 25, 653-659.

1.2. Cadre partenarial

Sur le plan scientifique

Mon thème de recherche participe pleinement aux activités de l'UMR GENIAL. Cette UMR associe 4 organismes travaillant dans le domaine de génie des procédés en région parisienne : l'AgroParistech, le CNAM, l'INRA et le Cemagref ce qui permet une mutualisation des compétences des personnels et des équipements. L'UMR est composée de 5 équipes distinguées selon leur champ de compétences. Je fais partie de l'équipe «Traitement Thermique et Frigorifique (TTF)». Depuis Septembre 2009, la direction scientifique du Cemagref souhaite se désengager de cette UMR, mais nous continuerons à travailler ensemble en établissant une convection de collaboration.

Mon thème de recherche a également bénéficié d'une collaboration avec le laboratoire PHASE de l'Université Paul Sabatier de Toulouse (Cadre: thèse de Sami Ben Amara). Cette collaboration a permis, en particulier, une première étude de faisabilité de l'utilisation de la technique PIV (Particules Imagerie Vélocimétrie) pour mesurer de faible vitesse d'air dans une enceinte réfrigérée. Cela a contribué, par la suite, à la décision de l'acquisition de ce matériel à GPAN. Une collaboration avec le laboratoire Fast d'Orsay (Cadre: projet Simpfri) a permis d'avoir des échanges scientifiques sur la mise au point d'un modèle d'écoulement et de transfert, le montage et la réalisation expérimentale qui sont nécessaires pour la compréhension des phénomènes et la validation du modèle.

Sur le plan de la formation par la recherche

J'ai encadré une thèse (Sami Ben Amara, novembre 2001-février 2005) et plusieurs stages de fin d'études. J'encadre actuellement une autre thèse (Salah Bahloul, démarrage octobre 2008). Cette mission que je mène a permis aux jeunes étudiants d'avoir une première expérience dans la recherche. La méthodologie et les résultats obtenus m'ont permis de faire de nombreuses publications.

Sur le plan du partenariat institutionnel

Les projets de recherche que j'ai menés faisaient partie de plusieurs appels d'offre : Usine Ultra Propre (Ministère de l'Agriculture), Aliment Qualité Sécurité (Ministère de l'Agriculture), projet ANR Simpfri (Agence Nationale de la Recherche).

Sur le plan du partenariat industriel

Les partenaires industriels des projets sont des fabricants d'autoclaves (Lagarde et Lequeux), un industriel en IAA (SOREDAB du groupe Bongrain), des fabricants de réfrigérateurs domestiques (BSH et Whirlpool), un fabricant de conteneurs isothermes (Sofrigam).

Mon rôle dans la réalisation des projets de recherche porte, d'une part, sur la conception et la réalisation d'expérimentations, d'autre part, sur la mise au point de modèles et la simulation numérique en collaboration avec d'autres membres de GPAN et de l'UMR GENIAL. De cette manière, il y a en permanence des échanges d'informations permettant de comprendre et d'améliorer l'expérimentation et la modélisation. Par ailleurs, j'encadre des personnels temporaires et je m'occupe de la valorisation des travaux de recherche en réalisant des publications. J'assure également la gestion scientifique et administrative avec les partenaires scientifiques, institutionnels et industriels: organisation et animation des réunions, rédaction de rapports etc.

1.3. Positionnement du thème de recherche

En France, nous sommes le seul laboratoire à mener une recherche sur la convection naturelle dans les réfrigérateurs domestiques. Par contre, les écoulements, les transferts de chaleur et de matière en convection naturelle dans une enceinte vide ou remplie de milieux poreux sont étudiés par plusieurs laboratoires en France: Fast (Orsay), Limsi (Orsay), PHASE (Toulouse), IMF (Toulouse), LET (Poitiers), LETHEM (Lyon). Les études numériques menées par ces laboratoires portent généralement sur la stabilité de l'écoulement, les transitions vers le chaos et l'analyse de sensibilité aux paramètres du système. Les études expérimentales effectuées par ces laboratoires sont moins nombreuses du fait, sans doute, du coût et des difficultés de montage des dispositifs expérimentaux et de leur métrologie. Il est intéressant de suivre l'activité de ces laboratoires car ils mettent souvent en œuvre de nouvelles techniques de mesure, par exemple, l'interférométrie halographique en temps réel (mesure près des parois), thermographie infrarouge (mesure de température de surface) et la vélocimétrie à image des particules 3D.

Les études sur les réfrigérateurs domestiques réalisées par d'autres laboratoires en France portent notamment sur la conception d'un système de production du froid plus économe en énergie (Ecole de Mine de Paris), l'interaction énergétique entre le bâtiment et le fonctionnement de l'appareil ou l'utilisation d'énergie solaire (PHASE de Toulouse).

Au niveau international, les études sur les réfrigérateurs portent d'une part sur une nouvelle conception de l'appareil: frigorigènes respectueux de l'environnement, contrôle du bruit etc. Ces études ont été réalisées à l'Université Maryland (USA), l'Université de Science et Technologie (Anhui, Chine), l'Université de Bristol (UK), l'Université d'Oakland (Nouvelle Zélande) et au centre de recherche et de développement technologique (Turquie). Les études portent d'autre part, sur le niveau de températures dans l'appareil et l'utilisation par le consommateur: Université de Bristol (UK), Université d'Aristolelian (Grèce), Université d'Ulster (Irlande du Nord).

Depuis quelques années, d'autres membres de GPAN ont réalisé des études en laboratoire et sur le terrain permettant de constituer une base de données importante sur le fonctionnement des équipements dans les différentes étapes de la chaîne du froid. Nous disposons également de données statistiques, notamment la distribution des températures et de la durée de séjour de produits dans les différents équipements frigorifiques. Cette distribution est liée aux phénomènes aléatoires intervenant dans la pratique: diversité des conditions extérieures, position du produit dans l'équipement, comportement des opérateurs etc. Nous avons mené une réflexion sur l'exploitation de ces données afin de contribuer à éclairer le problème sociétal de la sécurité des aliments de la production à la consommation. Nous avons donc commencé en 2008 à mener une recherche sur l'association de la modélisation déterministe et stochastique dans la chaîne du froid. Cette recherche a pour objectif de développer une méthodologie générique de prédiction des évolutions de température et d'humidité (air, produit) tout au long de la chaîne du froid et de leur variabilité. L'association de modèles déterministes et stochastiques est déjà utilisée dans d'autres domaines (séchage, traitement thermique, production des plantes etc.). Mais dans le domaine de la chaîne du froid nous n'avons recensé qu'une publication (2008) par l'université de Torino (Italie). Cette partie sera présentée dans les perspectives.

1.4. Liste des Publications

Revue scientifique à comité de lecture

1. **LAGUERRE O.**, BENAMARA S., FLICK D. (2010), Study of water evaporation and condensation in a domestic refrigerator loaded by wet product, *Journal of Food Engineering*, 97(1) 118-126.
2. **LAGUERRE O.**, FLICK D. (2010), Temperature prediction in domestic refrigerator: association of deterministic and stochastic approaches, *International Journal of Refrigeration*, 33, 41-51.
3. **LAGUERRE O.**, BENAMARA S., REMY D., FLICK D. (2009), Experimental and numerical study of heat and moisture transfers by natural convection in a cavity filled with solid obstacles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 5691-5700.
4. **LAGUERRE O.**, REMY D., FLICK D. (2009), Airflow, heat and moisture transfers by natural convection in a refrigerating cavity, *Journal of Food Engineering*, 91, 197-210.
5. **LAGUERRE O.**, BEN AISSA M. F., FLICK D (2008), Methodology of temperature prediction in an insulated container equipped with PCM, *International Journal of Refrigeration*, 31(6)1063-1072.
6. **LAGUERRE, O.**, BEN AMARA, S., CHARRIER-MOJTABI, M.C., LARTIGUE, B., FLICK, D. (2008), Experimental study of air flow by natural convection in a closed cavity: Application in a domestic refrigerator. *Journal of Food Engineering*, vol. 85, 547-560.
7. **LAGUERRE O.**, BEN AMARA S., ALVAREZ G. and FLICK D. (2008), Transient heat transfer by free convection in a packed bed of spheres: Comparison between two modelling approaches and experimental results. *Applied Thermal Engineering*, 28(1), 14-24.
8. BEN AMARA S., **LAGUERRE O.**, CHARRIER-MOJTABI M-C., LARTIGUE B., FLICK D. (2008), P.I.V. Measurement of the flow field in a domestic refrigerator model: Comparison with 3D simulations, *International Journal of Refrigeration*, 31(8)1328-1340.
9. **LAGUERRE O.**, FLICK D. (2007), Frost formation on frozen products preserved in domestic freezers, *J Food Engineering*, 79, 124-136.
10. **LAGUERRE O.**, BEN AMARA S., MOUREH J., FLICK D. (2007), Numerical simulation of airflow and heat transfer in domestic refrigerators, *J of Food Engineering*, 81, 144-156
11. **LAGUERRE O.**, BEN AMARA S., & FLICK D. (2006), Heat transfer between wall and packed bed crossed by low velocity airflow, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1951-1960.
12. **LAGUERRE O.**, BEN AMARA S., & FLICK D. (2005), Experimental study of heat transfer by natural convection in closed cavity: Application to domestic refrigerator, *Journal of Food Engineering*, vol. 70, p. 523-537.
13. BEN AMARA S., **LAGUERRE O.**, & FLICK D. (2004), Experimental study of convective heat transfer during cooling with low air velocity in a stack of objects, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 43, p. 1212-1221.

14. **LAGUERRE O.**, FLICK D. (2004), Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators, *Journal of Food Engineering*, 62, 79-88.
15. **LAGUERRE O.**, DERENS E., PALAGOS B. (2002), Study of domestic refrigerator temperature and analysis of factors affecting temperature: a French survey, *International Journal of Refrigeration*, 25(5)653-659.
16. MOUREH J., **LAGUERRE O.**, FLICK D., COMMERE B. (2002), Etude numérique et expérimentale sur l'utilisation des housses isolantes pour la protection thermique des produits thermo-sensibles, *Computers and Electronics in Agriculture*, vol. 34, n° 1-3, 2002, p. 89-109.
17. **TECHASENA O.**, FLICK D. (1995), Surface temperature estimation of solid foods during a surface sterilization, *Lebensmittel Wissenschaft und Technologie*, 28, 419-424.
18. CHAABOUNI M., FLICK D., **TECHASENA O.** (1993), Ecoulement du grain dans un séchoir industriel à canaux noyés, *Industries Alimentaires et Agricoles*, Revue scientifique et technique, 110(4)217-223.
19. **TECHASENA O.**, LEBERT A., BIMBENET J.J. (1992), Simulation of deep bed drying of carrots, *Journal of Food Engineering*, 16, 267-281.
20. **TECHASENA O.**, LEBERT A., BIMBENET J.J. (1991), Simulation of plum drying in deep bed, *Drying Technology*, 9(4)947-971.

Chapitre dans un Ouvrage

- **LAGUERRE O.** (2008), Consumer Handling of Frozen Foods, in *Frozen Food Science and Technology*, Edited by: Judith Evans (Food Refrigeration Process Engineering Research Centre, University of Bristol, UK), Blackwell Publishing
- **LAGUERRE O.** (2009), Heat transfer and air flow by natural convection in a domestic refrigerator, in *Mathematical Analysis of Food Processing*, Edited by Mohammed Farid, Professor of Chemical Engineering (The University of Auckland, New Zealand), CRC Press LLC, 2000 N.W. Corporate Blvd. Boca Raton, FL 33431.

Revue Technique

- BEN AMARA S., **LAGUERRE O.**, et FLICK D. (2005), Influence du rayonnement sur les échanges thermiques et les écoulements dans les réfrigérateurs à froid statique, *Revue Générale du Froid*, n°1055, p. 25-30.
- **LAGUERRE O.**, GAHARTIAN J., SROUR S. (2003), Etude expérimentale sur la performance des réfrigérateurs domestiques, *Revue Générale du Froid*, 1037, 22-28.
- Derens E., **LAGUERRE O.**, Palagos B. (2001), Température dans les réfrigérateurs ménagers, *Revue Générale du froid*, n° 1017, 55-61.
- **LAGUERRE O.**, FLICK D. (1997), Propriétés thermiques de produits composites, *Revue Générale du Froid*, 974, 17-20.

Communication dans une conférence

- FLICK D., BEN AMARA S., **LAGUERRE O.** (2009), Etude expérimentale et numérique des transferts de chaleur et de vapeur d'eau par convection naturelle dans une enceinte remplie d'obstacles, SFT, Vannes 26-29 Mai 2009.

- **LAGUERRE O.**, BEN AISSA M. F., FLICK D (2008), Methodology of temperature prediction in an insulated container equipped with PCM, Model-It (Application of Modelling as an Innovative Technology in the Agri-Food Chain, Madrid, 9-11 June.
- **LAGUERRE O.**, DE LEGLISSE B., BEN AMARA S., FLICK D. (2006), Heat and moisture transfers in closed cavity representing domestic refrigerator. IUFOST (17-21 Septembre, Nantes).
- **LAGUERRE O.**, FLICK D. (2006), Frost formation on frozen particle food during home storage. IUFOST (17-21 Septembre, Nantes).
- BEN AMARA S., **LAGUERRE O.**, CHARRIER-MOJTABI M-C., LARTIGUE B., FLICK D. (2005), Numerical and experimental study of airflow in a domestic refrigerator model, *Congrès Eurotherm77 (Heat and Mass Transfer in Food Processing)*, 20-22 juin, Université de Parma-Italy, p. 141-146.
- BEN AMARA S., **LAGUERRE O.**, CHARRIER-MOJTABI M-C., LARTIGUE B. (2005), Visualisation des écoulements dans une maquette de réfrigérateur domestique par PIV, *11^{ème} édition du Congrès FLUVISU (Visualisation et Traitement d'Images en Mécanique des Fluides)* 7-9 juin, Lyon.
- BEN AMARA S., **LAGUERRE O.**, MOUREH J., FLICK D. (2005), Numerical and experimental study of heat transfer in a domestic refrigerator, *Model-It : The third international symposium on Applications of Modelling as an Innovative Technology in the Agri-Food Chain*, 29 mai – 2 juin, Leuven-Belgium, Eds: M.L.A.T.M Hertog and B.M. Nicolai, p. 467-474.
- BEN AMARA S., FLICK D., MOUREH J., ALVAREZ G., **LAGUERRE O.** (2004), Numerical simulation and experiment in domestic refrigerators, *International Congress on Engineering and Food –ICEF 9*, 7-11 mars, Montpellier, CD-ROM.
- FLICK D., DOURSAT Ch., BEN AMARA S., **LAGUERRE O.**, ALVAREZ G. (2003), Modélisation empirique des transferts thermiques dans un empilement de produits alimentaires, *6^{èmes} Journées Milieux Poreux*, 12-14 novembre, Toulouse. p. 44-45.
- BEN AMARA S., FLICK D., ALVAREZ G., **LAGUERRE O.** (2003), Heat transfer and Air flow in domestic refrigerators, *21st IIR International Congress of Refrigeration*, 17-22 août, *Washington-DC USA*, CD-ROM.
- BEN AMARA S., **LAGUERRE O.**, FLICK D. (2003), Echanges convectifs à faible vitesse d'air dans un empilement d'objets, *Congrès de la Société Française de Thermique-Thermique et micro technologies*, 3-6 juin, Grenoble, Elsevier, p. 471-476.
- **LAGUERRE O.**, MOUREH J., DERENS E., LAHAYE B. (2002), Modélisation des transferts thermiques au cours de la logistique d'un produit réfrigéré, *Rencontres AGORAL 2002 : Prévision analyse et gestion du risque alimentaire*, Nancy, p. 469-474.
- DERENS E., **LAGUERRE O.**, PALAGOS B. (2001), Température dans les réfrigérateurs ménagers, *Analyse des facteurs influençant la température dans des réfrigérateurs des ménages*, Bull. Acad. Natle Med., 185, n°2, 311-322.
- OPATOVA H., **LAGUERRE O.**, DERENS E., DEMNEROVA K., MOUREH J., COMMERE B (1999), Temperature monitoring and modeling of chilled food in the cold chain, 20th international congress of refrigeration IIF-IIR, Sydney, AUS, 21-24 Septembre.

- **LAGUERRE O.**, MOUREH J., SROUR S., DERENS E., COMMERE B. (1998), Predictive modelling in refrigerated display cabinet, Proceeding IIF "Advances in the refrigeration systems food technologies and cold chain", Sofia, BGR, 23-26 Septembre.
- **COMMERE B.**, **LAGUERRE O.**, BEAUFORT A., DELIGNETTE MULLER M.L., ROSSO L., De GINESTEL P (1998), Evaluation of microbiological danger in refrigerated products along the cold chain, Symposium IIR Commission C2-E- D2-3 "Hygiene, quality and security in the cold chain and in air conditioning", Nantes.
- **DERENS E.**, **LAGUERRE O.**, MOUREH J. (1998), Critical points in the cold chain, Meeting "The preservation of frozen food quality and safety throughout the distribution chain", Athens, GRC, 26-28 mars.
- **LAGUERRE O.**, FLICK D. (1997), Estimation des propriétés thermiques de produits alimentaires composites, Récents Progrès en Génie des procédés, Paris Cité des Sciences et de l'Industrie, 24-26 septembre, Bimbenet J.J. & Muratet G. (Eds), 11(53) 33-38.
- **TECHASENA O.**, FLICK D. (1995), Estimation de température de surface d'un solide lors d'un traitement flash à la vapeur, Séminaire inter-chercheurs. Les modèles au Cemagref : formulation validation pertinence tome 1, Gif-sur-Yvette, Cemagref Edition.
- **TECHASENA O.**, FLICK D. (1994), Estimating a solid surface temperature during rapid vapor treatment, ACOFOP symposium 3 automatic control of food and biological processes, Paris.
- **LAGUERRE J.C.**, **TECHASENA O.**, LEBERT A., BIMBENET J.J. (1992), Compartmental modelling in pineapple drying, 8th International Drying Symposium IDS'92, Montreal, Canada.
- **CHAABOUNI M.**, FLICK D., **TECHASENA O.** (1992), Particles flow in industrial grain driers, 8th International Drying Symposium IDS'92, Montreal, Canada.
- **TECHASENA O.**, LEBERT A., BIMBENET J.J., (1990), Simulation of deep bed drying of particles, Engineering and Food, vol.2, Ed. Spiess W.E.L. and Schubert H., Elsevier, London.
- **TECHASENA O.**, LEBERT A., BIMBENET J.J. (1987), Simulation of deep bed drying of particles, International Symposium on Preconcentration and Drying of Foods Materials, Eindhoven, Pays-Bas.
- **TECHASENA O.**, LEBERT A., BIMBENET J.J. (1989), Modélisation du séchage en couche épaisse des produits agro-alimentaires: Application à la carotte et à la prune d'ente, Congrès National de Génie Chimique.
- **TECHASENA O.**, LEBERT A., BIMBENET J.J. (1989), Simulation of deep bed drying of particles, ICEF'5, Cologne.
- **TECHASENA O.**, LEBERT A., BIMBENET J.J. (1988), Simulation of deep bed drying of particles, International Drying Symposium, Versailles.

CHAPITRE II

COMPLEMENTARITE ENTRE EXPERIENCE ET MODELISATION

II. COMPLEMENTARITE ENTRE EXPERIENCE ET MODELISATION.

Ce chapitre présente une synthèse de ma démarche d'acquisition de connaissances. Mon thème de recherche a pour objectif de caractériser certaines variables (température, vitesse, humidité et flux thermique) qui conditionnent les évolutions organoleptique et sanitaire de produits alimentaires en fonction des conditions opératoires et de la géométrie des équipements frigorifiques. Pour mener à bien ma recherche j'associe expérimentation et modélisation. La plupart du temps, l'expérimentation est menée sur des dispositifs originaux qu'il faut d'abord concevoir, réaliser et instrumenter avant d'effectuer les campagnes de mesures et l'analyse des résultats. L'expérimentation est essentielle pour comprendre les mécanismes physiques mis en jeu, pour proposer des corrélations traduisant ces phénomènes, pour identifier les paramètres des modèles et pour les valider. La modélisation est développée en étroite collaboration avec d'autres membres de GPAN et de l'UMR GENIAL. Les modèles ne sont pas établis séparément des expérimentations ; au contraire, ils évoluent au fur et à mesure de l'analyse des résultats expérimentaux et inversement les résultats numériques suggèrent de nouvelles expérimentations. Ces allers-retours d'informations en permanence me semblent particulièrement fructueux.

Ce chapitre présente succinctement ma démarche expérimentale et de modélisation.

Les études ont été effectuées aussi bien sur des maquettes (autoclave, réfrigérateur) que sur des équipements réels (réfrigérateur domestique, conteneur isotherme). Les études réalisées sur maquette permettent, d'une part, de mieux comprendre les phénomènes mis en jeu car les conditions aux limites et la géométrie sont plus simples. Elles permettent, d'autre part, de mettre au point une méthodologie expérimentale et numérique. Les études réalisées sur les équipements permettent d'appliquer la méthodologie développée dans des conditions réelles d'utilisation.

Des méthodologies de mesures par différents techniques ont été mise au point: capteur infrarouge (température de surface), anémomètre, PIV (champ de vitesse d'air), sphère chauffante (coefficient de transfert), fluxmètre, granulomètre (taille et concentration des particules). Certains capteurs (sphères chauffantes par exemple) ont été conçus et fabriqués au laboratoire, d'autres ont nécessité des adaptations particulières pour leur utilisation (capteur infrarouge). Dans tous les cas, on doit analyser les différents biais et artefacts de mesure.

Les résultats expérimentaux ont permis d'obtenir des informations qui peuvent avoir des conséquences technologiques assez directes. A titre d'exemple, les profils de température et de vitesse d'air mesurés près des parois froide et chaude de la maquette de réfrigérateur, permettent de connaître l'épaisseur des couches limites. Les produits conservés dans un réfrigérateur doivent donc être placés à une distance plus grande que cette épaisseur afin d'éviter le blocage de la circulation d'air et la congélation des produits. La mesure de l'évolution du front de propagation des zones chaudes dans un conteneur isotherme exposé à des températures ambiantes élevées permet d'envisager une amélioration ciblée de l'isolation ou un positionnement plus judicieux des accumulateurs de froid (PCM).

Des méthodologies numériques mises au point en complément des expériences permettent de:

- formaliser la connaissance acquise à l'échelle d'un équipement et d'intégrer celles-ci dans le cadre d'un système plus vaste (tronçon de la chaîne du froid composé de plusieurs équipements).
- prédire les variables physiques résultants d'autres conditions opératoires (température ambiante externe, température de réglage du thermostat etc.) ou des géométries non

explorées (dimension et position de la paroi froide etc.). Bien entendu, ceci ne peut se faire qu'après une validation expérimentale.

- avoir accès à des variables difficilement mesurables, par exemple, la vitesse d'air dans des pores, le flux radiatif échangé dans le milieu etc.

Les modèles développés peuvent être classés en différentes catégories selon les échelles de description du produit (Fig. 1):

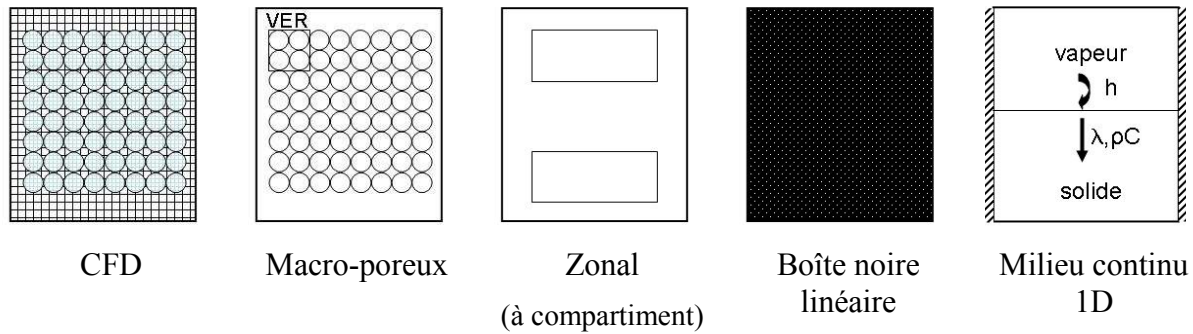


Fig. 1: Modèles développés à différentes échelles de description du produit.

- **Modèle CFD.** Chaque phase (solide et fluide) est maillée en volumes élémentaires. La taille de ces volumes est plus petite que celle des produits, ce qui permet une prédiction des champs de température, de vitesse et d'humidité à échelle des pores et des produits. Par ailleurs, il n'est pas nécessaire de connaître les lois d'échanges entre une surface (paroi, produit) et le fluide (air). Il suffit de définir les conditions initiales et aux limites (température, flux). Compte tenu du nombre de mailles (typiquement plus d'un million pour une cavité remplie de produits), l'avantage du modèle CFD est la finesse de la prédiction des phénomènes et l'inconvénient est le temps de calcul. Nous avons utilisé la CFD (code Fluent) pour réaliser des simulations dans une maquette de réfrigérateur et dans un réfrigérateur réel (vide ou rempli de produits).
- **Modèle zonal (ou à compartiment).** Il n'y a pas besoin de mailler dans ce type de modèle car le domaine étudié est divisé en plusieurs zones et chaque zone est représentée par des paramètres moyens (ou effectifs). Nous avons utilisé ce modèle pour un réfrigérateur chargé dans lequel l'enceinte est divisée en 2 zones (haut et bas). Ce modèle permet d'avoir un temps de calcul très court facilitant ainsi son utilisation pour la prédiction de l'évolution de température dans une chaîne de froid composée de plusieurs maillons. En effet, le modèle CFD est trop coûteux en temps de calcul, il n'est pas adapté quand on étudie plusieurs maillons à la fois.

Nous présentons les modèles CFD et zonal dans le chapitre 3 "Transferts de chaleur et de matière dans une enceinte par approches CFD et zonale: application aux réfrigérateurs domestiques".

- **Modèle "macro-poreux".** Dans ce modèle, un volume élémentaire représentatif (VER) peut être composé de 2 phases (solide et fluide). La taille de ce volume peut donc être plus grande que celle des produits et le nombre de mailles est petit par rapport au modèle CFD. Pour faire fonctionner le modèle, il est nécessaire de connaître les lois d'échanges (par des mesures ou par des corrélations de la littérature): coefficient de transfert de chaleur entre surface du produit et air, entre paroi de la cavité et air par exemple. Compte tenu du nombre de maille, la prédiction par le modèle "macro-

poreux" est moins fine que celle de la CFD, mais le temps de calcul est beaucoup moins important. Cette approche est applicable à de grandes enceintes contenant des milliers de produits (chambre froide, véhicule frigorifique) alors que l'approche CFD directe (maillage de chaque produit) est alors impossible. Nous avons utilisé ce modèle pour faire des simulations des écoulements et des transferts dans une cavité complètement remplie de produits et nous avons comparé les résultats avec ceux obtenus par le modèle CFD. Nous développons cette partie dans le chapitre 4: "Transferts de chaleur et de matière dans une enceinte par approche macro-poreux".

- **Modèle boîte noire.** Contrairement aux 3 approches décrites précédemment, il n'y a pas de modélisation physique des transferts entre différents volumes de contrôle du système. On considère un ou plusieurs paramètres d'entrées (température ambiante externe par exemple) et on prédit un paramètre de sortie (température du chargement). Ceci se fait par un modèle mathématique de système dynamique sur lequel on aura fait des hypothèses simplificatrices (linéarité par exemple) et dont les paramètres (ou les fonctions de transfert) sont à identifier expérimentalement. Cette approche permet de s'affranchir des difficultés de détermination des propriétés thermo-physiques du chargement tels que la capacité thermique, la conductivité thermique et de la lourdeur de la description géométrique détaillée. Ce modèle a été utilisé pour prédire l'évolution de température dans un conteneur isotherme chargé de produits pharmaceutiques et exposé à des températures ambiantes variables. En effet, la géométrie du chargement dans ce type de conteneur est très complexe: 20 cartons regroupant chacun un très grand nombre d'unités individuelles (une centaine par carton). En plus, les échelles sont très différentes : environ 1 m d'arrête pour le conteneur (épaisseur de paroi 5 cm), environ 30 cm d'arrête pour un carton de groupage (épaisseur 1 mm) et environ 2 cm de diamètre pour un flacon de produit. Le modèle développé fait objet d'un transfert au fabricant de conteneurs permettant à l'opérateur d'avoir une information sur l'évolution de la température du chargement lors d'un circuit logistique donné. Nous développons cette partie dans le chapitre 5: "Transferts de chaleur dans une enceinte par approche boîte noire linéaire: application au conteneur isotherme".
- **Modèle milieu continu 1D.** Ce modèle considère uniquement le transfert thermique par conduction unidirectionnelle dans le produit solide. Nous avons utilisé ce modèle pour prédire la température de surface de produit lors de la stérilisation superficielle à la vapeur. Nous développons cette partie dans le chapitre 6: "Transferts de chaleur dans une enceinte par approche milieu continu 1D: application à la stérilisation superficielle à la vapeur des produits carnés".

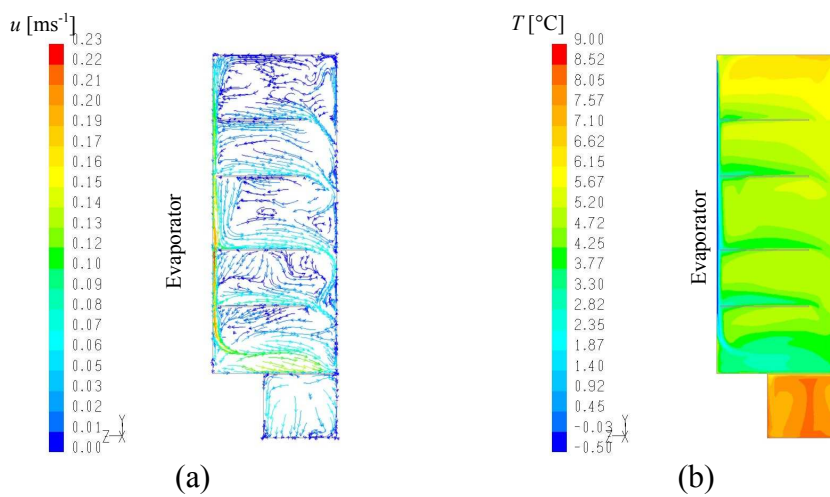
Les paramètres nécessaires pour alimenter certains modèles développés peuvent être fixes (conductivité thermique, capacité thermique etc.) ou en fonction d'autres variables (masse volumique de l'air fonction de la température et de l'humidité, coefficient de transferts fonction de la vitesse). Les valeurs de ces paramètres peuvent être, d'une part, approchées en utilisant des corrélations proposées par la littérature, d'autre part, en les mesurant. Ces mesures sont indispensables dans certains cas en raison des particularités de l'application (absence de résultats bibliographiques dans une configuration suffisamment proche).

Tous les modèles mis au point ont été validés en comparant les résultats de prédiction avec les résultats expérimentaux. Dans les chapitres suivants, nous présentons le développement des différents types de modèles et l'expérimentation pour mesurer les paramètres nécessaires du modèle et la validation.

A titre d'exemple, nous avons utilisé le modèle CFD pour prédire les champs de température, de vitesse et d'humidité dans un réfrigérateur à froid statique (Fig 2). La simulation CFD a

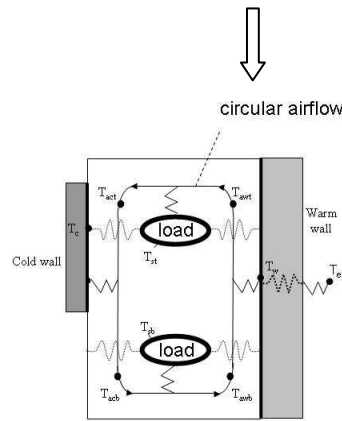
montré une boucle de circulation principale. L'air circule du haut vers le bas près de la paroi froide. L'air circule du bas vers le haut près de la porte. L'air circule également de façon transversale de la porte vers la paroi froide avec une vitesse très faible ($\sim 0.02 \text{ m.s}^{-1}$). Le champ numérique de température confirme celui de la vitesse: stratification de température suivant la hauteur de l'enceinte avec la zone froide en bas et la zone chaude en haut. Bien entendu, les champs numériques de vitesse et de température ont été comparés avec les champs expérimentaux afin de valider les modèles.

Comme indiqué précédemment, le modèle CFD permet d'avoir une connaissance fine des écoulements et des transferts, mais, l'utilisation peut être limitée par le temps de calcul. Afin de proposer une autre alternative, nous avons développé un modèle zonal pour caractériser de façon plus simple les transferts thermiques. Le modèle représente les mêmes phénomènes observés expérimentalement et numériquement par le modèle CFD: écoulement circulaire dans l'enceinte et différence de température du chargement situé en haut et en bas. Les limites de simplification du modèle ont été vérifiées en comparant les résultats de prédiction avec ceux obtenus expérimentalement. Ce modèle sera, par la suite, intégré dans la modélisation des transferts dans la chaîne du froid permettant ainsi de suivre l'évolution de température de produits de la production jusqu'à la consommation. Cette intégration sera présentée dans la partie perspective (chapitre 7).

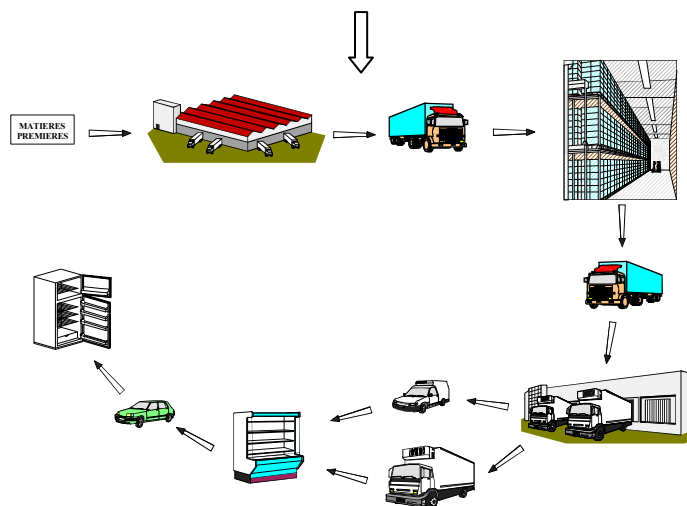


Modèle CFD:

Champs de vitesse (a) et de température (b) sur le plan de symétrie d'un réfrigérateur



Modèle zonal



Modélisation de la chaîne du froid

Fig. 2: Simplification de l'approche CFD par une approche zonale pour un réfrigérateur domestique et intégration du modèle zonal dans un modèle de la chaîne du froid.

CHAPITRE III

TRANSFERTS DE CHALEUR ET DE MATIERE DANS UNE ENCEINTE PAR APPROCHES CFD ET ZONALE: APPLICATION AUX REFRIGERATEURS DOMESTIQUES

III. TRANSFERTS DE CHALEUR ET DE MATIERE DANS UNE ENCEINTE PAR APPROCHES CFD ET ZONALE: APPLICATION AUX REFRIGERATEURS DOMESTIQUES

Les produits conservés dans un réfrigérateur ont des dimensions, des formes, des arrangements et des taux de remplissage variables. La température de l'air dans l'appareil est variable du fait du cycle de marche et d'arrêt de compresseur. Pour éviter d'analyser directement des conditions aussi complexes, nous avons travaillé d'abord sur une maquette de réfrigérateur. Celle-ci permet de reproduire les mêmes phénomènes que ceux observés dans un réfrigérateur mais dans des conditions plus simples et bien maîtrisées. Nous avons, ensuite, travaillé sur des réfrigérateurs réels. Nous utilisons une démarche à complexité croissante, les configurations suivantes ont été étudiées:

- Enceinte vide (cf. articles n° 8 et 14 dans la liste des publications).
- Enceinte chargée de produits échangeant uniquement de la chaleur avec l'air (cf. articles n°6, 10 et 12).
- Enceinte chargée de produits échangeant de la chaleur et de l'humidité avec l'air par évaporation et par condensation (cf. articles 1, 3, 4 et 9).

Les résultats expérimentaux obtenus nous ont permis, d'une part, la compréhension des phénomènes qui ont lieu dans l'enceinte et, d'autre part, de faire la comparaison avec les résultats des modèles CFD et zonal. Nous présentons ci-dessous, la démarche expérimentale, les modèles CFD et zonal mis au point et, enfin, une comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques.

3.1. Expérimentation.

La maquette (dimension interne: 1m x 0.5m x 0.5m) est composée de trois faces latérales en double vitrage et d'une quatrième face en aluminium (Fig. 3). Derrière cette paroi en aluminium circule un mélange eau-glycol permettant de maintenir une basse température simulant ainsi l'évaporateur d'un réfrigérateur. Les parois en double vitrage permettent non seulement une bonne isolation, mais également une visualisation de l'écoulement d'air. Cette maquette nous a permis de caractériser expérimentalement les écoulements (mesure de vitesse d'air à l'aide d'une PIV), les transferts de chaleur (mesure de température à l'aide de thermocouples) et les transferts de masse (mesure de l'humidité de l'air à l'aide d'hygromètres). La figure 4 présente une expérimentation sur la maquette chargée de cylindres en plâtre. Pour étudier l'effet combiné de transferts de chaleur et d'humidité dans l'enceinte, un bac d'eau est placé en bas de la maquette (simulant une évaporation des produits non emballés notamment les fruits et légumes).

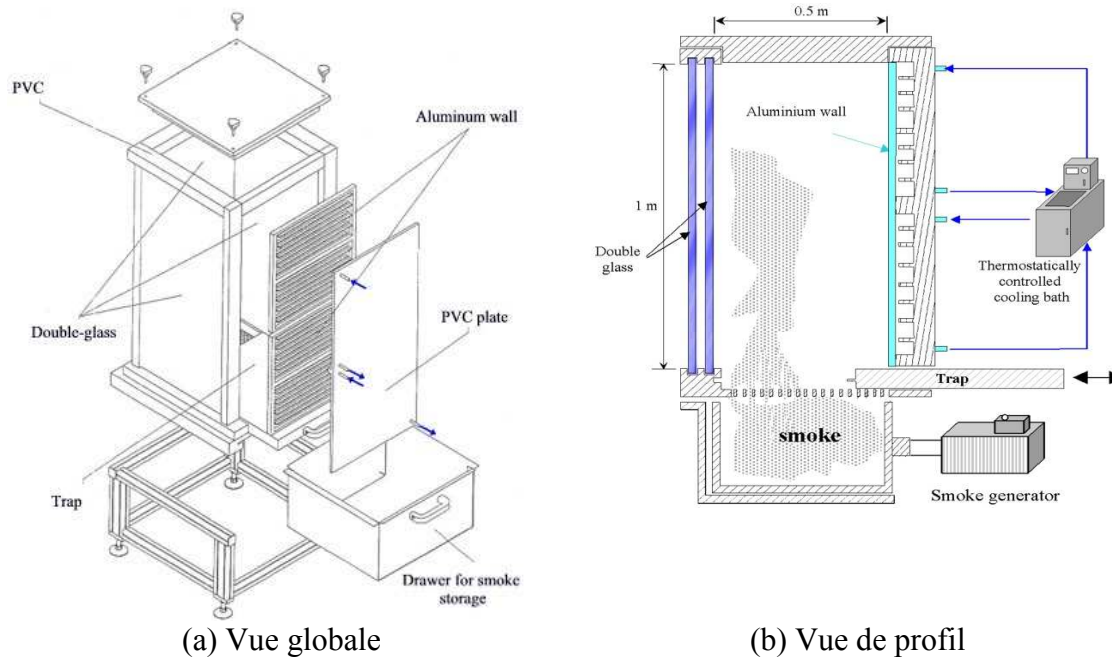


Fig. 3: Maquette de réfrigérateur.

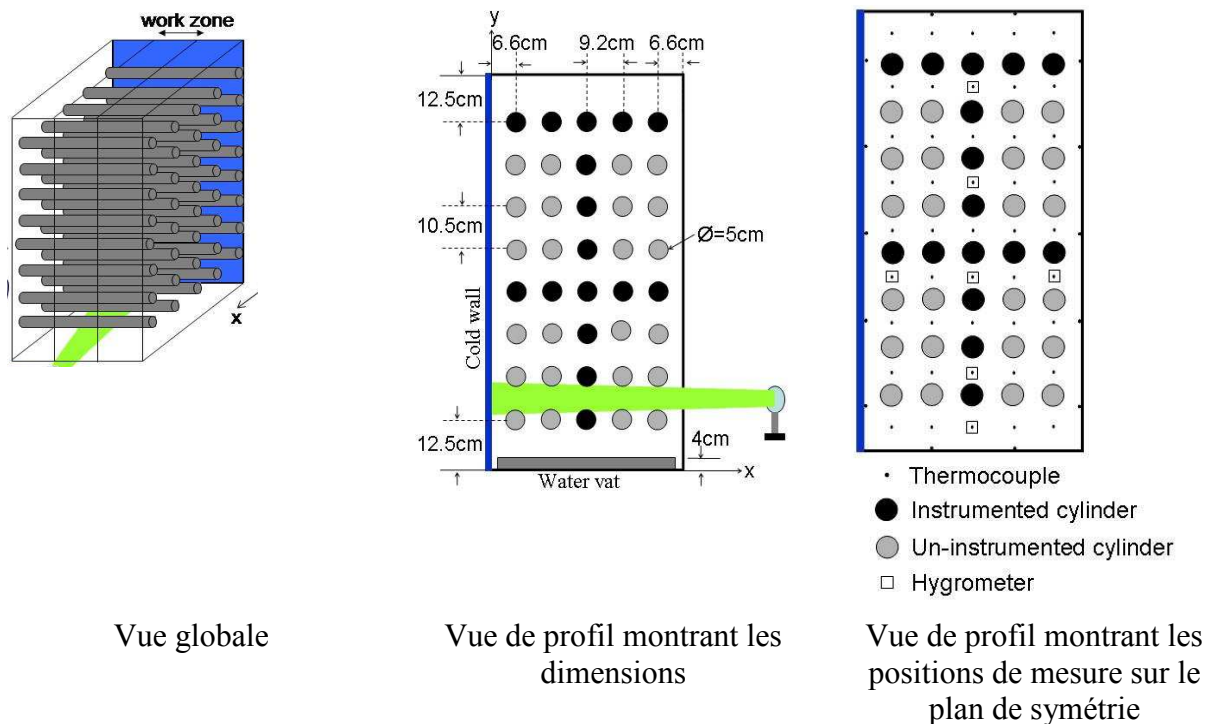


Fig. 4 : Montage expérimental pour l'étude du couplage de transferts de chaleur et d'humidité: maquette de réfrigérateur chargée de cylindres en plâtre en présence d'un bac d'eau.

Un réfrigérateur à froid statique (sans ventilateur, Fig. 5) a été utilisé pour effectuer des mesures de températures de l'air, du produit et des parois (évaporateur, porte, parois latérales). La mesure de vitesse d'air par la PIV n'est pas réalisable dans ce cas car elle nécessite des parois transparentes. L'influence de la température ambiante externe et de réglage du thermostat a été étudiée.

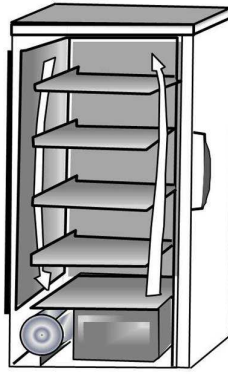


Fig. 5: Réfrigérateur à froid statique.

Mesure de vitesse d'air

Cette mesure a été effectuée dans la maquette de réfrigérateur par un système PIV. Ce système est composé d'un camera CDD (12 bits double matrices de 1376 x 1024 pixels) permettant d'une acquisition de 2 images successives dans un laps de temps très court (quelques ms) et d'un laser permettant d'éclairer un plan pendant de courtes impulsions. La séquence d'acquisition des images est synchronisée avec les 2 impulsions laser. Le champ de vitesse instantané a été obtenu par inter-corrélation de 2 images successives de particules de fumée présentes dans le plan d'éclairé. Dans notre cas, une bonne mesure de vitesse a été obtenue avec une image de dimension 10 x 7.4 cm (largeur x hauteur) et avec un temps inter images de 1 ms. Le calcul de chaque vecteur de vitesse a été réalisé à partir d'une fenêtre de dimension 32 x 32 pixels avec 50% de recouvrement entre les fenêtres. Ainsi, il y a 16 pixels (1.2 mm) entre 2 vecteurs calculés et le champ moyen a été calculé à partir de 60 couples d'images.

La camera et le laser peuvent être déplacés à l'aide d'un système de déplacement permettant de changer la position de mesure. Ainsi, le champ de vitesse sur le plan de symétrie de la maquette de réfrigérateur a été dressé. Afin d'éviter les perturbations de vitesse d'air dû à la présence de thermocouples, l'expérience de mesure de vitesse a été effectuée séparément de celle de mesure de température.

Mesure de température

Nous avons utilisé des thermocouples calibrés (type T, diamètre 1 mm, précision $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$) pour mesurer la température de l'air, des parois et du produit à différentes positions dans la maquette et dans les équipements réels (réfrigérateur, conteneur isotherme). Nous avons toujours pris soin de ne pas utiliser un trop grand nombre de thermocouples pour ne pas perturber la circulation d'air.

Mesure d'humidité

L'humidité de l'air a été mesurée à l'aide d'hygromètres calibrés.

Conditions expérimentales

Les expériences ont été réalisées dans une cellule d'essai à température ambiante contrôlée. Nous avons fait des mesures aussi bien en régime transitoire que permanent et l'enceinte était vide ou chargée. L'influence de plusieurs paramètres sur les champs de température, de vitesse et d'humidité a été étudiée:

- Température de la paroi froide (lié au réglage du thermostat par le consommateur).

- Température ambiante extérieure (lié aux conditions environnementales).
- Dimension de la paroi froide (lié à la conception).
- Présence d'une source d'humidité dans l'enceinte (simulant les produits non emballés notamment les fruits et légumes).

3.2. Modèle CFD

Nous utilisons le code commercial CFD Fluent comme outil de simulation. Pour cela, la géométrie étudiée (phases solide et fluide) est maillée en volumes élémentaires et la discrétisation des équations non linéaires de bilan de chaleur, de masse et de quantité de mouvement (Annexe 1) sur chaque maille est réalisée par la méthode des volumes finis. On utilise un solveur séquentiel et les itérations sont effectuées jusqu'à ce que le critère de convergence fixée soit atteint.

En convection naturelle, les échanges ont lieu en particulier au voisinage des parois, il est donc nécessaire de mailler finement ces zones pour bien représenter les phénomènes. La grande dimension de la maquette de réfrigérateur et du réfrigérateur réel nous a conduit à avoir un grand nombre de mailles (plus d'un million dans l'enceinte chargée de produits).

Les principaux phénomènes pris en compte dans cette approche et les hypothèses correspondantes sont les suivantes :

- Résolution des équations de Navier Stokes dans l'air et de l'équation de l'énergie dans les phases solide et fluide.
- Dans le cas de l'enceinte chargée de produit échangeant uniquement de la chaleur avec l'air, la géométrie est tridimensionnelle. Afin de limiter le temps de calcul, nous avons effectué des simulations en 2D dans le cas du couplage des transferts de chaleur et d'humidité.
- On tient compte de la convection naturelle générée par des différences de température en utilisant l'approximation de Boussinesq. La loi des gaz parfaits est utilisée pour décrire la variation de la masse volumique de l'air en fonction de la température et de l'humidité.
- L'écoulement est supposé laminaire car le nombre de Rayleigh dans la maquette (basé sur la hauteur de la maquette (1m) et la différence entre la température de la paroi froide (-10°C) et de la température moyenne interne des autres parois ($\approx 2.6^\circ\text{C}$) est au maximum de 3.36×10^8 . Cependant, la résolution est transitoire ce qui permet de rendre compte d'éventuelles instationnarités.
- On tient compte de l'inertie mécanique et thermique du fluide.
- On n'introduit aucune loi empirique de transfert entre le fluide et les surfaces des particules ou de l'enceinte (les couches limites sont supposées être discrétisées assez finement).
- La conduction au sein des objets est tridimensionnelle, celle entre objets peut s'effectuer au niveau d'une surface de contact
- On tient compte du rayonnement entre toutes les surfaces (enceintes et objets) qui sont supposées grises (non spéculaires). L'absorption et la diffusion par l'air ne sont pas prises en compte.

Les différentes simulations ont été réalisées en régime instationnaire bien que l'on s'intéresse le plus souvent au régime permanent obtenu pour des conditions aux limites constantes.

3.3. Résultats expérimentaux et comparaison avec les résultats du modèle CFD

L'enceinte vide ou chargée de produits (en présence et en absence d'humidité) a été étudiée aussi bien dans la maquette de réfrigérateur que dans un réfrigérateur réel. De nombreux résultats expérimentaux et numériques ont été obtenus, nous ne présentons ici que certains résultats obtenus sur la maquette de réfrigérateur.

3.3.1. Maquette de réfrigérateur vide

Le champ de vitesse moyenne de l'air mesuré par PIV sur le plan de symétrie de la maquette de réfrigérateur vide en régime permanent est présenté dans la figure 6 pour le cas où la totalité de la paroi froide est maintenue à 0°C. Globalement, l'écoulement est laminaire (peu de fluctuations de vitesse par rapport au champ moyen). Les résultats sont en accord avec la littérature: écoulement circulaire dans l'enceinte. Près de la paroi froide, l'écoulement est descendant et la vitesse de l'air augmente dans son parcours pour atteindre la valeur maximale de $\sim 0.20 \text{ m.s}^{-1}$ en bas. L'écoulement est ascendant près de la paroi chaude et la vitesse diminue dans son parcours. L'air est pratiquement stagnant en haut de la maquette de réfrigérateur. Il y a également un écoulement transversal de la paroi chaude à la paroi froide pour joindre la circulation circulaire principale. Des boucles de recirculations secondaires sont observées en bas de la maquette (pour une hauteur $\leq 10 \text{ cm}$). Ces boucles apparaissent environ toutes les 2s et se déplacent dans la même direction que la circulation principale de la paroi froide à la paroi chaude. Cette instationnarité a été confirmée par la mesure de température de l'air par des thermocouples très fins qui montrent une grande variation en bas de la maquette.

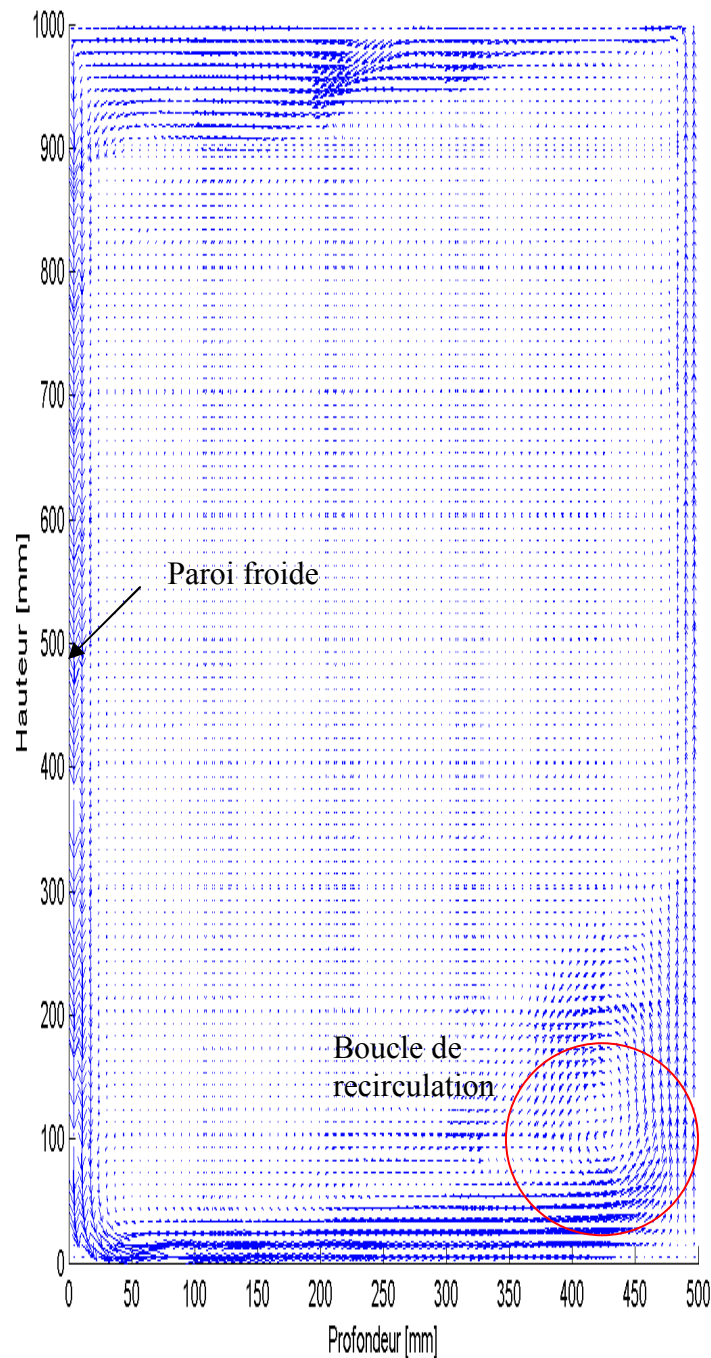


Fig. 6: Champ de vitesse sur le plan de symétrie de la maquette vide mesuré par la PIV (paroi froide à 0°C, température ambiante extérieure à 20°C).

Le profil de vitesse verticale (u_y) dans la couche limite près de la paroi froide et près de la paroi en double vitrage située à l'opposé est présenté dans la figure 7. Près de la paroi froide, l'épaisseur de la couche limite augmente dans le sens de l'écoulement descendant de l'air pour atteindre une valeur maximale d'environ 3 cm à 10 cm de hauteur. Près de la paroi en double vitrage, l'ordre de grandeur de la vitesse est beaucoup moins important (environ 0.05 m.s^{-1}). L'épaisseur de la couche limite hydrodynamique diminue avec la hauteur et elle est du même ordre de grandeur que celle près de la paroi froide (en partie basse $y=10 \text{ cm}$, il n'y a pas

véritablement de couche limite près de la paroi en double vitrage à cause des recirculations d'air à cette position).

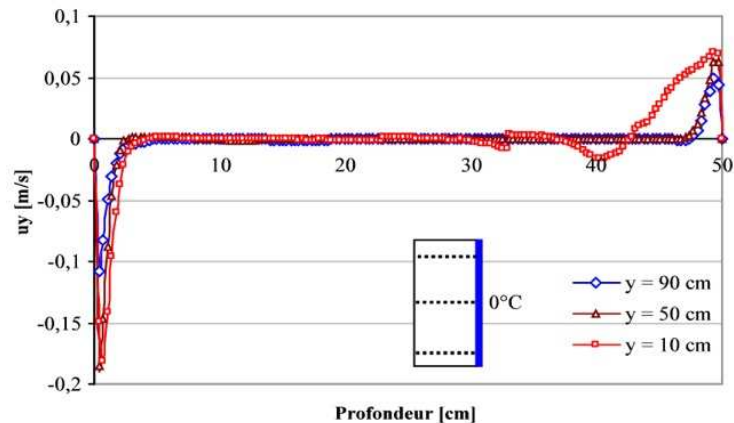


Fig. 7 : Profil de vitesse verticale (u_y) à 3 hauteurs de la maquette de réfrigérateur vide.

En régime permanent, une stratification de température est observée dans la maquette: l'air est plus froid en bas et plus chaude en haut (Fig. 8). L'épaisseur de la couche limite est du même ordre de grandeur que celle de la couche limite hydrodynamique (~ 2 cm). Si la température de la paroi froide est négative (-10°C en fin de cycle de marche du compresseur dans un réfrigérateur réel par exemple), la température de l'air peut être inférieure à 0°C . Cela peut entraîner une congélation de produit placé trop près de cette paroi.

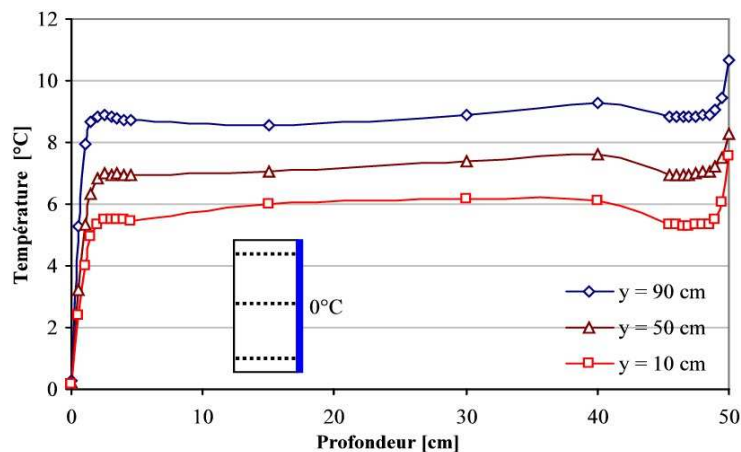


Fig. 8: Profil de température de l'air dans la maquette de réfrigérateur vide à 3 hauteurs montrant les couches limites près de la paroi froide et près de la paroi en double vitrage.

Des simulations CFD Fluent en régime transitoire ont été effectuées et seuls les résultats obtenus après la convergence ont été pris en compte. Soixante champs de vitesse numérique ont été sauvegardés tous les 250 ms, puis, le champ moyen calculé a été comparé avec celui obtenu expérimentalement (moyennes de 60 paires d'images mesurées par PIV). Pour la maquette de réfrigérateur vide, la figure 9 présente une comparaison entre les normes de vitesse expérimentale et numérique dans le cas où la paroi froide est maintenue à 0°C . Globalement il y a un bon accord entre les résultats expérimentaux et numériques. La vitesse maximale expérimentale est de $0.20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ et la valeur prédite est de $0.22 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

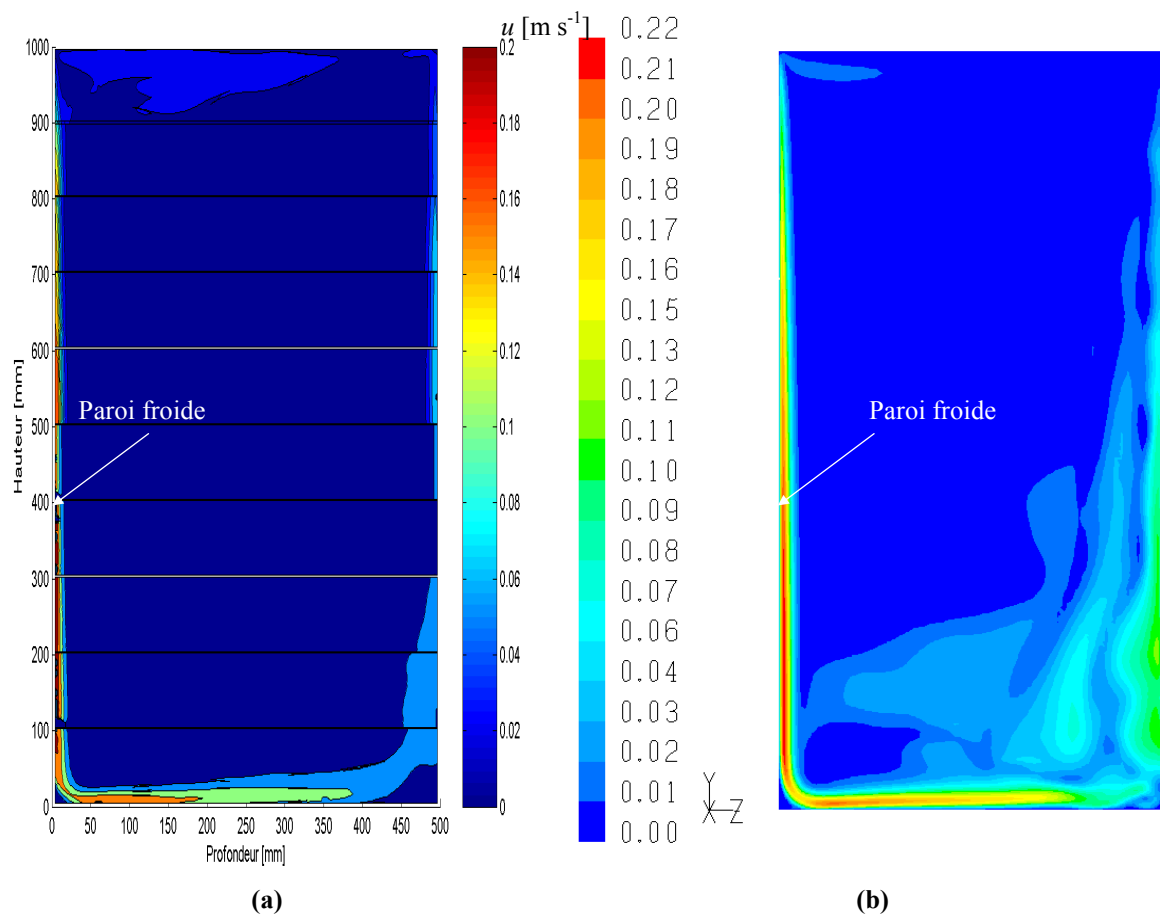


Fig. 9: Comparaison de la norme de la vitesse sur le plan de symétrie de la maquette de réfrigérateur vide, paroi froide à 0°C (a)- mesures PIV (b)- simulation CFD.

La figure 10 présente une comparaison des profils de vitesse verticale expérimentale et numérique à une hauteur de 10 cm de la maquette vide. La vitesse maximale (près des parois) est légèrement surestimée par la simulation. La différence entre la vitesse expérimentale et calculée est plus remarquable près de la paroi chaude. Ceci peut être expliqué par l'instabilité de l'écoulement à cette hauteur.

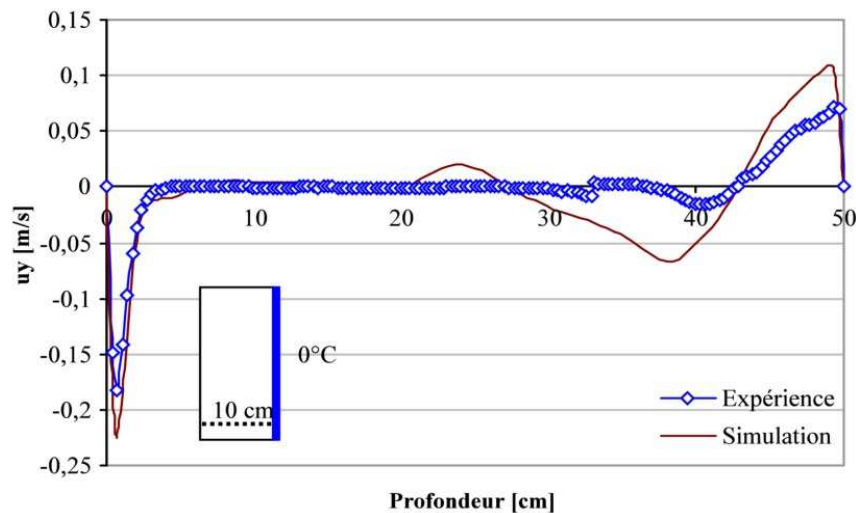


Fig. 10: Comparaison Expérience/Simulation du profil de vitesse verticale pour la hauteur de 10 cm lorsque la totalité de la paroi froide est maintenue à 0°C.

D'une façon générale, les différences entre les résultats expérimentaux et ceux obtenus par les simulations (CFD Fluent), aussi bien au niveau des vitesses que des températures, peuvent s'expliquer par différentes raisons :

□ Incertitudes expérimentales :

- ✓ Faible résolution spatiale et nécessité de présence de suffisamment de particules pour la mesure PIV des vitesses.
- ✓ Perturbation de l'écoulement par les thermocouples pour la mesure de température.

□ Incertitudes sur les paramètres et les conditions aux limites utilisées pour la simulation :

- ✓ Coefficient de transfert entre la paroi interne de la maquette et l'air extérieur: ce coefficient est calculé en prenant la somme des résistances thermiques du verre, de l'air entre les vitres, de la plaque en polystyrène extrudé isolante et de celle liée à la convection naturelle externe. Ceci fait appel à de nombreuses approximations (on néglige les fuites d'air entre l'intérieur et l'extérieur de l'enceinte, on ne tient pas compte des supports du double vitrage et de l'isolant etc.).
- ✓ Emissivité des parois.

Enfin, il n'est pas sûr que des conditions initiales différentes, expérimentales ou numériques, aboutissent à la même structure d'écoulement (et de température) dans la zone instationnaire du bas de la maquette. Il est à signaler qu'une étude de sensibilité de la résolution au nombre de maillage, au pas de temps et au nombre d'itérations par pas de temps a été réalisée dans les configurations étudiées.

Nous avons pu montrer que l'expérimentation et la modélisation CFD sont complémentaires pour une bonne connaissance des phénomènes physiques qui ont lieu dans les réfrigérateurs. L'approche CFD directe (maillage de chaque objet) est possible et est sans doute la mieux adaptée dans le cas d'un réfrigérateur domestique mais elle est techniquement impossible (avec les ordinateurs actuels) pour des enceintes plus vastes contenant des dizaines de milliers d'objets (par exemple un véhicule frigorifique chargé de palettes de pommes). L'approche

CFD n'est pas adaptée non plus pour effectuer une modélisation de la chaîne du froid qui se compose de plusieurs maillons: chambre froide, véhicule, meuble de vente et réfrigérateur domestique. Dans le but de développer une démarche générique permettant une prédiction de l'évolution de la température et de l'humidité de produits frais au cours de la chaîne du froid (voir chapitre VII perspectives), nous avons mis au point un modèle simplifié de réfrigérateurs que nous appelons "modèle zonal".

3.3.2. Maquette de réfrigérateur chargée de produits secs

Nous présentons maintenant des résultats où la maquette est chargée de cylindres de plâtre sec. La figure 11 présente le champ expérimental de température sur le plan de symétrie (dressé à partir de 60 points de mesure). Une stratification de température a été observée: zone froide en bas et zone chaude en haut. Il est à signaler que la température des cylindres situés près de la paroi froide est légèrement inférieure à celle de l'air environnant alors qu'en régime stationnaire, on s'attend à ce que les deux températures soient identiques. Ceci peut être expliqué par le rayonnement entre les cylindres et la paroi froide. Le même phénomène a également été observé près de la paroi chaude où la température de cylindres est légèrement plus grande que celle de l'air au voisinage.

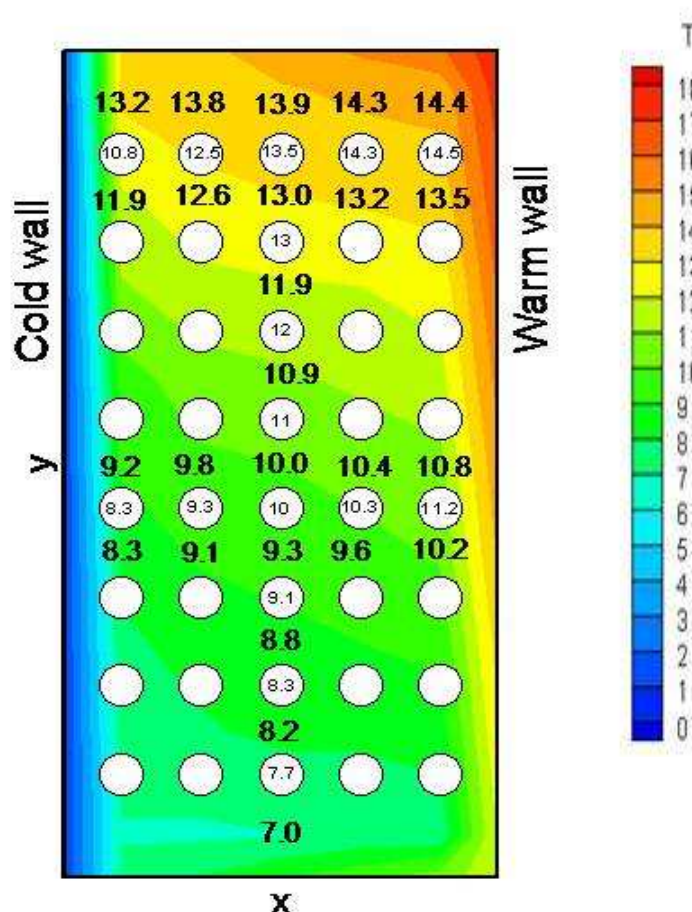


Fig. 11 – Champ expérimental de température de l'air sur le plan de symétrie de la maquette de réfrigérateur, la paroi froide étant à 1°C et l'ambiance à 21°C. Les valeurs dans les cercles représentent la température des cylindres celles à côté représentent la température de l'air.

La figure 12 présente une comparaison entre la température expérimentale et celle obtenue par la simulation CFD. Ces résultats ont montré qu'il est nécessaire de tenir compte du rayonnement pour avoir un bon accord entre les températures expérimentales et numériques (différence $\leq 1.5^{\circ}\text{C}$). Néanmoins, il semblerait que le rayonnement est surestimé par le modèle car celui-ci considère des transferts 2D alors qu'en réalité il y a des effets de rayonnement en 3D (cf. article n° 1).

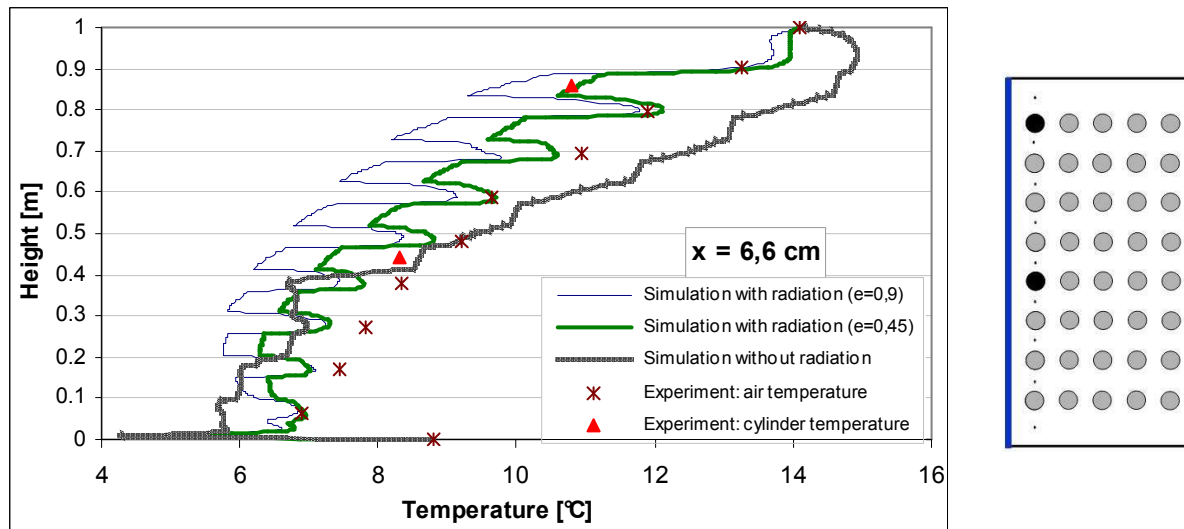


Fig. 12: Comparaison entre les profils verticaux de température expérimentale et numérique près de la paroi froide (à une distance de 6.6 cm) dans la maquette de réfrigérateur.

3.3.3. Maquette de réfrigérateur chargé de produits humides

Pour étudier l'effet combiné des transferts de chaleur et d'humidité, nous avons réalisé une expérience où la maquette est chargée de cylindres en plâtre humide. Le suivi du poids de chaque cylindre sur 11 jours permet de présenter l'évolution de la teneur en eau (Fig. 13). Il a été observé une augmentation de la teneur en eau dans les cylindres situés près de la paroi froide, excepté celui du haut de la maquette. Cela est dû à la condensation car à cette position, la température des cylindres est inférieure à la température de rosée de l'air au voisinage. La teneur en eau des cylindres diminue partout ailleurs dans la maquette et la cinétique de perte en eau est plus importante près de la paroi chaude et en haut de la maquette. Cela est dû à l'évaporation d'eau à ces positions où la température est élevée. La figure 14 présente les positions de condensation et d'évaporation dans la maquette de réfrigérateur. La convection naturelle entraîne non seulement une stratification de température dans l'enceinte mais également une variation de l'humidité. Près de la paroi froide où l'écoulement est descendant, la température diminue et de la condensation a lieu. Cela entraîne une diminution de l'humidité absolue de l'air tandis que l'humidité relative est proche de 100% (position A de la figure 14). L'air circule ensuite horizontalement le long de la paroi du bas puis monte près de la paroi chaude. Compte tenu des pertes thermiques près de cette paroi, la température augmente tandis que l'humidité absolue de l'air reste constante. Cela contribue à une diminution de l'humidité relative (position B). Une partie de l'air est déviée et circule horizontalement vers la paroi froide en traversant l'empilement de produits. La température du produit situé près de la paroi chaude (plus exposée au rayonnement) est élevée. Ce produit humide subissant la circulation d'air chaud et sec, perd ainsi son eau et l'humidité relative de l'air augmente (position C). Au contraire, la température du produit situé près de la paroi

froide est basse. Ce produit est exposé à de l'air plus chaud et humide, une condensation a lieu à cette position.

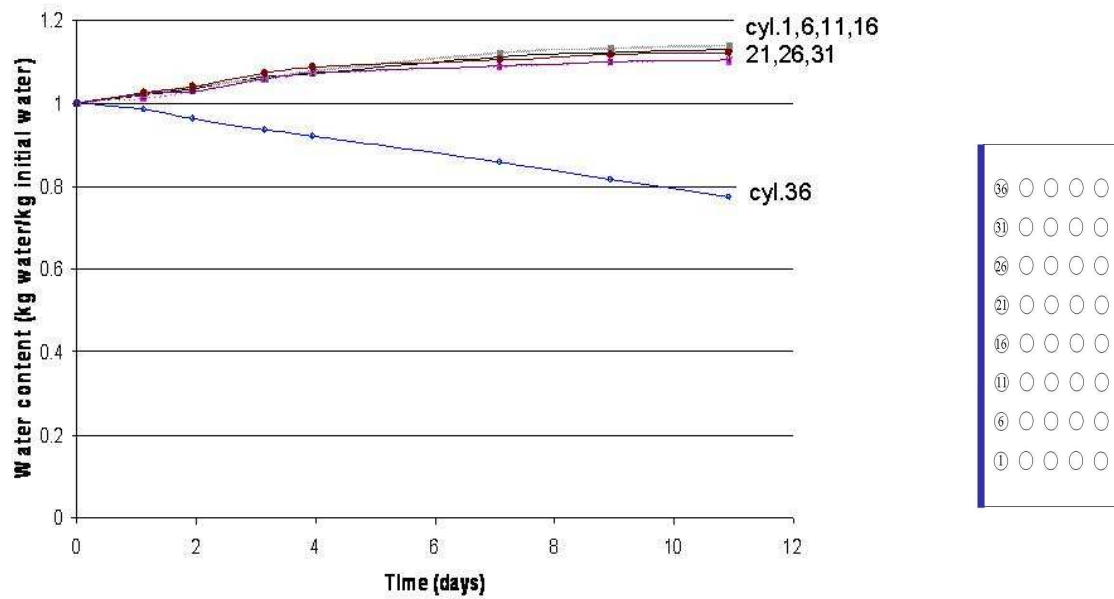


Fig. 13: Evolution expérimentale de la teneur en eau de cylindres situés près de la paroi froide (maintenue à -2.5°C).

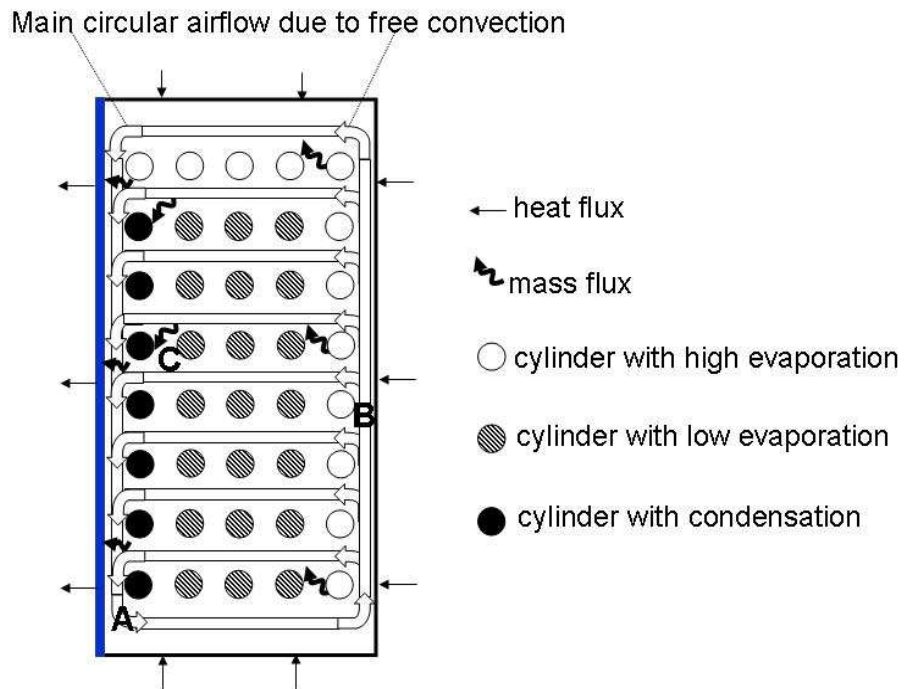


Fig. 14: Vue de profil de la maquette de réfrigérateur chargée de cylindres en plâtre humide.

3.4. Modèle zonal

Ce modèle considère l'écoulement circulaire dans l'enceinte (cf. article n°2 dans la liste des publications). Il tient compte également de l'hétérogénéité de température du produit mais d'une manière plus simple en ne considérant que 2 positions de chargement: haut et bas (Fig. 15).

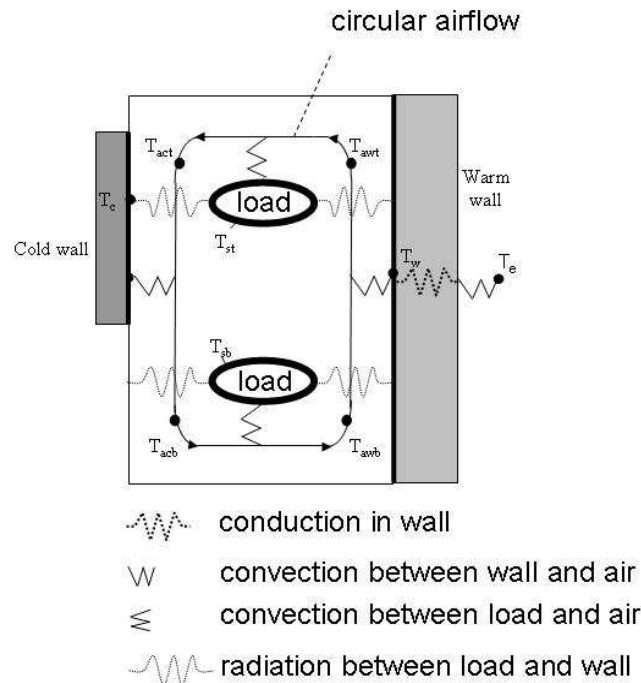


Fig. 15: Vue de profil d'un réfrigérateur montrant l'écoulement d'air et les différents modes de transfert thermique considérés dans le modèle simplifié.

Trois modes de transfert thermique interviennent dans l'enceinte: convection, conduction et rayonnement. L'air, au cours de la circulation, échange de la chaleur par convection avec la paroi froide, avec la paroi chaude et avec le chargement du haut et du bas. Le chargement du haut et du bas est également soumis à l'échange par rayonnement avec les parois froide et chaude. Les pertes thermiques ont lieu vers l'ambiance externe à travers la paroi chaude par conduction et par convection. L'air dans l'enceinte est caractérisé par la température à 4 positions: haut près de paroi froide (T_{act}), bas près de la paroi froide (T_{acb}), haut près de la paroi chaude (T_{awt}) et bas près de la paroi chaude (T_{awb}). Le chargement est caractérisé par la température à 2 positions: haut (T_{st}) et bas (T_{sb}). Le réfrigérateur est caractérisé par la température de la paroi froide (T_c) et celle de la paroi chaude (T_w). L'environnement est caractérisé par la température ambiante (T_e). D'après les fabricants de réfrigérateurs, la sonde de température thermostat (T_{th}) est souvent située en bas près de la paroi froide (T_{acb}).

Nous considérons que le réfrigérateur fonctionne en régime permanent, les températures sont donc constantes au cours du temps. Dans la pratique, les températures dans l'enceinte varient selon le cycle de marche et d'arrêt du compresseur. Elles peuvent aussi varier lors des ouvertures de porte et lors de l'introduction de l'aliment chaud.

Les équations de bilan de chaleur en régime permanent d'un réfrigérateur obtenues par ce modèle sont présentées en annexe 2.

Une validation du modèle simplifié a été réalisée en fixant une valeur de la température de réglage du thermostat et une valeur de la température ambiante. Ces valeurs sont introduites

dans le modèle (équation 32, annexe 2) comme des paramètres d'entrée. Les températures de l'air, de chargement et de parois sont calculées. Nous avons, ensuite, comparé ces valeurs calculées avec celles obtenues expérimentalement (Fig. 16) en effectuant des mesures de températures dans un réfrigérateur domestique à froid statique chargé de paquets de produits test (en méthylcellulose). Nous avons observé un écart de température expérimentale et calculée inférieure à 0.5°C pour le chargement et inférieure à 1.5°C pour l'air. Ceci nous a conduit à conclure que le modèle simplifié est valable.

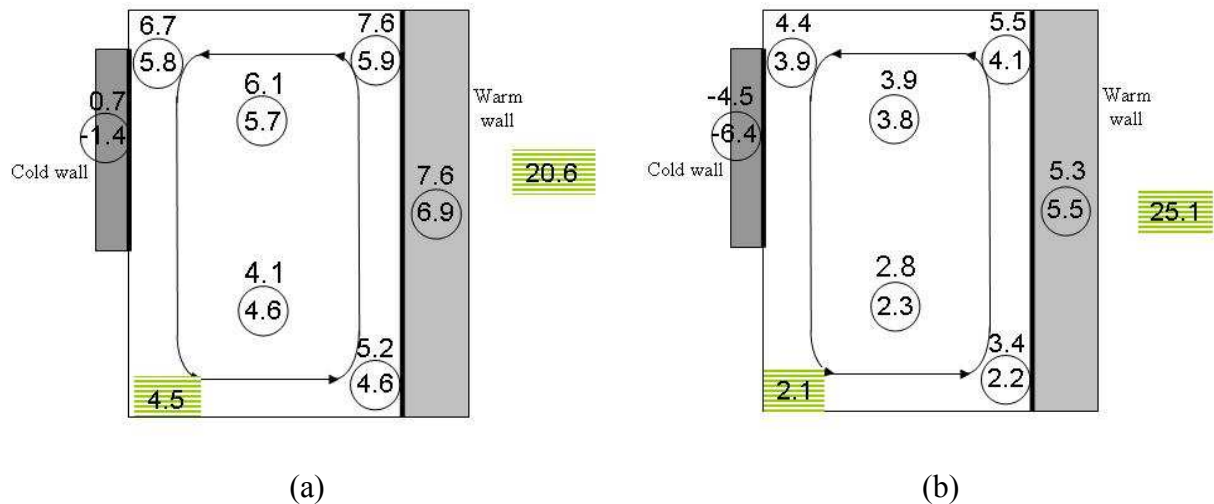


Fig. 16: Comparaison entre les température expérimentale (valeur sur le cercle) et calculée (valeur dans le cercle) pour 2 conditions différentes : (a)- température de réglage du thermostat de 4.5°C et température ambiante de 20.6°C (b)- température de réglage du thermostat de 2.1°C et température ambiante de 25.1°C .

3.5. Association d'approches déterministes et stochastiques pour prédire la variabilité des températures dans les réfrigérateurs domestiques

Dans la pratique, plusieurs variables aléatoires interviennent lors de l'utilisation des réfrigérateurs: taux de chargement, type et arrangement de produits, fréquence et durée d'ouvertures de porte, température de réglage du thermostat et température dans la cuisine. En 2008, nous avons réalisé une étude associant des modélisations déterministes et stochastiques. Comme première approche, nous ne considérons que les 2 derniers variables aléatoires (température de réglage du thermostat et température de l'ambiance). Les distributions de probabilité de ces 2 températures sont supposées indépendantes et connues (en utilisant des données d'enquêtes) et les autres températures sont à prédire.

Le modèle zonal développé précédemment a été utilisé pour faire des simulations de nombreuses conditions possibles en répétant les opérations suivantes (Fig. 17):

- On tire au sort une valeur de température du thermostat T_{th} et une valeur de température extérieure T_e selon une loi de distribution que nous avons développé (loi Normale).
- Les valeurs de T_{th} et de T_e sont utilisées comme paramètres d'entrée du modèle et les valeurs de température de T_c , T_w , T_{act} , T_{awt} , T_{awb} , T_{st} , T_{sb} sont calculées.

On répète les 2 étapes par exemple 1000 fois (approche Monte – Carlo).

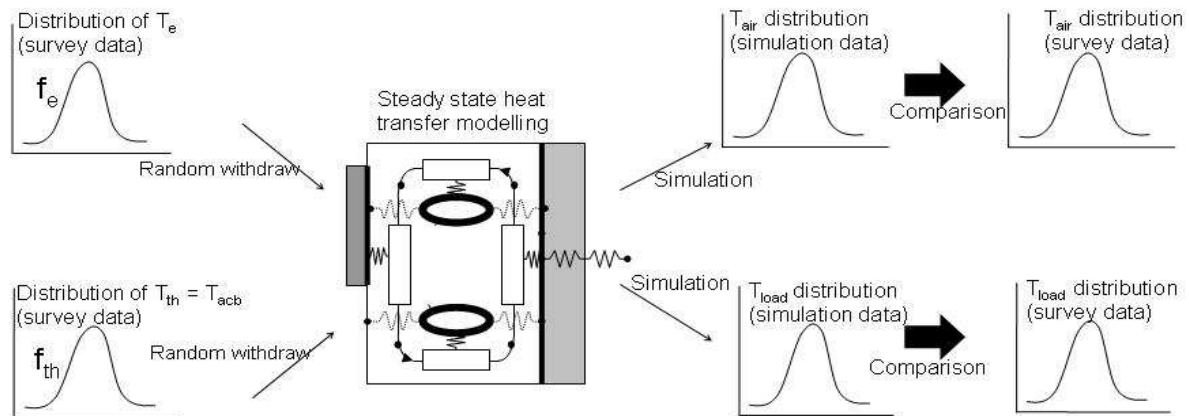


Fig. 17: Méthodologie combinant la modélisation déterministe et stochastique dans un réfrigérateur domestique.

Les températures de l'air et du chargement calculées après 1000 simulations sont ensuite analysées statistiquement et une loi de distribution est ajustée sur ces résultats. Une comparaison avec les données des enquêtes a été réalisée pour la température de l'air (Fig. 18) et pour la température du chargement (Fig. 19). On constate un bon accord entre les résultats de simulation et de l'enquête. L'écart entre la distribution de température de l'air prédite et celle de l'enquête peut être expliqué d'une part, par la sous-estimation de la température de l'air dans la cuisine que nous avons utilisée comme un paramètre d'entrée du modèle (enquête réalisée en hiver). D'autre part, il est lié aux difficultés d'estimer avec précision les coefficients de transfert. L'écart entre la distribution de température du chargement prédite et celle de l'enquête pourrait être lié au fait que certains consommateurs ont placé le produit dans le compartiment à glaçon ou trop près de l'évaporateur. Ceci explique les quelques températures négatives dans les résultats de l'enquête.

Une étude est en cours pour élargir l'utilisation du modèle aux réfrigérateurs à froid ventilé, de plus en plus commercialisés en France.

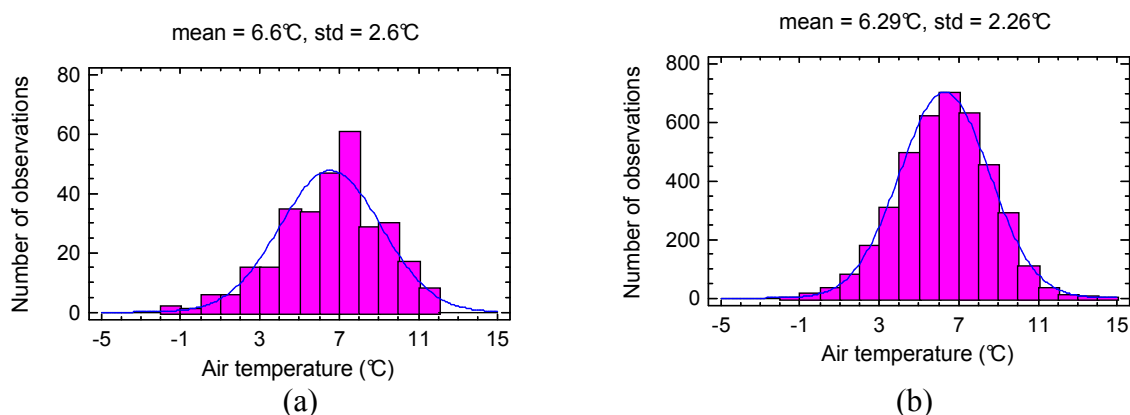


Fig. 18: Comparaison entre la distribution de température de l'air obtenue par enquête pour 119 réfrigérateurs en France (a) et par simulations (b).

— Ajustement par la loi normale avec les mêmes valeurs de moyenne et d'écart type.

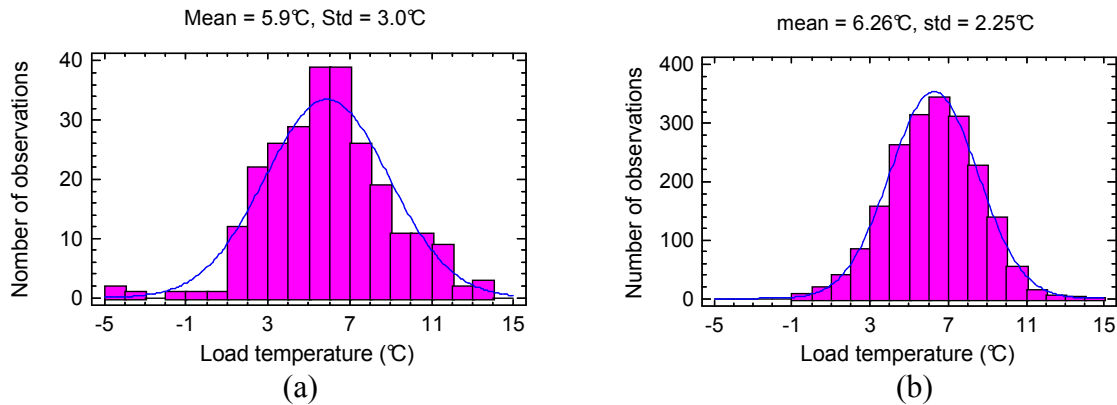


Fig. 19: Comparaison entre la distribution de température du chargement dans les réfrigérateurs obtenue par enquête pour 3 produits: yaourt, viande et produit carné (a) et par simulations (b).

— Ajustement par la loi normale avec les mêmes valeurs de moyenne et d'écart type.

Actuellement, nous continuons l'étude dans le cadre de la thèse de Salah Baloul en développant une démarche générique intégrant des modèles zonaux dans un cadre plus vaste (plusieurs maillons de la chaîne du froid ainsi que l'interface entre chaque maillon). Nous présentons le développement de cette démarche générique dans le chapitre VII "Perspectives" de mon dossier.

3.6. Conclusion

Deux types d'approches ont été mises au point afin de caractériser les écoulements, les transferts de chaleur et d'humidité dans un réfrigérateur domestique: l'approche CFD et l'approche zonale. L'approche CFD permet d'avoir une connaissance fine sur les champs de température, de vitesse et d'humidité dans l'enceinte, mais elle est consommatrice en temps de calcul. L'approche zonale représente les mêmes phénomènes principaux que ceux observés par CFD mais d'une façon plus simple: écoulement circulaire dans l'enceinte, variation de température du chargement suivant la hauteur. Le modèle zonal fait également la différence entre la température de l'air à 4 positions: haut, bas, près de la paroi froide, près de la porte. Ce type de modèle qui demande un temps de calcul relativement court peut être intégré dans la modélisation stochastique d'un tronçon de la chaîne du froid composé de plusieurs équipements.

Pour valider ces 2 approches, nous avons comparé les résultats de prédiction avec ceux obtenus expérimentalement. Nous avons réalisé des expérimentations dans une maquette de réfrigérateur et dans un réfrigérateur réel. Nous avons fait des mesures de température, de vitesse et d'humidité dans des enceintes vides et chargées de produits avec ou sans transferts d'humidité.

Les perspectives sont, d'une part, l'association de la modélisation déterministe et stochastique pour tenir compte de la variabilité des conditions opératoires (température ambiante, position et durée de séjour de produits dans l'équipement), d'autre part, l'étude du transport et du dépôt de particules dans les réfrigérateurs.

CHAPITRE IV

TRANSFERTS DE CHALEUR ET DE MATIERE DANS UNE ENCEINTE PAR APPROCHE DE TYPE MACRO-POREUX

IV. TRANSFERTS DE CHALEUR ET DE MATIERE DANS UNE ENCEINTE PAR APPROCHE DE TYPE MACRO-POREUX

Nous appelons milieu macro-poreux un empilement de produits modélisé par un milieu continu. L'approche macro-poreux a été développée pour la convection naturelle dans des empilements alimentaires placés dans une enceinte. Elle offre une possibilité de prédiction dans le cas où l'approche CFD est délicate à mettre en œuvre. Nous avons utilisé l'approche macro-poreux pour 2 applications:

- Refroidissement de produits dans une cavité (régime transitoire). L'approche classique par milieu poreux considère généralement l'équilibre thermique à l'échelle d'un volume élémentaire représentatif entre la phase fluide (air) et solide (produit). Or en condition transitoire ou même en régime permanent en présence de rayonnement, la température de surface des produits est différente de celle de l'air (en moyenne dans les espaces entre du produit). En régime transitoire, vu la taille des produits, on constate en plus des écarts importants de température entre le cœur et la surface des produits. Le modèle développé tient compte de ces particularités. Il peut être utilisé pour prédire les champs de température et de vitesse moyenne (vitesse de Darcy) dans l'espace. Il peut être également appliqué au cas d'un grand nombre de produit (> 1000) placé dans une chambre froide ou dans un camion frigorifique. Déjà avec une centaine de produits, l'approche CFD directe présente des limites car le maillage objet par objet est très difficile à réaliser (typiquement > 1 million de mailles) et le calcul nécessite beaucoup de temps et de mémoire (cf. article n°7).

- Formation de givre lors de la conservation dans un congélateur de produits conditionnés dans un emballage. Ce phénomène a lieu quand la température de surface de produit est inférieure à la température de rosée de l'air au voisinage. Les fluctuations de température dues aux cycles de marche et d'arrêt de compresseur d'un congélateur favorisent cette formation. Celle-ci est le résultat d'une combinaison de transferts de chaleur et de masse en convection naturelle entraînant ainsi des dégradations de qualité de produit. Nous avons mis au point une expérimentation permettant une compréhension des phénomènes. Les données expérimentales de cinétique de formation de givre ont été comparées avec les résultats numériques obtenus par un modèle zonal que nous avons développé (cf. article n°9).

4.1. Expérimentation

4.1.1. Enceinte chargée de produits échangeant de la chaleur entre eux et avec le milieu extérieur

Afin d'étudier le refroidissement de produits dans une cavité et de mettre au point le modèle macro-poreux, nous avons travaillé sur une enceinte dont deux parois verticales sont différentiellement chauffées et qui est complètement remplie d'un empilement de sphères (diamètre 7.5 cm, remplies de gel, température initiale 20°C), Fig. 20. Les sphères qui sont situées sur le plan de symétrie ont été équipées à cœur par des thermocouples. Quatre des six faces de l'enceinte ont été isolées à l'aide de plaques de polystyrène extrudé. Une des faces verticales de l'enceinte était maintenue à 0°C à l'aide de la circulation d'un mélange eau-glycol provenant d'un bain thermostaté. La dernière face verticale est constituée d'une plaque en aluminium (2 mm d'épaisseur) en contact avec l'ambiance de la cellule d'essai (température contrôlée à 20°C). Nous avons suivi l'évolution de température des sphères et de l'air au cours du temps (à l'aide d'une centrale de mesure) jusqu'à la stabilisation de celle-ci (7 jours).

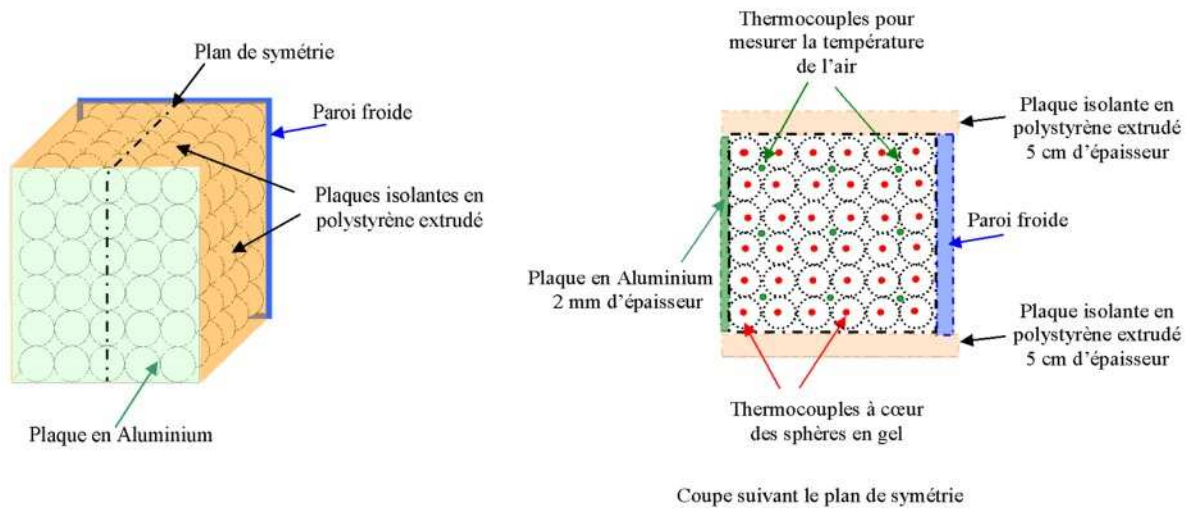


Fig. 20: Dispositif expérimental composé de l'empilement de 6×6×5 sphères en gel.

4.1.2. Enceinte chargée de produits échangeant de la chaleur et de l'humidité: formation de givre.

L'expérimentation a été réalisée avec des boîtes hermétiques plus ou moins isolantes remplies de produits (Fig. 21). Les produits utilisés étaient des sphères de melon (produit sans barrière de déshydratation à la surface) et des sphères de pomme noisette (produit avec barrière de déshydratation à la surface). Des thermocouples ont été insérés à cœur de certains produits et placés dans l'air au voisinage de ceux-ci. Les boîtes étaient placées dans un congélateur domestique et nous avons suivi la variation des températures de l'air et du produit, l'évolution du poids des produits (toutes les 1 ou 2 semaines pendant 3 mois) ainsi que la formation de givre à différentes positions dans les boîtes.

L'influence des paramètres suivants a été étudiée : caractéristiques techniques du congélateur (1 et 2 compresseurs), caractéristiques de produits et niveau d'isolation de la boîte.

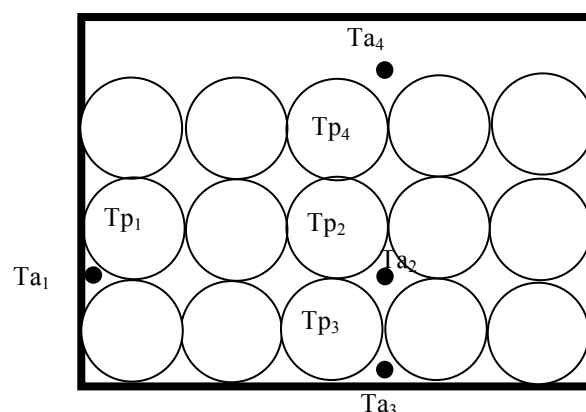


Fig. 21: Dispositif expérimental composé d'une boîte contenant des produits surgelés dont certains sont instrumentés par thermocouple.

4.2. Modèles

4.2.1. Modèle macro-poreux.

Les échanges thermiques dans l'enceinte se font en régime transitoire et les phénomènes suivants ont été considérés dans le modèle macro-poreux:

- Le transfert convectif entre le fluide et la surface de produit ainsi qu'entre le fluide et la paroi de l'enceinte dépend de la vitesse superficielle locale.
- L'inertie thermique du fluide est négligeable par rapport à celle de produit.

$$\frac{\varepsilon \cdot \rho_f \cdot C_{p_f}}{(1-\varepsilon) \cdot \rho_s \cdot C_{p_s}} \ll 1$$
- La conduction a lieu entre 2 produits qui sont en contact et entre la paroi de l'enceinte et un produit en contact.
- Le rayonnement a lieu entre la surface de 2 produits voisins et entre les parois de l'enceinte et les produits adjacents. Le fluide ne contribue pas au rayonnement. L'échange par rayonnement peut être linéarisée car la différence entre les températures des parois est très faible par rapport à la température absolue.
- La conduction radiale dans le produit est considérée.
- Transfert de masse (lié à l'évaporation ou condensation par exemple) n'est pas considéré.

L'écoulement du fluide est caractérisé par la vitesse superficielle (vitesse de Darcy) qui est la valeur moyenne dans l'espace sur un volume élémentaire représentatif. L'écoulement du fluide dans le milieu peut être prédit par l'équation de conservation de quantité de mouvement de Darcy-Forchheimer-Brinkman:

$$\frac{\rho_0}{\varepsilon} \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla p + \rho_f \vec{g} + \frac{\mu_f}{\varepsilon} \nabla^2 \vec{v} - \frac{\mu_f}{K} \vec{v} - \rho_0 \frac{F}{\sqrt{K}} |\vec{v}| \vec{v} \quad (1)$$

Le terme de gauche de l'équation 1 qui représente l'inertie mécanique de l'air et le terme de Brinkman sont négligés (par rapport au frottement sur les particules) car la masse volumique et la viscosité de l'air sont faibles.

La convection naturelle est prise en compte par l'approximation de Boussinesq: $\rho_f = \rho_0 \beta (T - T_0)$ où ρ_0 est la masse volumique de l'air à la température de référence T_0 .

Pour un empilement désordonné de sphères, les 2 derniers termes sont souvent obtenus par la corrélation d'Ergun dans laquelle la perméabilité et le coefficient de Forchheimer sont exprimés en fonction de la porosité et du diamètre des particules:

$$-150 \frac{\mu_f (1-\varepsilon)^2}{D^2 \varepsilon^3} \vec{v} - 1.75 \frac{\rho_f (1-\varepsilon)}{D \varepsilon^3} |\vec{v}| \vec{v} \quad (2)$$

Le transfert thermique par conduction radiale dans un produit s'écrit:

$$\rho_p C_{p_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{1}{r^n} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_p r^n \frac{\partial T_p}{\partial r} \right) \quad (3)$$

n est un facteur de forme, sa valeur varie entre 1 à 2 (1 pour un cylindre long, 2 pour une sphère).

Le bilan de chaleur sur la surface des produits contenus dans une unité de volume de milieu "macro poreux" s'écrit:

$$a_v k_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial r} \right)_{r=R} = a_v h (T_{air} - T_{p.surf}) + k_{eq} \nabla^2 T_{p.surf} \quad (4)$$

a_v est la surface d'échange par unité de volume. Le terme de gauche représente le flux conductif de la surface vers l'intérieur du produit. Le 1^{er} terme de droite représente l'échange convectif entre la surface du produit et l'air et le 2^e terme représente les échanges par conduction et par rayonnement entre les surfaces de produit. k_{eq} est une conductivité équivalente dépendant de la conductivité thermique de l'air et du produit, de l'arrangement géométrique et de l'émissivité de la surface des produits.

Le bilan convectif dans l'air s'écrit:

$$\varepsilon \cdot \rho_f \cdot C_{p_f} \frac{\partial T_a}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho_f C_{p_f} T_a \vec{v}) = a_v h (T_{p.surf} - T_a) \quad (5)$$

L'inertie thermique de l'air (1^{er} terme de droite) peut être négligée.

Les coefficients qui apparaissent dans ces équations de bilan ont été déterminés expérimentalement: perte de charge dans l'empilement de produits, coefficient de transfert entre produit et air (cf. article n°11), entre paroi et air (cf. article n°13). Afin de valider le modèle (qui a été résolu numériquement par un code développé au laboratoire), nous avons réalisé une étude expérimentale sur un cas de référence (cf. 4.1.1.). Dans ce cas, les résultats du modèle "macro-poreux" ont pu être comparés avec ceux obtenus par la simulation CFD et par l'expérience (cf. article n°7).

4.2.2. Modèle zonal

Afin de réduire la lourdeur de la présentation, nous ne présentons ici que le principe de la modélisation. Les équations sont présentées dans notre publication (cf. article n°9). Le modèle considère que la boîte est composée de 2 zones ayant la même masse de produit: centre et périphérique (Fig. 22). La température de chaque zone (T_1 et T_2) varie avec la température de l'air dans le congélateur (T_a) avec un temps de retard à cause de l'inertie thermique. La température de l'air T_a varie selon les cycles de marche et d'arrêt de compresseur (variation supposée sinusoïdale).

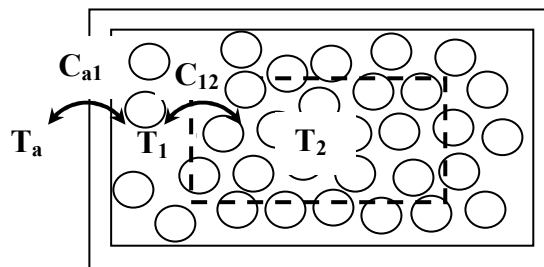


Fig. 22: Echange thermique dans une cavité remplie de produits: entre la périphérie (température T_1), la zone centrale (température T_2) et l'air (température T_a): C_{12} est la conductance entre les 2 zones et C_{a1} est la conductance entre la zone 1 et l'air externe.

Le modèle zonal considère la boîte de produit comme un système dynamique linéaire (du point de vue de la température) exposé à l'évolution sinusoïdale de la température de l'air externe. Il a été montré que l'écart de température entre les 2 zones est fonction de la fréquence de fonctionnement du compresseur, des conductances (C_{12} , C_{a1}) ainsi que de la masse et du C_p du produit.

La figure 23 montre schématiquement la circulation d'air en convection naturelle induit par la différence de température de la zone centrale et périphérique à 2 moments : quand la température de l'air à l'extérieur de la boîte est maximale et minimale.

L'écart de la température moyenne entre le bas et le haut ($\bar{T}_3 - \bar{T}_4$) de la boîte peut être estimé comme la moitié de la différence entre la température moyenne de la zone 1 et 2 : $|\bar{T}_1 - \bar{T}_2|/2$.

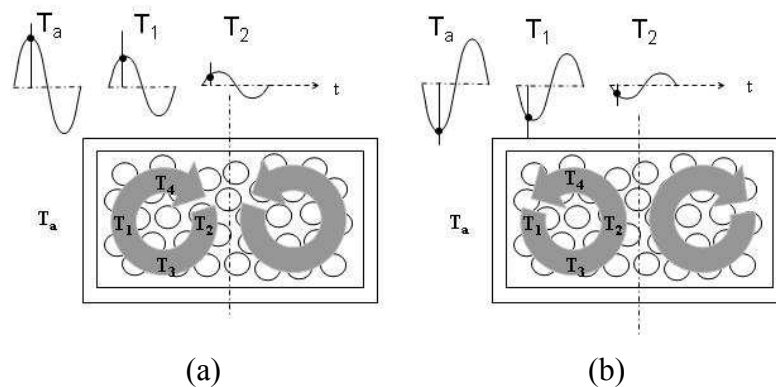


Fig. 23: Circulation d'air dans une boîte de produit conserve dans un congélateur (a) à la fin de cycle d'arrêt de compresseur (b)- à la fin de cycle de marche.

Les transferts de vapeur d'eau et la formation du givre sont supposés proportionnels aux écarts de pression partielle de vapeur d'eau. Cette dernière est une fonction non linéaire de la température. Ceci permet de rendre compte que même si les écarts de température sont nuls en moyenne entre les 2 zones, il y a un flux net moyen non nul de vapeur d'eau.

Ce modèle simple permet d'expliquer où le givre se forme et l'influence des paramètres suivants sur la formation de givre:

- amplitude des variations de température
- nature du produit (teneur en eau, capacité thermique, conductivité thermique).
- poids de produit.
- fréquence des cycles de marche et d'arrêt de compresseur.
- température moyenne de l'air dans le congélateur.
- isolation de la boîte.

4.3. Résultats expérimentaux et comparaison avec les résultats des modèles

4.3.1. Enceinte chargée de produit échangeant de la chaleur entre eux et avec le milieu extérieur

Cette configuration permet une comparaison entre les résultats CFD et le code macro-poreux. En effet, la cinétique de refroidissement de l'air et de sphères à différentes positions dans la cavité a été calculée. Ces résultats ont été ensuite comparés avec les valeurs obtenues par expérimentation à mi-refroidissement (500 min, Fig. 24) et à l'équilibre (3 jours, résultats non présentés ici). La prédiction est relativement bonne par les deux approches. Globalement, le modèle macro-poreux donne des résultats plus proches des valeurs expérimentales que ceux de l'approche CFD. La figure 25 présente une cartographie de température expérimentale et numérique après 500 min. A mi-refroidissement, les produits et l'air situés en bas près de la paroi froide sont les premiers à être refroidis tandis que les produits situés en haut du côté de la paroi chaude sont presque à la température initiale. A l'équilibre, on observe toujours une zone froide en bas à gauche et une zone chaude en haut à droite.

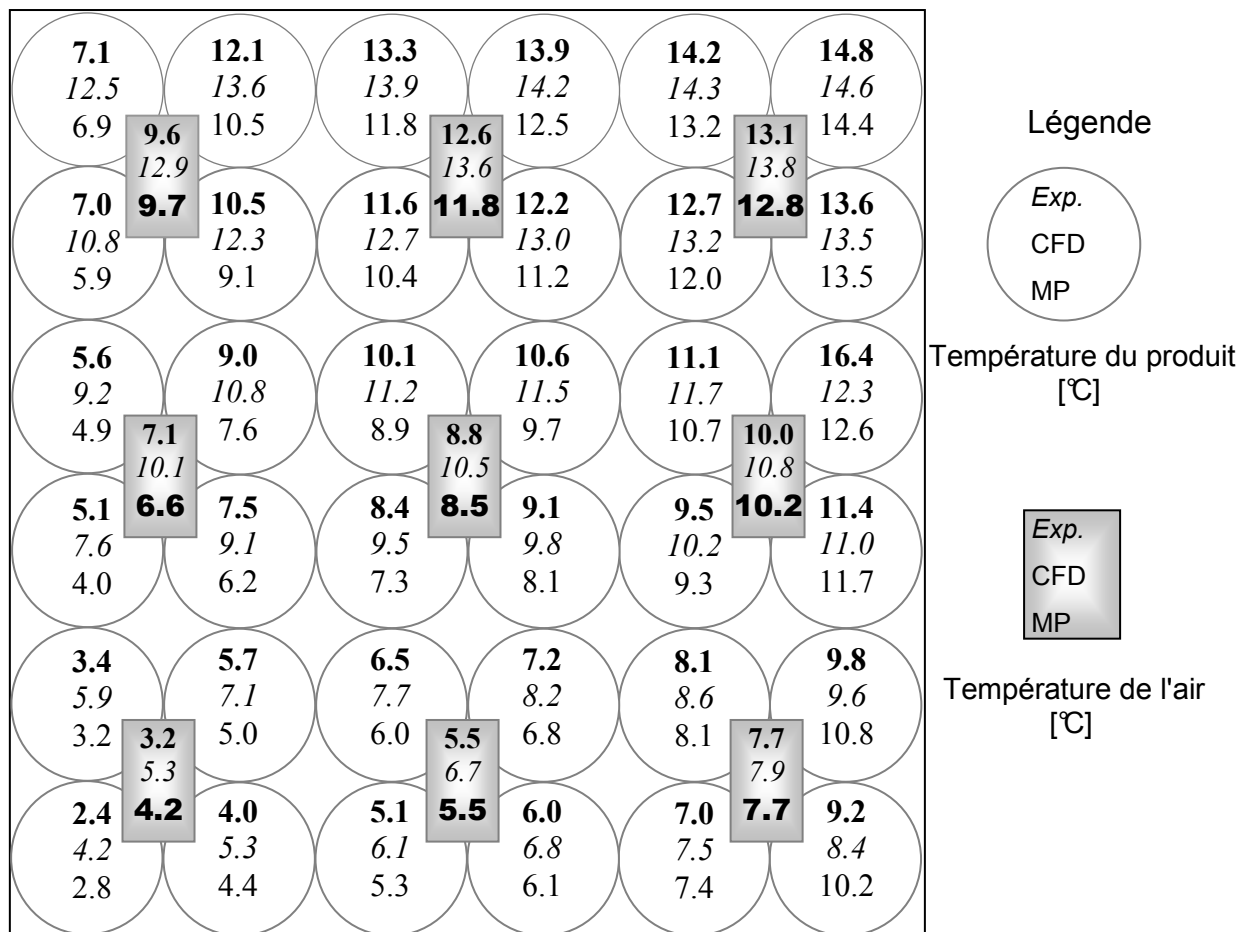


Fig. 24. Comparaison entre les températures de l'air et du produit après 500 min: exp (valeur expérimentale), CFD (valeur du CFD), MP (valeur du code macro-poreux).

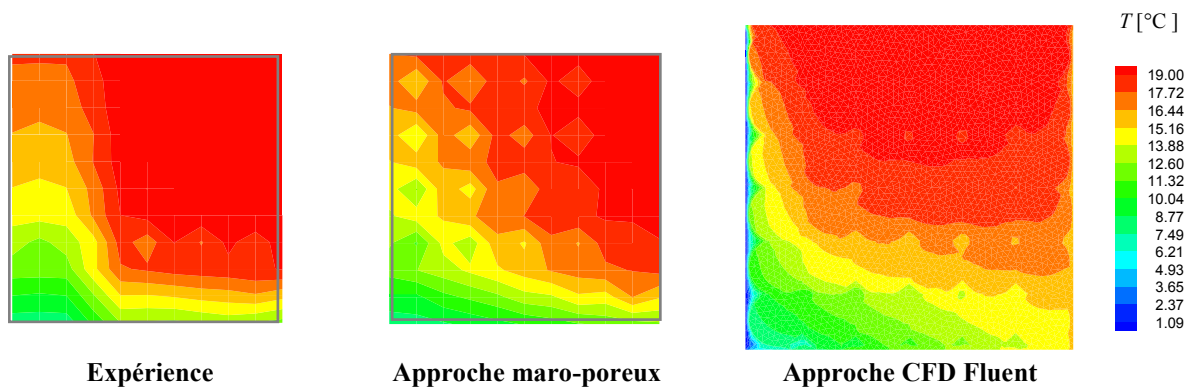


Fig. 25. Champ de température sur le plan de symétrie après 500 min de refroidissement.

La différence des résultats des deux approches pourrait être expliquée par:

- les hypothèses simplificatrices utilisées dans le modèle macro-poreux: pertes thermiques à travers les parois latérales négligeables, contrainte sur les parois négligeables par rapport aux forces exercées sur les particules, etc.
- Malgré le grand nombre de mailles utilisé dans l'approche CFD (214495 mailles), la zone de contact entre deux sphères et entre une sphère et la paroi de la boîte est difficile à mailler. Pour résoudre ce problème, nous avons dû imposer une zone de recouvrement de 1 mm entre deux sphères en contact et imposer un écartement de 1 mm entre une sphère et la paroi. Ces espaces de 1 mm sont petits par rapport au diamètre de sphères (~1%), ce qui permet de supposer que les résultats ne sont pas influencés de façon significative par cet effet. D'autres auteurs ont également utilisé la même démarche pour résoudre ce problème.
- Précision de la mesure de température ($\pm 0.2^\circ\text{C}$).
- La température de l'air présentée pour l'approche CFD et pour l'expérience correspond à celle au centre de pore qui entoure les sphères alors que celle présentée par l'approche macro-poreux correspond à la moyenne dans le volume de pore.

4.3.2. Enceinte chargé de produit échangeant de la chaleur et de l'humidité avec le milieu : formation de givre.

La perte de poids dépend de l'isolation de l'emballage (Fig. 26). La perte de poids reste très faible (<0.5% après 3 mois de conservation) quand la boîte est bien isolée (boîte 1, 2 et 3). La perte de poids peut atteindre 5% après 3 mois dans une boîte sans isolation. Dans cette boîte sans isolation, il a été constaté que le givre s'accumule plutôt sur la paroi horizontale du bas (température plus basse) que celle du haut (température plus élevée) et qu'il n'y a pas de dépôt de givre sur les parois verticales. Par ailleurs, le givre s'accumule plutôt sur le produit situé au centre de la boîte (fluctuation de température moins importante) que celui situé près de la périphérie (fluctuation de température plus importante).

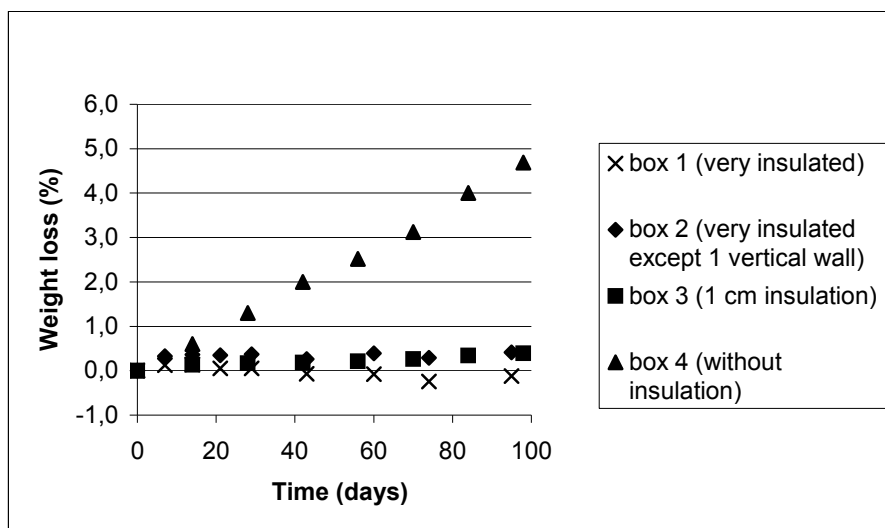


Fig. 26. Influence de l'isolation de l'emballage sur la perte de poids de produit (sphère de melon) conservé dans le compartiment de congélation de réfrigérateur à 2 compresseurs.

On peut distinguer 4 zones dans la boîte:

- zone centrale où la variation de températures est faible.
- zone basse où la température moyenne est plus faible que celle du haut. La variation de température est plus importante en bas en particulier quand la boîte est mal isolée.
- zone haute où la température moyenne est plus élevée et la variation de température est faible à cause de la présence d'air à cette position.
- zone latérale où la température moyenne est proche de celle du centre de la boîte mais où la variation de température est plus grande.

L'eau a tendance à migrer (par sublimation) d'une zone chaude (zone haute) vers une zone plus froide (zone basse) en y formant du givre. Pour deux zones où la température moyenne est identique, l'eau peut néanmoins migrer de la zone de grande variation de température (zone latérale), vers une zone de température plus stable (zone centrale). Le modèle zonal permet de rendre compte de ces tendances et permet de prédire l'ordre de grandeur des pertes de poids de la formation de givre, mais sa précision est néanmoins limitée.

4.4. Conclusion

Un modèle macro-poreux a été développé pour la convection naturelle dans des empilements alimentaires placés dans une enceinte. Ce modèle tient compte, en plus, de la conduction et du rayonnement entre les produits et avec les parois. Il peut être utilisé pour prédire les champs de température et de vitesse moyens dans l'espace et au cours du temps. Il peut être appliqué au cas d'un grand nombre de produits. Il offre donc une possibilité de prédiction dans le cas où l'approche CFD est délicate à mettre en œuvre.

Un modèle zonal par ailleurs a été développé pour rendre compte des mécanismes de formation de givre dans les produits conservés dans un congélateur domestique et de les quantifier.

Les difficultés que nous avons rencontrées au niveau expérimental sont en particulier la maîtrise des conditions aux limites (température, flux thermique). En effet, les faibles flux que

nous rencontrons en convection naturelle nous obligent à avoir une grande précision au niveau expérimental. Le nombre limité d'études expérimentales recensées dans notre recherche bibliographique témoigne de ces difficultés.

CHAPITRE V

TRANSFERTS DE CHALEUR DANS UNE ENCEINTE PAR APPROCHE BOITE NOIRE LINEAIRE: APPLICATION AU CONTENEUR ISOTHERME

V. TRANSFERTS DE CHALEUR DANS UNE ENCEINTE PAR APPROCHE BOITE NOIRE LINEAIRE : APPLICATION AU CONTENEUR ISOTHERME

5.1. Modélisation

Ce type de modèle a été développé afin de prédire l'évolution de température au cours de la logistique d'un conteneur isotherme équipé de plaques de PCM (Phase Change Material) et chargé de cartons de produits (Fig. 27, cf. article n° 5). Pour simplifier le problème, nous avons considéré le conteneur comme un système dynamique linéaire (flux proportionnels aux écarts de températures). Ceci est le cas si la conduction est le mode de transfert principal. L'espacement limité de l'air dans le conteneur nous conduit à supposer que le transfert par convection est faible. Le rayonnement entre surfaces (paroi de l'emballage, surface des produits) peut être significatif. Mais, comme les écarts de température sont faibles (environ 10K) par rapport à la température absolue (environ 283K), cela permet de considérer que le rayonnement est environ proportionnel à la différence de température des surfaces. Le rayonnement linéarisé dans le milieu poreux que constitue l'empilement de produit peut notamment être traduit par une conductivité équivalente. Nous pouvons donc supposer que les transferts thermiques sont linéaires. Il en résulte que l'évolution de température à une position donnée dans le conteneur est une réponse linéaire de la température initiale du chargement et de la température ambiante. En effet, s'il n'y a que de la conduction, la température adimensionnelle répond à l'équation:

$$\rho C \frac{\partial T^*}{\partial t} = \vec{\nabla} \cdot \left(\lambda \vec{\nabla} T^* \right) \quad \text{avec } T^* = \frac{T(x, t) - T_m}{T_{ini} - T_m} \quad (6)$$

Où ρC est la capacité thermique volumique et λ est la conductivité thermique. La valeur de ces paramètres dépend de la nature du matériau (air, produit, carton etc.) pour une position donnée dans le conteneur. On considère des conditions aux limites de Dirichlet: $T^* = 0$ au contact des PCM et $T^* = T_{amb}^* = \frac{T_{amb} - T_m}{T_{ini} - T_m}$ au contact de l'air ambiante (Fig. 27b) et une condition initiale $T^* = 1$.

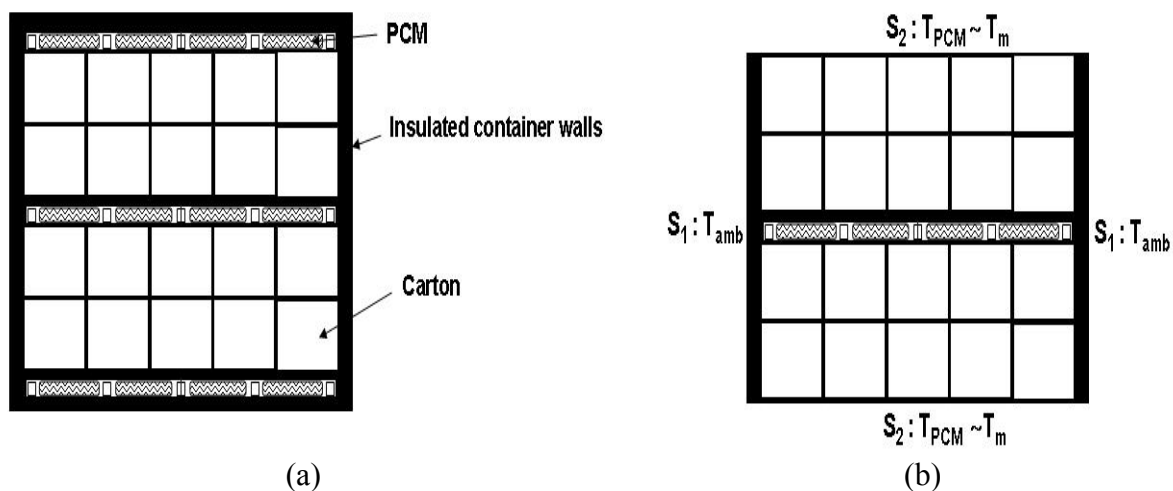


Fig. 27: a-Vue de face d'un conteneur chargé de plaques PCM et de cartons de produit (b)-conditions aux limites.

Pour une température ambiante constante, la solution de l'équation (6) est de la forme:

$$T^*(x, t) = \xi(x, t) + \gamma(x, t)T_{amb}^* \quad (7)$$

Où ξ et γ sont des fonctions adimensionnelles qui dépendent de la géométrie du chargement et des propriétés de matériaux quelles que soient la complexité du chargement.

En considérant la température de fusion de PCM comme valeur de référence, la température du chargement à une position et à un instant donné est donc une combinaison linéaire de la température initiale du chargement et de la température ambiante:

$$T(x, t) - T_m = (T_{ini} - T_m).T_i^*(x, t) + (T_{amb} - T_m).T_a^*(x, t) \quad (8)$$

Où $T_i^*(x, t) = \xi(x, t)$ et $T_a^*(x, t) = \gamma(x, t)$ représentent la température du chargement résultant de 2 conditions de références: condition initiale unitaire notée "i" et condition ambiante unitaire notée "a".

- Pour la condition "i", la température ambiante et la température de fusion de PCM sont égales à zéro et la température initiale du chargement est égale à 1.
- Pour la condition "a", la température initiale du chargement et la température de fusion de PCM sont égales à zéro et la température ambiante est égale à 1.

Ces conditions de référence sont difficiles à réaliser à cause de la régulation de température (délicat au voisinage de 0°C) et de la faible précision relative de mesure des variations de températures (pour un écart maximal de 1°C). Dans la pratique, nous avons réalisé 2 expériences "A" et "B" avec les conditions suivantes:

- Expérience "A": $T_{ambA} = 30^\circ\text{C}$, $T_{iniA} = 5^\circ\text{C}$, $T_m = -0.5^\circ\text{C}$.
- Expérience "B": $T_{ambB} = 0^\circ\text{C}$, $T_{iniB} = 5^\circ\text{C}$, $T_m = -0.5^\circ\text{C}$.

Les conditions "A" et "B" sont présentées sur la Fig. 28. Sur ce graphique, les conditions de références "i" et "a" apparaissent comme vecteurs de base. Nous présentons les résultats expérimentaux "A" et "B" dans le paragraphe suivant (5.2).

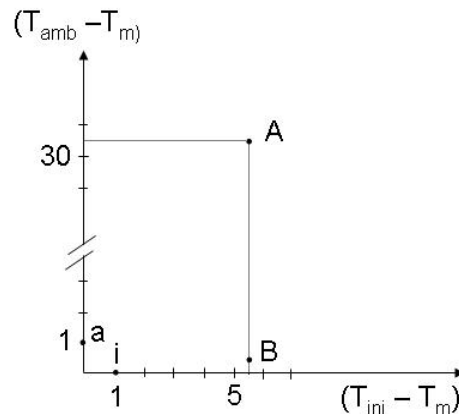


Fig. 28: Position des conditions expérimentales réelles (A and B) et de celles de références (i et a).

$T_i^*(x, t)$ et $T_a^*(x, t)$ peuvent être calculées à partir de températures mesurées dans les expériences "A" et "B" en utilisant les équations suivantes:

$$(T_A(x, t) - T_m) = (T_{iniA} - T_m).T_i^*(x, t) + (T_{ambA} - T_m).T_a^*(x, t) \quad (9)$$

$$(T_B(x, t) - T_m) = (T_{iniB} - T_m).T_i^*(x, t) + (T_{ambB} - T_m).T_a^*(x, t) \quad (10)$$

D'où:

$$\begin{pmatrix} T_i^*(x, t) \\ T_a^*(x, t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{iniA} - T_m & T_{ambA} - T_m \\ T_{iniB} - T_m & T_{ambB} - T_m \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} T_A(x, t) - T_m \\ T_B(x, t) - T_m \end{pmatrix} \quad (11)$$

Il faut noter que l'hypothèse ($T_{PCM} = T_m$) est valable uniquement quand la température de PCM (en haut, au milieu et en bas du conteneur) est constante, ce qui est le cas pendant la période de fusion. A titre d'exemple, quand le conteneur est exposé à une ambiance de 30°C, la période de fusion varie de 20h à 72h selon la position de PCM.

Il est à noter aussi que cette approche est valable pour un conteneur donné et pour une plage de température donnée. Pour d'autre type de conteneur ou pour d'autre plage de température, deux nouvelles expériences (comme A et B) sont nécessaires.

Développement du modèle de prédiction valable à température ambiante variable

La méthode d'excitation-réponse, largement utilisée dans le traitement de signal, peut être appliquée ici dans le cas d'une température ambiante variable (Fig. 29, $T_{amb} = T_k$ pour $t_{k-1} < t < t_k$) pour prédire la température du chargement. L'excitation (variation de la température ambiante avec la température de fusion comme référence) peut être composée, par exemple, comme la somme de 3 fonctions échelons: $(T_1 - T_m)$ à $t_0 = 0$, $(T_2 - T_1)$ à t_1 et $(T_3 - T_2)$ à t_2 . Pour un système linéaire, la réponse (température du chargement à une position donnée) est la somme des réponses dues à chaque échelon d'excitation (température ambiante) en tenant compte du temps de retard.

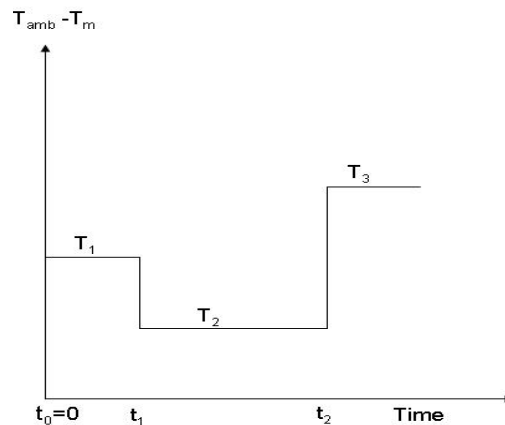


Fig. 29: Exemple de variation de la température ambiante.

Le modèle développé précédemment pour la température ambiante constante peut donc être utilisé pour prédire la température du chargement comme suit:

$$(T(x, t) - T_m) = (T_{ini} - T_m).T_i^*(x, t) + (T_1 - T_m).T_a^*(x, t) + \sum_{k=2}^n (T_k - T_{k-1}).T_a^*(x, t - t_{k-1}) \quad (12)$$

Avec comme convention $T_a^*(x, t < 0) = 0$.

n = nombre de pas de variations de température ambiante.

5.2. Expérimentation

Afin de mettre au point le modèle, nous avons effectué 2 expériences: conteneur exposé à la température ambiante de 30°C (expérience "A") et de 0°C (expérience "B"). Nous avons fait des mesures de l'évolution de température de l'air, du produit et des parois du conteneur (température initiale du conteneur 5°C) pendant 3 jours. La figure 30 présente la position de thermocouples dans le conteneur.

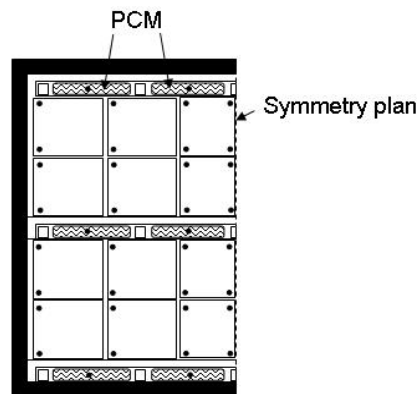


Fig. 30: Position de thermocouples dans le conteneur.

Afin de valider le modèle de prédiction à températures ambiantes variables, ce même conteneur (température initiale 5°C) était exposé à un profil de températures ambiantes oscillant entre 0 et 30°C (Fig. 30bis). Nous avons effectué des mesures de température dans le conteneur comme dans les expériences "A" et "B". Nous avons comparé les résultats obtenus avec ceux de la prédiction.

Il est à souligner que la méthodologie de prédiction de température proposée permet d'éviter de décrire une géométrie complexe de façon détaillée et de connaître les propriétés thermo-physiques (ρ , C_p , λ) de tous les matériaux présents au sein du conteneur. Il est plus facile dans la pratique de réaliser 2 expériences de suivi de températures à différentes positions (comme A et B). Ceci confirme, encore une fois, l'intérêt de la complémentarité entre expérimentation et modélisation.

5.3. Résultats expérimentaux et comparaison avec les résultats du modèle

Une comparaison entre les températures expérimentales et prédites est présentée dans la figure 30bis dans le conteneur exposé à des températures ambiantes variables. La température ambiante est en générale supérieure à 15°C sauf entre 30 et 36h où elle est de 0°C. On constate une augmentation de température au cours du temps partout dans le conteneur sauf à certaines positions près des PCM où la température peut diminuer au cours des 5 premières heures. Le modèle est capable de prédire la tendance générale de l'évolution de température. A mi-hauteur près de la paroi latérale, on observe que le modèle prédit une valeur légèrement supérieure à la valeur expérimentale. La différence entre les deux températures est inférieure à 2°C tout au long des 3 jours. Nous avons observé également qu'en haut du conteneur près des PCM, la prédiction est valable uniquement sur 32h c'est-à-dire lorsque la fusion de PCM est

en cours. Le modèle prédit mal les évolutions quand le PCM est complètement fondu comme prévu par les hypothèses du modèle.

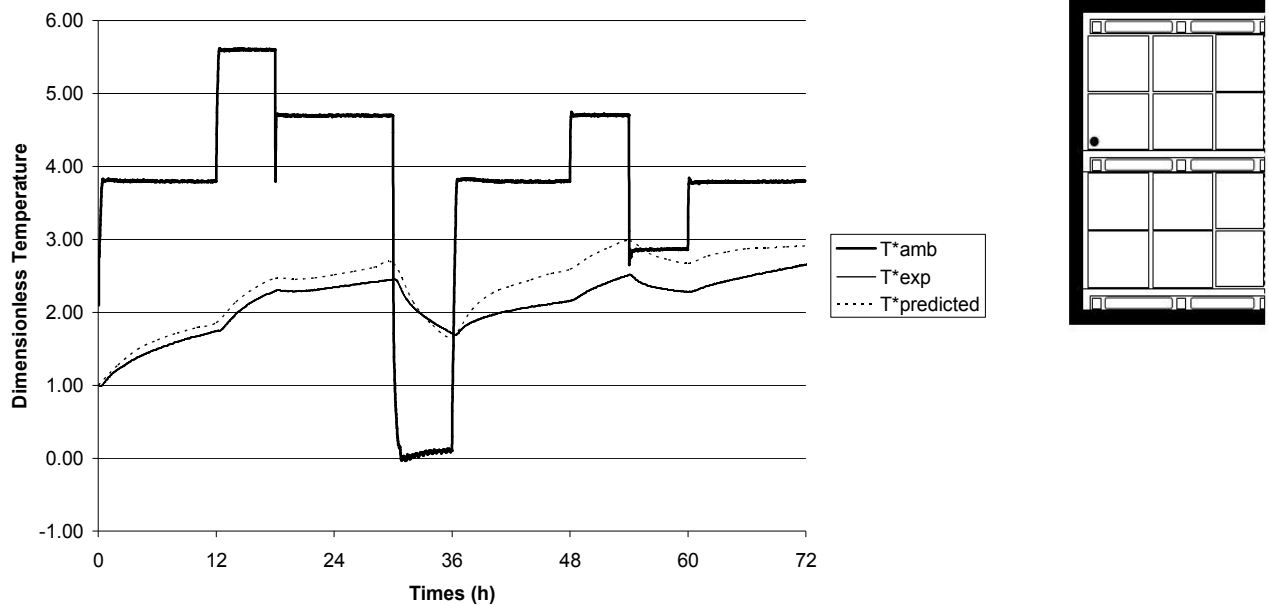


Fig. 30bis: Comparaison des évolutions expérimentales et calculées de la température de produit à mi-hauteur près de la paroi latérale pour un conteneur exposé à une température ambiante variable.

La figure 31 présente l'évolution expérimentale des zones froide ($T^* = \frac{T(x,t) - T_m}{T_{ini} - T_m} < 1$) et chaude ($T^* > 1.5$) quand le conteneur initialement à température 5°C est exposé à une température ambiante de 30°C pendant 3 jours. Ce champ a été dressé à partir de 32 points de mesure. On peut observer que le front chaud pénètre dans un premier temps à travers la paroi latérale. Le produit situé en haut et en bas du conteneur est protégé par les PCM. Ce front avance progressivement en s'agrandissant vers le centre du conteneur. Après 3 jours, la zone froide a complètement disparu.

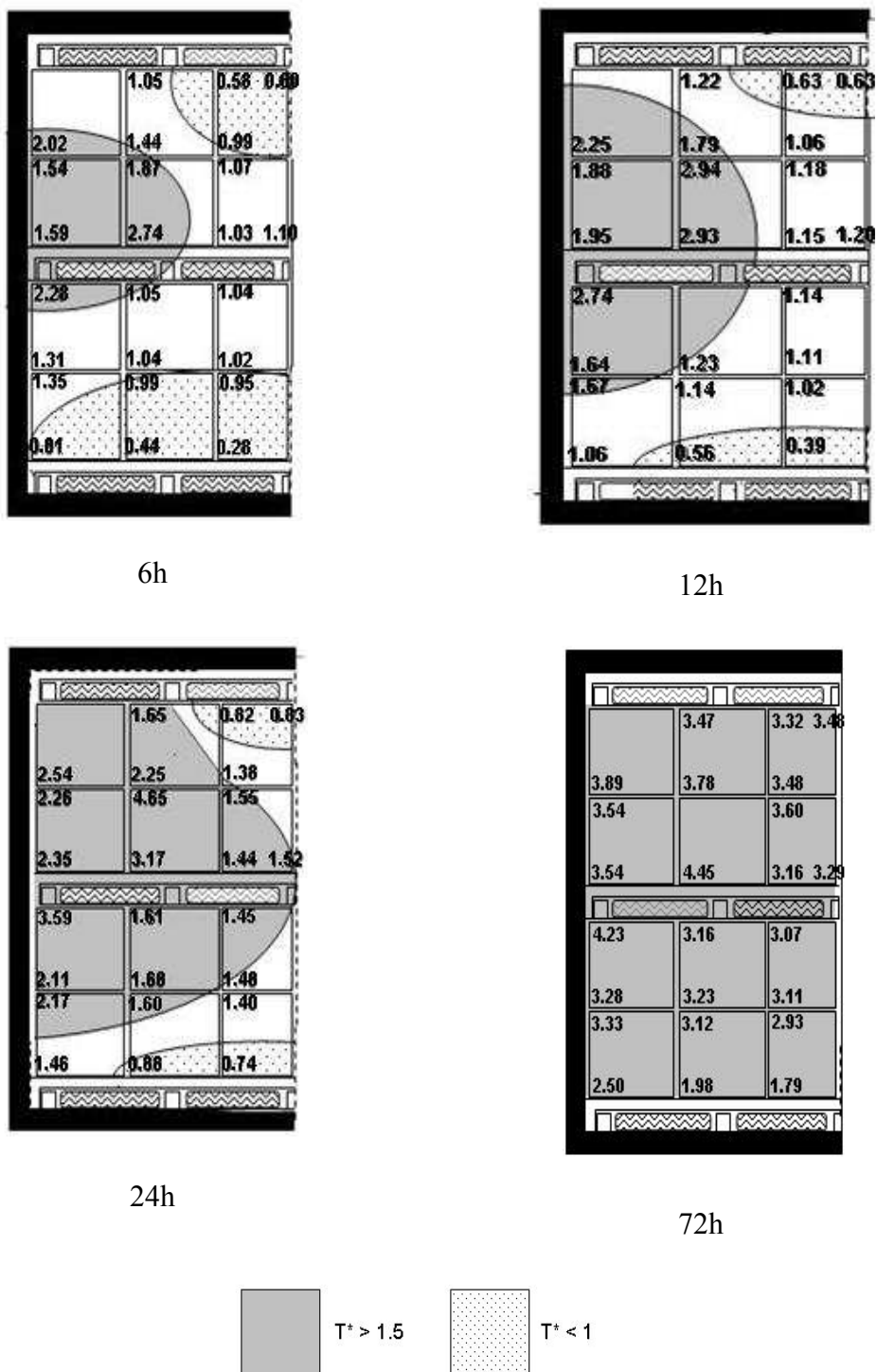


Fig. 31: Evolution expérimentale de la température dans un conteneur isotherme (température initiale 5°C) exposé à une ambiance de 30°C.

5.4. Conclusion

Le modèle développé a été transféré à Sofrigam, fabricant de conteneurs isothermes. Ce modèle permet à l'opérateur d'avoir une information sur l'évolution de température dans le conteneur au cours d'un circuit logistique où la température ambiante peut être variable. Il est à souligner que la prédiction est valable quand la température ambiante varie entre 0°C et 30°C et tant que l'accumulateur de froid n'est pas complètement décongelé (environ 32h). Pour d'autres types de conteneur ou d'autres plages de température ambiante, il est nécessaire de refaire 2 expériences de suivi de l'évolution de température dans le conteneur exposé à 2 températures ambiantes différentes.

Le modèle proposé peut être amélioré pour prédire la quantité de PCM fondu au cours du temps à différentes positions dans le conteneur. Ceci permettra également d'identifier des positions judicieuses de PCM pour préserver le chargement à une bonne température le plus longtemps possible.

CHAPITRE VI

**TRANSFERTS DE CHALEUR DANS UNE ENCEINTE PAR APPROCHE MILIEU CONTINU 1D:
APPLICATION A LA STERILISATION SUPERFICIELLE A LA VAPEUR DES PRODUITS CARNES**

VI. TRANSFERTS DE CHALEUR DANS UNE ENCEINTE PAR APPROCHE MILIEU CONTINU 1D: APPLICATION A LA STERILISATION SUPERFICIELLE A LA VAPEUR DES PRODUITS CARNES

La stérilisation superficielle a pour but la décontamination bactériologique des produits alimentaires solides en surface (cf. article n°17). Industriellement, le traitement thermique se réalise à la vapeur dans un autoclave. Lors d'un traitement thermique de ces produits, il est important de connaître avec précision l'évolution de la température de surface pour garantir la sécurité des aliments. Or, une mesure directe de cette température par contact à l'aide d'un thermocouple est délicate à réaliser. Si la position du thermocouple dépasse légèrement la surface, il indique une valeur proche de celle de la vapeur. S'il est légèrement en profondeur, la température est nettement sous-estimée car le traitement rapide entraîne de grands gradients de température. (jusqu'à 10°C/mm près de la surface du produit). On peut disposer par contre de la température de la vapeur, de la température à différentes profondeurs dans le solide et du flux radiatif mesuré par un capteur infrarouge. L'objectif de l'étude était donc de développer une méthodologie d'estimation de la température de surface à partir de ces informations. Cette méthodologie est originale compte tenu des conditions spécifiques suivantes qui sont liées à notre application:

- Les transferts thermiques entre la vapeur et la surface du produit dépendent du taux d'incondensables (air), de l'écoulement de la vapeur dans l'enceinte (autoclave) et des condensats sur le produit. Il n'est pas possible d'utiliser une corrélation générale pour estimer la température de surface.
- L'émissivité de la surface peut être affectée par la présence des condensats, voire par un changement de couleur du produit. Différents éléments absorbent partiellement le rayonnement émis: la vapeur, les gouttelettes d'eau (brouillard) et le hublot.
- Les propriétés thermo-physiques des produits sont variables notamment la diffusivité thermique.

6.1. Expérimentation

Un dispositif expérimental a été développé pour reproduire à échelle réduite les phénomènes ayant lieu dans un autoclave industriel (Fig. 32). Pour éviter une trop grande complexité lors de la mise au point de la méthodologie d'estimation de la température de surface, nous avons travaillé dans un premier temps sur un solide modèle. Ce solide (en Téflon) a une géométrie simple, ses propriétés thermo-physiques sont connues et proche de celles de la viande (diffusivité thermique du Téflon : $1.02 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ proche de celle de la viande : $1.12 \times 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$). La position exacte des thermocouples dans le bloc du Téflon a été vérifiée par radiographie.

Le procédé de stérilisation superficielle consiste à faire d'abord le vide dans l'enceinte, puis à injecter de la vapeur saturée à 130°C pendant 5 à 10 minutes. Enfin on refait le vide pour ré-évaporer les condensats et refroidir ainsi le produit. Au cours du traitement thermique, La température de surface a été suivie à l'aide d'un thermocouple monté sur une feuille métallique de faible épaisseur. Cette mesure impossible sur un produit carné, a servi de référence pour valider les estimations de la température de surface effectuées par ailleurs.

Nous avons en effet estimé la température de surface par deux méthodes basées sur d'autres mesures réalisables sur un produit carné:

- A partir des mesures infrarouge et de la température de vapeur en utilisant une méthode de modélisation directe des transferts thermiques (après identification de certains paramètres)
- A partir des mesures de température à différentes profondeurs dans le produit en utilisant une méthode inverse.

Après avoir effectué la validation de notre méthodologie sur le solide modèle, nous l'avons utilisé pour prédire la température de surface de la viande.

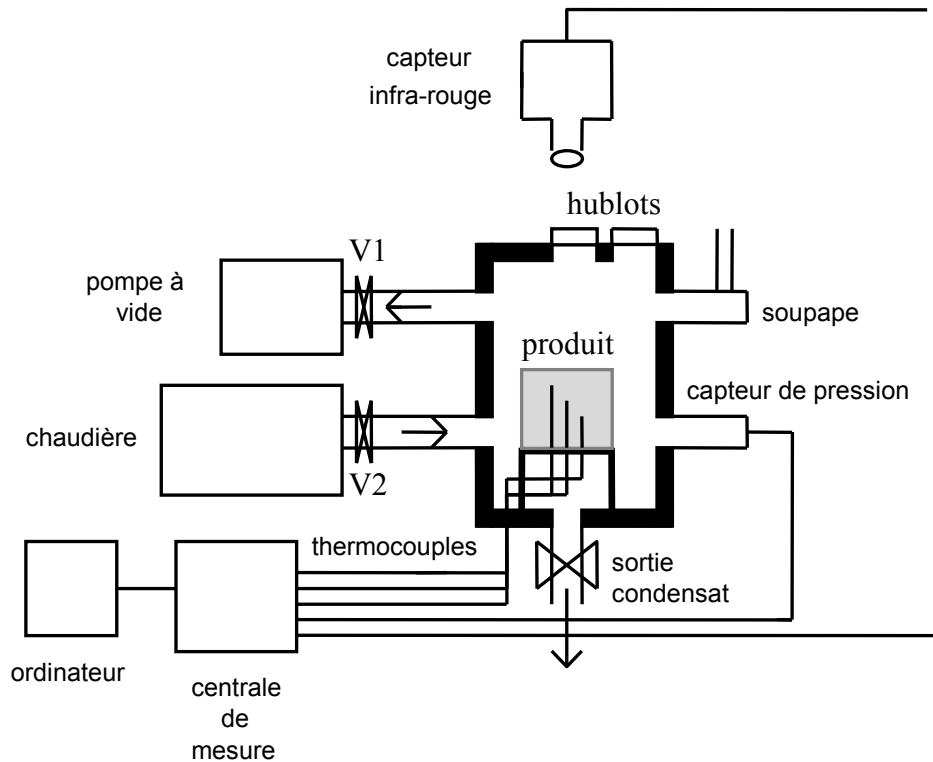


Fig. 32: Dispositif expérimental de l'étude de stérilisation superficielle à la vapeur des produits solides.

6.2. Modélisation par la méthode directe

Pour la méthode directe (Fig. 33a), on suppose connus l'évolution de la température de la vapeur (conditions aux limites), la température initiale du produit et les paramètres physiques du système (y compris le coefficient de transfert entre la vapeur et la surface). Dans un système diffusif, les fluctuations s'amortissent des limites du système vers l'intérieur. Le bruit de la mesure de la température de la vapeur et du produit ne se répercute donc pas entièrement sur l'estimation de la température de surface.

Pour calculer l'évolution de la température de surface, on utilise la méthode des différences finies. Le produit est assimilé à une plaque semi-infinie. On approche le flux de chaleur entre la vapeur et la surface par un coefficient de transfert constant (hypothèse assez forte) et l'on considère qu'il y a conduction dans un milieu homogène dans le solide. On suppose que la température initiale du produit est uniforme et les transferts sont unidirectionnels (perpendiculaire à la surface), ceci est tout à fait valable pour le traitement superficiel.

L'identification du coefficient de transfert de chaleur entre la vapeur et la surface du produit a été effectuée en minimisant la somme des carrés des écarts entre les valeurs calculée et mesurée (par infrarouge) de la température de surface. On exploite ainsi le fait que le capteur

infrarouge permet de bien estimer précisément la rapidité de l'augmentation de la température de surface bien qu'il ne permette pas d'estimer la valeur de cette température à cause de l'absorption du rayonnement par les gouttelettes, le hublot etc. On trouve h de l'ordre de $1500 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Cette valeur relativement faible peut s'expliquer par la présence d'air dans l'autoclave et le fait que la surface du produit traité est horizontale, ce qui fait que les condensats s'y écoulent mal (rappelons qu'il s'agit d'une valeur "moyenne" puisque h est considéré comme constant).

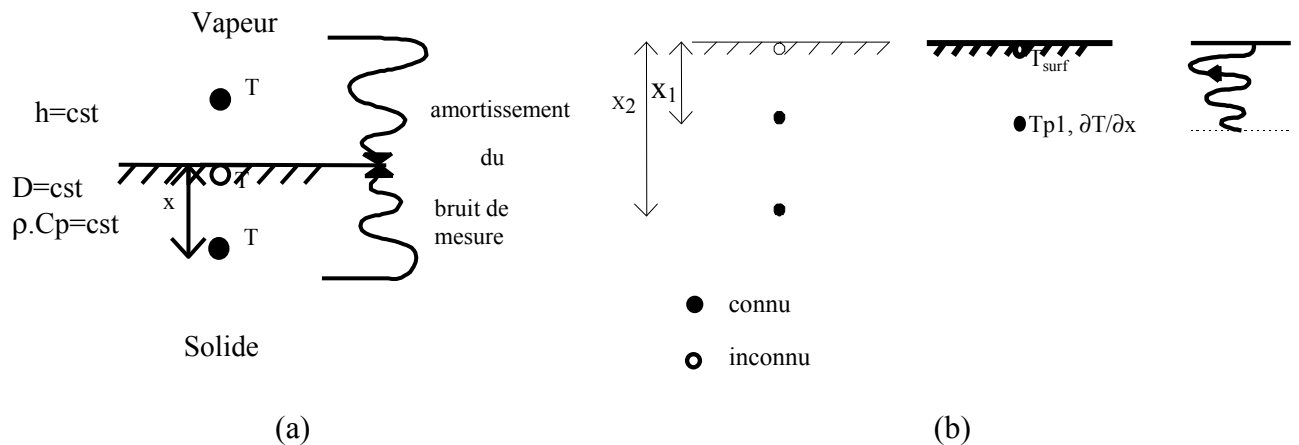


Fig. 33: Méthode d'estimation de température de surface (a)- méthode directe (b)-méthode inverse.

6.3. Modélisation par méthode inverse

Pour la méthode inverse (Fig. 33b), on suppose connus uniquement la température du produit à différentes profondeurs, ainsi que la température initiale et les propriétés du solide. A partir de la température mesurée à deux profondeurs, on peut en effet, par un modèle direct calculer le flux (ou le gradient de température) à la première profondeur. On a alors deux conditions sur une partie de la frontière (profondeur 1) et aucune sur l'autre (surface). Dans un tel problème (dit mal posé), les fluctuations s'amplifient de la frontière connue vers la frontière inconnue. Le bruit de mesure sur T_{p1} et T_{p2} se répercute de façon amplifiée sur T_s . Différentes techniques ont été proposées pour identifier l'évolution la plus "vraisemblable" pour la frontière inconnue (T_{surf} pour nous) et pour compenser le phénomène d'amplification des bruits de mesure. Nous avons utilisé la méthode de Space Marching (Fig. 34). Pour cette méthode, l'équation de conservation de l'énergie sur un volume élémentaire est approchée par des différences centrées en temps (n est l'indice du temps et i est le pas d'espace). La température en $i+1$ (proche de la surface) à l'instant n est évaluée à partir des températures en i et $i-1$ à l'instant $n-1$, n et $n+1$. L'effet de lissage apporté par cette moyenne a tendance à amortir les fluctuations de température de la profondeur du produit vers la surface, qui sinon s'amplifieraient. On peut ainsi calculer successivement l'évolution de la température en fonction du temps à des distances de plus en plus proche de la surface. Il est à noter qu'en progressant vers la surface, la durée sur laquelle on peut évaluer l'évolution de la température diminue.

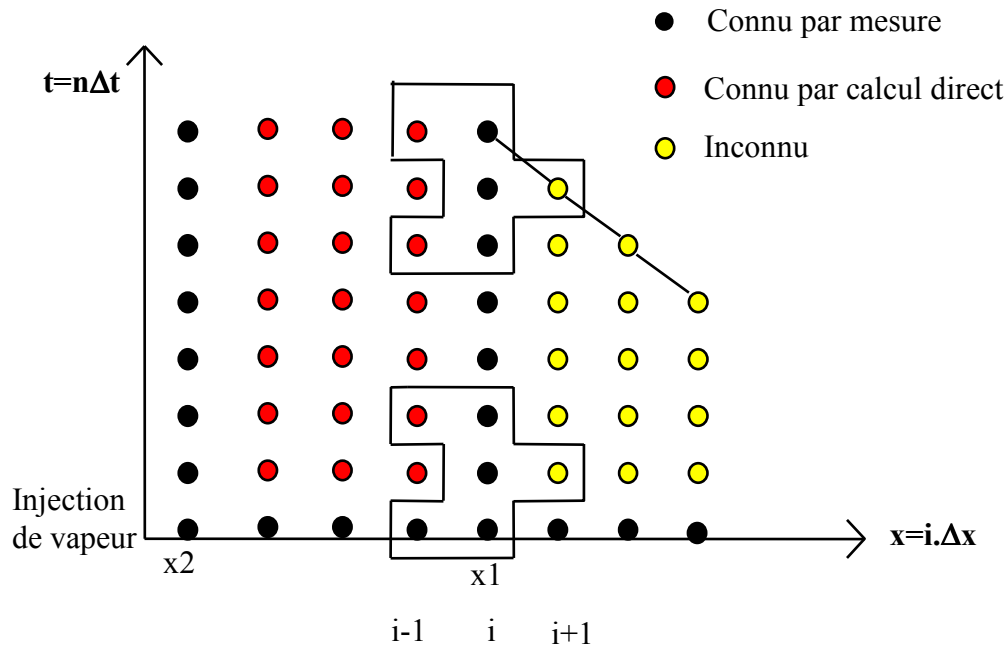


Fig. 34: Méthode de Space Marching.

6.4. Résultats

Nous avons calculé la température de surface directement par le flux infrarouge et par les méthodes directe et inverse dans le cas du téflon. Nous avons comparé ces résultats avec les valeurs mesurés par le thermocouple de surface (Fig. 35).

Température (°C)

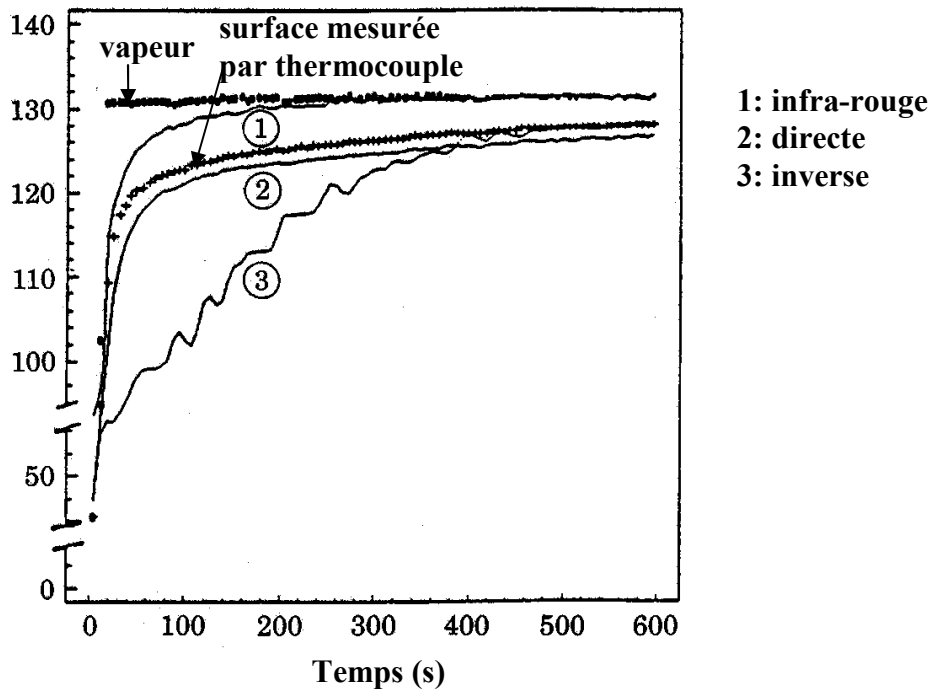


Fig. 35: Comparaison entre les températures expérimentales et calculée lors de la stérilisation superficielle du solide modèle (Téflon).

La température de surface estimée par la méthode directe est assez proche de la température de référence (mesurée par thermocouple). La méthode tient bien compte du fait que l'évolution de la température de surface est "encadrée" par celle de la vapeur et celle mesurée en profondeur. C'est donc cette méthode que nous avons retenue pour la viande. L'estimation par infrarouge surestime la température. La méthode inverse sous-évalue nettement la température de surface au début du traitement. On remarque qu'il subsiste quelques oscillations de cette température malgré le lissage. Il faut noter que la température de surface estimée par la méthode inverse est particulièrement sensible à la précision de la profondeur du premier point de mesure (une erreur de 0,5 mm peut se traduire par écart de 10°C). Cette légère différence d'estimation de température pourrait se traduire par une très grande différence sur l'effet de décontamination microbienne. Car quelques degrés de plus peuvent décupler la vitesse de destruction de certains microorganismes

6.5. Conclusion

L'expérimentation seule ne permet pas de connaître la température de surface d'un produit solide soumis à un chauffage rapide à la vapeur à cause des difficultés de la mise en place de capteurs et de leur précision de mesure. La modélisation seule ne permet pas non plus de la connaître à cause de la difficulté à trouver des valeurs de coefficient de transfert dans la littérature pour les conditions particulières de notre application (présence d'air, de gouttes d'eau et de condensats). Plusieurs méthodes ont été donc mises au point et comparées dans notre étude.

La méthode directe que nous avons retenue consiste à identifier successivement les paramètres d'un modèle simplifié de transfert thermique notamment à partir des mesures infrarouge, puis à calculer l'évolution à la surface à partir de la température de vapeur et de la température initiale du produit.

Les résultats obtenus par cette méthode sont en bon accord avec les mesures d'un thermocouple spécial collé à la surface d'un solide modèle (en Téflon).

La méthode tient compte des difficultés particulières rencontrées dans le cas de solides alimentaires et a été testée de façon satisfaisante dans le cas de morceaux de viande. On peut signaler en fin qu'au-delà des expérimentations réalisées dans des conditions bien maîtrisées avec le dispositif de laboratoire, des essais ont également été conduits en situation industrielle en liaison avec un constructeur d'autoclave (Lagarde) et un transformateur de produits carnés (Bongrain).

CHAPITRE VII

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

VII. CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

7.1. Conclusion générale

Le thème de recherche que je mène a pour objectif de caractériser des variables physiques tels que la température, la vitesse, l'humidité et le flux thermique lors des traitements frigorifiques et thermiques des produits. Ces paramètres ont une influence importante sur l'évolution des qualités organoleptique et sanitaire des produits. Pour bien maîtriser ces paramètres, il est nécessaire de comprendre les mécanismes des écoulements, des transferts de chaleur et de matières mis en jeu.

Pour atteindre cet objectif, diverses approches expérimentales et numériques ont été utilisées.

La plupart des expérimentations ont été réalisées dans des maquettes à échelle réduite (autoclave) ou à échelle réelle (réfrigérateur domestique). Ces maquettes permettent de reproduire les mêmes phénomènes que ceux observés dans un équipement réel mais dans des conditions plus simples et mieux maîtrisées, favorisant ainsi leur compréhension. Des méthodologies de mesures ont été mises au point telles que des mesures de température de surface de produits, des mesures de faibles vitesses d'air et des flux thermiques échangés par conduction, convection et rayonnement entre les produits. En effet, compte tenu des particularités de notre application (par exemple, produit alimentaire soumis à de faibles vitesses d'air, taille de produits du même ordre de grandeur que celle de la cavité), nous avons du développer notre propre méthode de caractérisation des paramètres.

Nous avons développé des modèles à différentes échelles de description du produit: CFD, macro-poreux, zonal, boîte noire et milieu continu 1D. Ces modèles, après une validation expérimentale, permettent de formaliser les connaissances, de faire des prédictions dans des conditions opératoires non explorées et d'avoir accès à des variables difficilement mesurables. Ces modèles ont été appliqués pour étudier les écoulements et les transferts dans des différents équipements: réfrigérateur domestique, conteneur isotherme et autoclave.

Cette démarche qui fait appel aussi bien à l'expérimentation et à la modélisation permet de bien approcher les phénomènes physiques.

Les résultats obtenus peuvent contribuer à des améliorations technologiques sur la conception des équipements et leur conduite par les opérateurs ou les consommateurs. Ils peuvent également aider les pouvoirs publics à évaluer des risques sanitaires pour des produits alimentaires lors d'un circuit logistique.

Ces recherches ont également permis l'acquisition de connaissance et le développement de méthodologies génériques. Elles sont applicables à d'autres secteurs que le traitement thermique des aliments notamment en convection naturelle pour des enceintes chargées de nombreux obstacles mais qui ne sont pas suffisamment petits pour être assimilés à un milieu poreux classique. Ceci plus particulièrement en présence de nombreux couplage: convection, rayonnement, conduction, transfert de matière avec changement de phase.

7.2. Perspectives

Compte tenu des connaissances acquises dans le passé, je souhaiterais orienter ma recherche dans les années à venir autour de 3 actions:

Action 1: Développer une nouvelle orientation de recherche : Etudier le couplage d'approches déterministes et stochastiques appliqué à l'ensemble de la chaîne du froid. Nous présentons en détail plus loin l'association de ces 2 approches.

Action 2: Développer une nouvelle compétence expérimentale : Etudier le transport et le dépôt des particules dans une cavité fermée permettant une compréhension des mécanismes de propagation des spores et de leur adhésion sur les parois des équipements frigorifiques. Dans le cadre du projet Simpfri, nous avons déjà réalisé une étude préliminaire de caractérisation des tailles de particules transportées dans l'air ou déposées sur une paroi sous l'effet de la convection naturelle dans la maquette de réfrigérateur vide.

Action 3: Etudier les transferts thermique/hydrique et les écoulements en convection mixte (naturelle + forcée) dans d'autres équipements chargés de produits. Malgré le soufflage d'air froid qui a lieu dans certains équipements frigorifiques, la circulation d'air peut être limitée dans certaines zones. Ceci est dû à une mauvaise distribution d'air, par exemple à l'arrière d'un camion frigorifique ou dans une zone morte d'une chambre froide. Dans ces zones, la convection naturelle ne peut être ignorée. Afin de maîtriser la température et l'humidité de produits conservés dans ces équipements frigorifiques, il est donc nécessaire d'étudier la convection mixte. La convection mixte peut être également rencontrée dans d'autres procédés étudiés dans l'UMR Génial (cuisson dans un four ou dans une cocotte par exemple). Mes compétences expérimentales notamment sur la mesure de vitesse par PIV peuvent contribuer au développement de connaissances au sein de l'UMR. Cette action reste au stade de réflexion et il n'y a pas encore de projet en phase de réalisation à court terme; nous ne développons ci-dessous que les actions 1 et 2.

7.2.1. Modélisation de l'histoire thermo-hydrique de produit par l'association d'approches déterministes et stochastiques

Le couplage de modèles déterministes et stochastiques est largement utilisé dans les procédés agro-alimentaires du fait de la variabilité des propriétés thermo-physiques des produits biologiques et de la variabilité des conditions de la transformation. Cette approche est intéressante à appliquer dans la chaîne du froid car on y compte de nombreuses variables "aléatoires" dans la pratique: température ambiante, température de l'air dans les équipements, position et temps de séjour des produits etc. La première publication de l'utilisation de cette approche dans la chaîne du froid est parue en 2008 (Université de Torino, Italie).

Depuis de longues années, notre laboratoire (GPAN) a acquis des connaissances sur les transferts thermiques dans différents équipements frigorifiques (chambre froide, camion frigorifique, meuble de vente, réfrigérateur domestique). La simulation CFD a été souvent utilisée pour étudier les écoulements et les transferts thermiques dans les équipements pour mieux comprendre les phénomènes en jeu. Or, ce type de simulation demande un temps de calcul très long. Il est donc difficile de l'appliquer afin d'étudier les phénomènes sur l'ensemble de la chaîne du froid qui est composée de plusieurs équipements et d'interfaces. Il est donc nécessaire de développer des modèles simplifiés mais qui tiennent compte des principaux phénomènes observés dans les équipements réels (hétérogénéité de températures de l'air et du produit suivant la position). GPAN dispose également de données de terrain sur l'évolution de température de produits de la production jusqu'à la consommation qui ont déjà fait l'objet d'analyses statistiques mais sans lien avec des modèles thermiques déterministes.

Le couplage d'approches déterministes et stochastiques permettra de mieux coordonner les recherches sur le terrain et de laboratoire.

Cette thématique fait l'objet d'une thèse qui vient de débiter et que j'encadre (financement direction scientifique du Cemagref, démarrage Octobre 2008, Direction D. Flick/G. Alvarez). Cette thèse intitulée « Modélisation de l'histoire thermo-hydrigue d'un produit par association d'approches déterministes et stochastiques » a pour objectif de développer une approche générique permettant une prédiction de l'évolution des températures et de l'humidité de produits frais au cours de la chaîne du froid jusqu'à la consommation. En associant un modèle de microbiologie prévisionnelle, cette approche peut être utilisée comme un outil d'évaluation de risque sanitaire tout au long de la chaîne du froid.

La méthodologie tient compte des variabilités à chaque étape de la chaîne. Ces variabilités sont relatives à :

- la succession des équipements (tunnel de réfrigération, chambre froide, véhicule frigorifique, meuble frigorifique de vente, réfrigérateur domestique etc.) et d'interface (attente sur un quai de chargement, chariot, coffre de voiture etc.).
- le temps passé par les produits dans chaque équipement.
- l'état initial des produits (température, teneur en eau, maturité, teneur en vitamine, niveau de contamination etc.) et leurs propriétés thermo-physiques (capacité thermique massique, forme, taille etc.).
- la position du produit dans l'équipement (près du souffrage d'air, près de l'évaporateur etc.).
- l'état de l'équipement (débit d'air, dimension, conception etc.) et son environnement (température ambiante, éclairage etc.).

A titre illustratif (Fig. 36), les produits peuvent être chargés à l'arrière, à l'avant ou au milieu des véhicules frigorifiques (petit camion, semi remorque). Ces produits peuvent être chargés à différentes positions des meubles de vente dans des magasins plus ou moins climatisés avant d'être transportés dans un coffre de voitures (climatisé ou non). Ces produits peuvent être ensuite placés à plusieurs positions des réfrigérateurs (froid statique, froid ventilé).

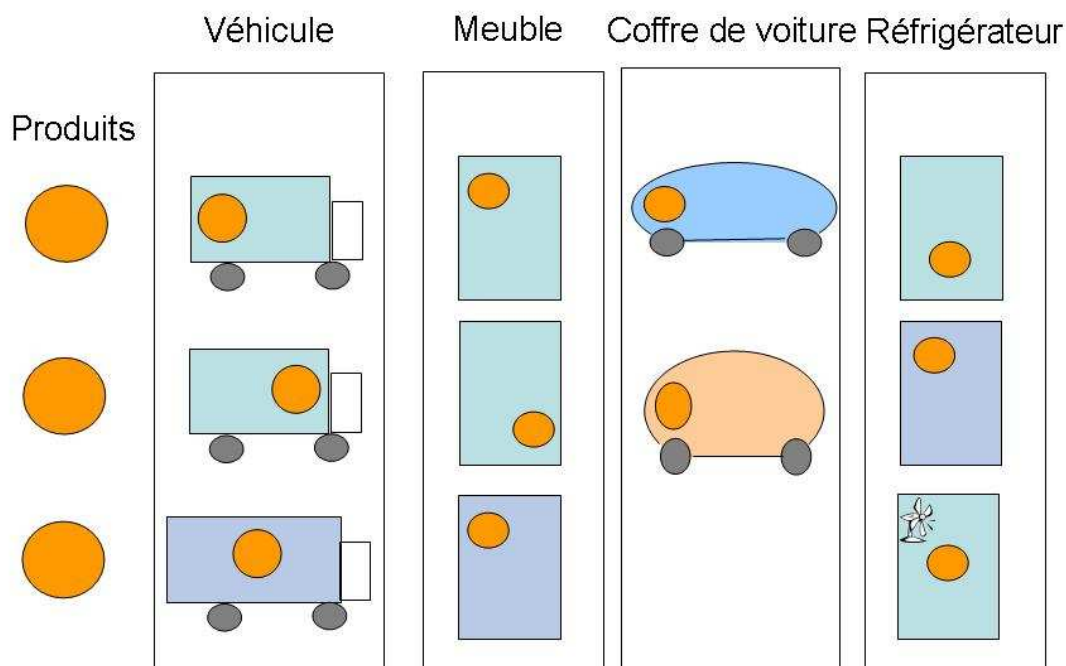


Fig. 36: Schéma d'itinéraire de produits dans les 3 derniers maillons de la chaîne du froid et dans une interface: véhicule frigorifique, meuble de vente, coffre de voiture et réfrigérateur domestique.

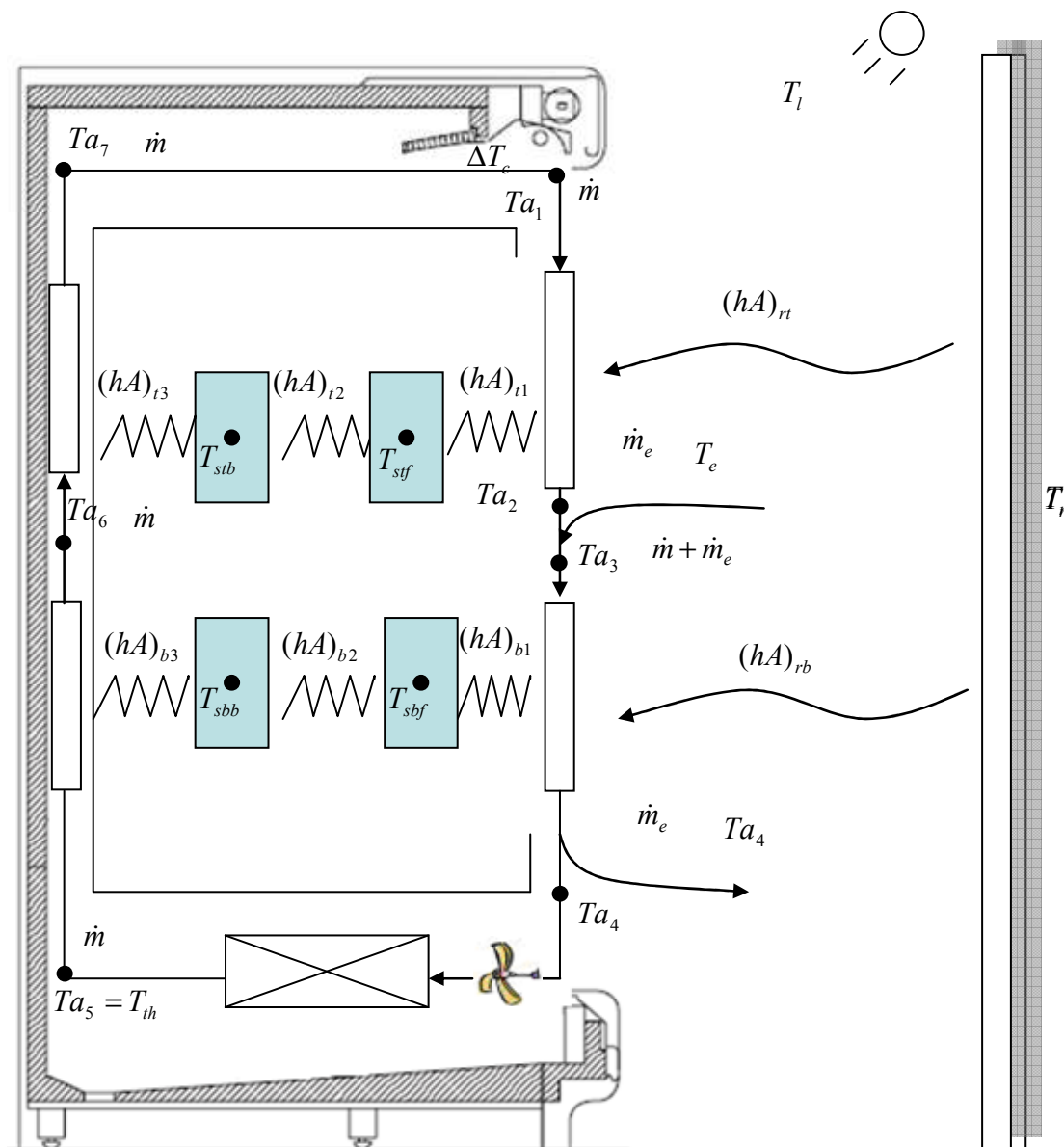
Une approche générale consiste à:

- développer un modèle déterministe simplifié pour chaque équipement et pour les interfaces.
- analyser les hypothèses utilisées (limites de l'utilisation du modèle simplifié).
- valider le modèle développé en comparant avec des données expérimentales obtenues en laboratoire dans des conditions bien maîtrisées.
- analyser la sensibilité des paramètres du modèle déterministe (coefficient de transfert, température ambiante etc..). Cela permet d'identifier les paramètres (niveau, variabilité) qui ont le plus d'impact sur des critères de qualité (organoleptique et sanitaire) et sur la consommation énergétique.
- estimer les lois de probabilités de la logistique (probabilité qu'un produit se trouve en façade et en haut d'un meuble, probabilité qu'un produit soit consommé immédiatement après l'achat par exemple).
- implémenter les modèles mixtes (déterministe et stochastique).
- valider les modèles mixtes par comparaison avec les données de mesures sur le terrain ou obtenues par enquête.

Dans le cadre de la thèse, l'approche générale sera appliquée aux 2 derniers maillons de la chaîne du froid: meuble frigorifique de vente et réfrigérateur domestique (séparés par l'interface achat/coffre de voiture) qui sont les plus vulnérables d'après l'enquête Cemagref et ANIA (2003)

Depuis le démarrage de la thèse de Salah Bahloul, nous avons développé un modèle zonal pour un meuble frigorifique vertical ouvert (Fig. 37). Pour maintenir une bonne température du chargement, un rideau d'air est une technique couramment utilisée. L'air soufflé en haut du meuble descend vers le bas et au cours de son parcours, il est chauffé d'une part par l'échange de chaleur par convection avec le chargement situés en façade et d'autre par l'infiltration de

l'air ambiant du magasin. L'air chaud est repris par le bas, il est refroidi (au contact d'un évaporateur) et remonte vers le haut du meuble par une gaine située en arrière. En remontant, l'air échange de la chaleur par convection avec les chargements situés en arrière. Nous avons considéré 4 positions de chargement. Il y a une différence de température du chargement du haut et du bas due à l'échauffement de l'air au cours de son parcours. Il y a également une différence entre la température du chargement située en façade et celui au fond d'un meuble due à l'échange par rayonnement entre les chargements en façade et les surfaces situées en face du meuble (mur du magasin ou un autre meuble frigorifique). Il y a un échange par conduction entre les chargements situés au même niveau. L'échauffement du produit dû à l'éclairage de magasin est également pris en compte dans le modèle. Nous avons considéré que la sonde de température du thermostat est située en haut et en arrière, position T_{a7} sur la figure 37 (information d'un constructeur).



- Fig. 37: Schéma simplifié du transfert de chaleur de chaleur dans un meuble frigorifique de vente vertical

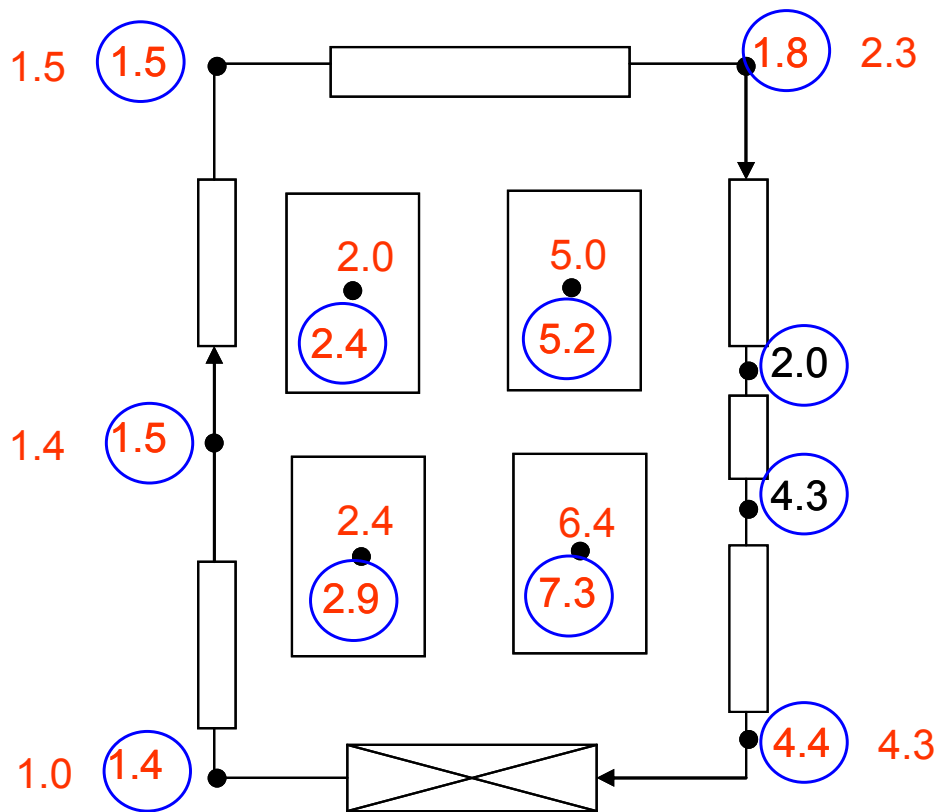
Les bilans de chaleur en régime permanent ont été développés de la même manière que pour

le réfrigérateur domestique. La programmation a été effectuée sous Matlab 7.5.

La figure 38 compare les prédictions du modèle à des mesures pour les conditions suivantes:

- Température ambiante externe: 20°C
- Température du rayonnement: 20°C
- Température de réglage du thermostat : 1.5°C
- Vitesse de l'air au soufflage: 0.72m/s
- Apport de chaleur par l'éclairage : $Q_{\text{haut}} = 1.34\text{W/m}$ de largeur, $Q_{\text{bas}} = 0.63\text{W/m}$ de largeur (valeurs estimées).
- Taux d'induction: 15% (valeur moyenne estimée selon notre bibliographie).

Les températures de l'air et du chargement à différentes positions ont été calculées et comparées avec les valeurs expérimentales. Nous avons observé un écart maximal de 0.5°C au niveau de la température de l'air et un écart maximal de 0.9°C au niveau de la température du chargement. Le modèle permet donc une bonne prédiction.



○ Résultat de simulation

Fig. 38: Comparaison entre les températures prédites par le modèle simplifié (valeurs dans le cercle) et celles obtenues expérimentalement (valeur à côté de cercle) pour un meuble vertical ouvert.

Conclusion

L'association de modélisations déterministes et stochastiques dans la chaîne du froid est une nouvelle orientation de ma recherche. Cette approche permet de développer une nouvelle thématique de notre laboratoire en exploitant les données expérimentales obtenues en laboratoire et sur le terrain. Cette approche correspond parfaitement à la recherche appliquée pour évaluer des risques alimentaires. Elle permettra à notre équipe de se positionner au niveau national car aucun autre laboratoire n'utilise cette approche dans le domaine qui nous intéresse (chaîne du froid). Par ailleurs, elle permettra également à notre équipe de se positionner au niveau européen car l'étude fait partie du projet européen "Frisbee" (**F**ood **R**efrigeration **I**nnovations for **S**afety, consumer **B**enefit, **E**nvironmental impact and **E**nergy optimization along the cold chain in Europe.) que GPAN coordonne. Le démarrage de ce projet est prévu en début de 2010.

7.2.2. Etude du dépôt et du transport de particules dans une enceinte

Comme dit précédemment, seule une étude est préliminaire a été réalisée à l'heure actuelle. Nous présentons ici succinctement les résultats expérimentaux sur le dépôt de particules sur une paroi.

L'expérience consiste à injecter des particules dans la maquette vide et suivre le dépôt de ces particules sur la paroi chaude (en verre) à l'aide d'une caméra haute définition (Fig. 39). Les fenêtres d'observation sont situées à différentes hauteur de la paroi chaude (10 cm, 30 cm, 50 cm, 70 cm et 90 cm) et la dimension de chaque fenêtre est de 4cm en hauteur et 3cm en largeur.

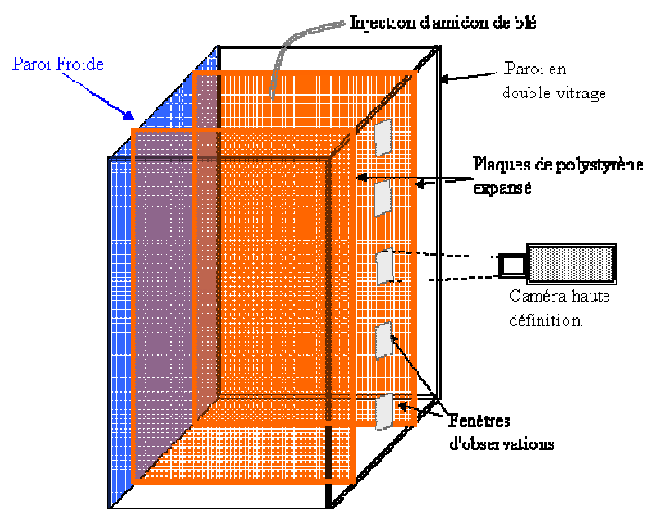


Fig. 39 : Dispositif expérimental pour les mesures de particules par analyse d'images

Un premier cliché est pris pour ces différentes fenêtres d'observation représentant l'état initial de la paroi (état propre). Une injection de particules (poudre d'amidon de blé) est réalisée en haut de la maquette à 25 cm de la paroi froide. Un deuxième cliché est pris 1 heure après l'injection. Un traitement d'images est ensuite réalisé à l'aide du logiciel "Image J" permettant ainsi de compter le nombre final de particules déposées (en faisant une soustraction entre le nombre de particules initial (état propre) et le nombre de particules (après 1h de dépôt). 21 essais ont été réalisés sur chaque fenêtre d'observation, la moyenne et l'écart type de ces essais sont présentés sur la figure 40. On constate que les particules se déposent plus en bas qu'en haut de la paroi du fait de la pesanteur.

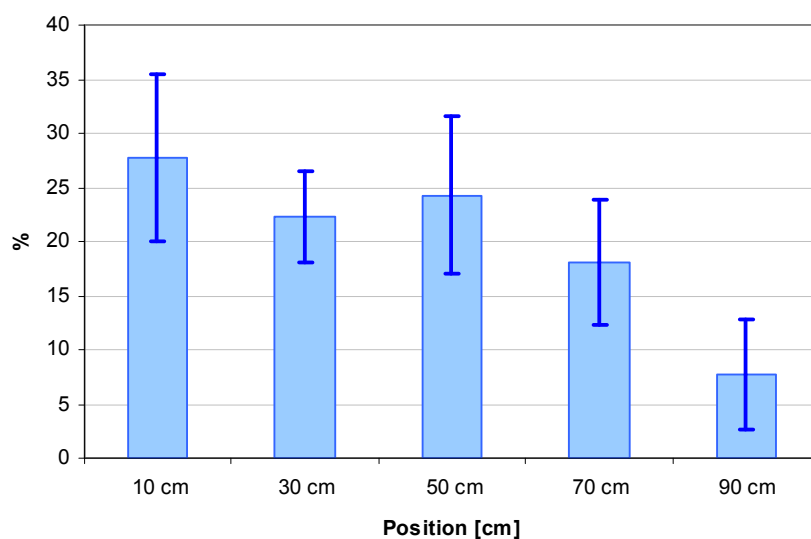


Fig. 40 : Représentation du dépôt de particules (en pourcentage) à différents position de la paroi chaude

L'analyse statistique par régression linéaire entre le dépôt de particule et la hauteur a montré qu'il y a une corrélation significative entre ces deux variables.

Une étude numérique du dépôt et du transport de particules a été également réalisée en utilisant le code CFD Fluent. Une méthodologie particulière a été mise au point. L'écoulement a été résolu dans un premier temps en régime laminaire. Une fois la solution convergée, le régime laminaire est changé en régime turbulent (utilisation du modèle k-ε).

Conclusion

Une étude préliminaire a été réalisée dans le cadre du projet Simpfri (terminé en décembre 2008) afin de comprendre les mécanismes de transport des particules sous l'effet de la convection naturelle dans une enceinte. La mise au point de la méthodologie expérimentale était délicate notamment en ce qui concerne l'ensemencement et la méthode d'échantillonnage qui peuvent entraîner un problème de répétabilité des résultats. Malgré cela, les premiers résultats que nous avons obtenus sont encourageants.

Nous avons obtenu une aide financière de la région Ile de France permettant d'acheter avant la fin de l'année 2009 un microscope à longue distance et un logiciel de traitement des données. Ces matériels, en complément avec le système PIV dont nous disposons permettront de caractériser les particules d'ensemencement: taille, forme et position. Cela nous permettra d'étudier le transport des particules dans l'air. Nous pourrons donc poursuivre cette étude dans des conditions plus complexes, par exemple pour une enceinte plus ou moins humide et chargée de produits. L'application de cette étude aux réfrigérateurs domestiques permettra de prédire la propagation des spores et de leur adhésion sur les parois.

7.3. Conclusion sur les perspectives et positionnement envisagé.

Mes principales perspectives portent sur la mise en place d'un **ensemble cohérent et plus complet d'outils expérimentaux et numériques** pour l'étude et la maîtrise d'enceintes réfrigérées chargées de produits alimentaires.

D'un point de vue expérimental, je souhaiterais développer une compétence pour caractériser le **transport et le dépôt de particules** car ce point est crucial pour le problème de contamination microbienne. Ce positionnement est original car très peu d'études ont été effectuées dans le cas d'enceintes closes en convection naturelle où les écoulements sont surtout localisés près des parois et quasi nuls au centre des cavités. J'envisage également d'étendre mon activité de recherche au cas de la **convection mixte**. Les compétences que j'ai acquises sur la mesure de faibles vitesses d'air et de faible flux thermiques (radiatifs, convectifs et conductifs) pourraient ainsi être mises à profit pour d'autres équipements frigorifiques tels qu'un véhicule frigorifique ou une chambre froide. En effet, bien qu'il y ait un soufflage d'air froid dans ces équipements, la circulation d'air peut être limitée dans certaines zones où la convection naturelle ne peut être ignorée. Enfin, on commercialise de plus en plus de réfrigérateurs à froid ventilé qui sont également soumis à la convection mixte. Ces modèles sont plus homogènes en température mais peuvent favoriser la propagation des spores microbiennes dans l'appareil. Les réfrigérateurs à froid ventilé constituent donc un bon exemple d'application pour l'étude du transport de particules en convection mixte.

Du point de vue de la modélisation, je commence à développer des **modèles associant des approches stochastiques et déterministes**. Ceci permet de mieux prendre en compte les nombreuses variables "aléatoires" d'une chaîne du froid. Ce type de modèle mixte devra s'appuyer à la fois sur des études de terrain (mesures en magasins, enquêtes, capteurs embarqués ...) et des expérimentations en laboratoire (caractérisation des écoulements et des transferts dans les équipements). Enfin en y associant un modèle de microbiologie prévisionnelle, cette approche pourra être utilisée comme un outil d'évaluation de risque sanitaire tout au long de la chaîne du froid jusqu'à la consommation. Cette thématique s'inscrit dans le cadre du WP "Definition of quality-energy-environment criteria and tools" du programme européen Frisbee (démarrage début 2010 pour une durée de 4 ans) et s'appuie sur une thèse débutée en 2008 que j'encadre. L'originalité de l'approche, par rapport à celles d'autres équipes, réside dans le fait que l'on ne s'intéresse pas uniquement à un maillon de la chaîne du froid mais à l'ensemble de la chaîne et que l'analyse n'est pas purement statistique mais s'appuie également sur des modèles simplifiés d'équipements. Cela devrait contribuer au positionnement national et international de notre équipe.

NOMENCLATURE

A	Surface	m^2
D	Diamètre	m
C	Conductance	$W.K^{-1}$
Cp	Capacité thermique du produit	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
F	Terme de Forchheimer (coefficient empirique)	-
g	Accélération due à la gravité = 9.81	$m.s^{-2}$
h	Coefficient de transfert de chaleur	$W.m^{-2}.K^{-1}$
H	Hauteur de la cavité	m
I	Intensité de rayonnement	$W.m^{-2}.srd^{-1}$
K	Perméabilité	m^2
\dot{m}	Débit massique de l'air	$kg.s^{-1}$
\vec{n}	Vecteur normal unitaire	-
P	Pression	Pa
R	Constante des gaz parfait = 8.31434	$J.mol^{-1}.K^{-1}$
T	Température	K
T(x,t)	Température du produit à la position x à l'instant t	K ou °C
T*	Température adimensionnelle du produit	-
T _{amb} *	Température ambiante adimensionnelle	-
T _i *(x, t)	Température du produit résultant d'une condition initiale unitaire (condition de référence notée "i")	-
T _a *(x, t)	Température du produit résultant d'une condition ambiante unitaire (condition de référence notée "a")	-
t	Temps	s
W	Largeur de cavité	m
x	Fraction massique de l'eau dans l'air	$kg \text{ eau}.kg \text{ air humide}^{-1}$
u	Vitesse de l'air	$m.s^{-1}$
v	Vitesse de l'air	$m.s^{-1}$

Nombre adimensionnel

Nu	Nombre de Nusselt	$Nu=hL/\lambda$
Pr	Nombre de Prandtl	$Pr=v/\alpha$
Ra	Nombre de Rayleigh	$Ra=g\beta\Delta TL^3/(v\alpha)$
Re	Nombre de Reynolds	$Re=\rho vD/\mu$

Indices

amb	Ambiant
a	Air
b	Bas
c	Paroi froide (Cold wall)
e	Externe

eau	Eau
f	Fluide
glob	Global
in	Incident
ini	Initial
m	Fusion (melting point)
o	Condition de référence
p	Produit
r et rad	Rayonnement
sat	Saturation
s	Solide ou chargement
surf	Surface
t	Haut (Top)
th	Thermostat
w	Paroi chaude (Warm wall)

Symboles Grecs

λ	Conductivité Thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
β	Coefficient de dilatation	K^{-1}
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
μ	Viscosité	Pa.s
Ω	Angle solide	srd
ϕ	Flux radiatif	$W.m^{-2}$
ϵ_r	Emissivité de paroi	
ϵ	Porosité	
σ	Constant de Boltzmann = 5.67×10^{-8}	$W.m^{-2}.K^{-4}$
τ	Temps de passage	s
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
ω	Teneur en eau dans l'air	$g \text{ eau}.kg \text{ air}^{-1}$
$\alpha_c = e^{-\beta_c}$	Coefficient de transfert convectif adimensionnel entre air et paroi froide $\beta_c = \frac{h_c A_c}{\dot{m} C_p}$	
$\alpha_w = e^{-\beta_w}$	Coefficient de transfert convectif adimensionnel entre air et paroi chaude $\beta_w = \frac{h_w A_w}{\dot{m} C_p}$	
$\alpha_s = e^{-\beta_s}$	Coefficient de transfert convectif adimensionnel entre air et chargement $\beta_s = \frac{h_s A_s}{\dot{m} C_p}$	
β_e	Coefficient de transfert convectif et conductif entre air et ambiance externe $= \frac{h_e A_e}{\dot{m} C_p}$	
β_{rct}	Coefficient de transfert radiatif adimensionnel entre paroi froide et	

	<p>chargement du haut</p> $= \frac{h_{\text{rct}} A_{\text{rct}}}{\dot{m} C_p}$
β_{rcb}	<p>Coefficient de transfert radiatif adimensionnel entre paroi froide et chargement du bas</p> $= \frac{h_{\text{rcb}} A_{\text{rcb}}}{\dot{m} C_p}$
β_{rwt}	<p>Coefficient de transfert radiatif adimensionnel entre paroi chaude et chargement du haut</p> $= \frac{h_{\text{rwt}} A_{\text{rwt}}}{\dot{m} C_p}$
β_{rwb}	<p>Coefficient de transfert radiatif adimensionnel entre paroi chaude et chargement du bas</p> $= \frac{h_{\text{rwb}} A_{\text{rwb}}}{\dot{m} C_p}$

ANNEXE 1: Modélisation CFD

Pour le rayonnement, l'enceinte et le produit sont supposés avoir une surface grise (non spéculaire). L'absorption et la diffusion par l'air est supposée négligeable. L'équation générale de transfert par rayonnement (dans une direction donnée \vec{s}) s'écrit :

$$\vec{\nabla} \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) = 0 \quad (13)$$

Où $I(\vec{r}, \vec{s})$ est l'intensité radiative dans la direction \vec{s} (à la position \vec{r}) (W.m^{-2} par unité de l'angle solide).

L'équation générale de transfert par conduction dans le produit s'écrit:

$$\vec{\nabla}^2 T_p = 0 \quad (14)$$

Pour étudier le couplage des transferts de chaleur et d'humidité (en régime permanent) entre l'air et le produit, nous développons ci-dessous, les équations générales de conservation de masse (éq. 15), de quantité de mouvement (éq. 16), de chaleur (éq. 17) et d'humidité (éq. 18).

$$\vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v} = 0 \quad (15)$$

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} \otimes \vec{v}) = -\vec{\nabla} p + \mu \vec{\nabla} \cdot \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{v} + (\vec{\nabla} \cdot \vec{v})^T - \frac{2}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) I \right) + (\rho - \rho_0) \vec{g} \quad (16)$$

$$C_p \vec{\nabla} \cdot (\rho T \vec{v}) = \lambda \vec{\nabla}^2 T \quad (17)$$

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho x \vec{v}) = \rho D \vec{\nabla}^2 x \quad (18)$$

Où ρ_0 est la masse volumique de l'air à la condition de référence. La loi des gaz parfaits est utilisée pour décrire la variation de la masse volumique de l'air en fonction de la température et de l'humidité (éq. 19).

$$\rho = \frac{p_0 M_a}{RT} \frac{1}{1 + \left(\frac{M_a}{M_w} - 1 \right) x} \quad (19)$$

Dans cette relation, on n'utilise pas la pression locale (ce qui créerait des problèmes numériques liés à la propagation des ondes de pression), mais p_0 la pression atmosphérique. Ceci est justifié car les variations de pressions dans l'enceinte sont très faibles ($< 10 \text{Pa}$) devant la pression atmosphérique.

En ce qui concerne les conditions aux limites, la vitesse est nulle sur toute la surface du produit et des parois de l'enceinte.

La paroi froide est supposée isotherme (à la température T_c). La fraction massique de l'eau dans l'air en contact de cette paroi est celle de l'air saturé à la température de la paroi froide (T_c). On suppose que les autres parois de l'enceinte sont exposées ni à l'évaporation, ni à la condensation.

$$\vec{\nabla} x \cdot \vec{n} = 0 \quad (20)$$

Le coefficient de transfert global (h_{glob}) du double vitrage a été estimé en tenant compte de la conduction dans le verre et dans l'air situé entre les 2 vitres. On tient compte également du rayonnement entre les vitres.

$$-\lambda \vec{\nabla} T \cdot \vec{n} + \phi_{\text{net.rad}} = h_{\text{glob}}(T - T_{\text{amb}}) \quad (21)$$

$$\text{où } \phi_{\text{net.rad}} = \phi_{\text{in}} - \phi_{\text{out}}$$

$$\phi_{\text{in}} = \int_{\vec{s} \cdot \vec{n} > 0} I_{\text{in}} \vec{s} \cdot \vec{n} \cdot d\Omega$$

$$\phi_{\text{out}} = (1 - \epsilon_r) \cdot \phi_{\text{in}} + \epsilon_r \sigma T_p^4$$

$$\text{et } I_{\text{out}} = \phi_{\text{out}} / \pi$$

A la surface du produit, les conditions thermiques ci-dessous sont supposées:

$$-\lambda \vec{\nabla} T \cdot \vec{n} + \phi_{\text{net.rad}} + \psi_{\text{net.cond}} \Delta H_v = -\lambda \vec{\nabla} T_p \cdot \vec{n} \quad (22)$$

Le débit net de condensation sur la surface des produits est fonction de la différence entre la pression de la vapeur d'eau dans l'air et la pression de vapeur saturante à la température de surface car on suppose que de l'eau libre est disponible sur la surface du produit ($A_w=1$).

$$\psi_{\text{net.cond}} = k(p_w - P_{\text{sat}}(T_p)) \quad (23)$$

Le coefficient de transfert de masse (k) qui apparaît dans l'équation 23 peut être relié au coefficient de transfert de chaleur (h) à travers le film de condensat en écrivant:

$$k(p_w - P_{\text{sat}}(T_p)) \approx \frac{h(T_{\text{dew}} - T_p)}{\Delta H_v} \quad (24)$$

$$\text{Avec } h = k \frac{dP_{\text{sat}}}{dT} \Delta H_v$$

Il est à noter que la valeur du coefficient de transfert de chaleur relatif à la condensation est très élevée par rapport au coefficient dû à la convection naturelle: typiquement $h > 5000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ce qui correspond à une valeur de k de $2.62 \times 10^{-3} \text{ mol} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{Pa}^{-1}$. Cela peut être expliqué par la faible résistance thermique du film de condensat sur la surface du produit. La même équation est appliquée quand l'évaporation a lieu. Dans ce cas, $P_{\text{sat}}(T_p) > p_w$ et $\psi_{\text{net.cond}} = -\phi_{\text{net.evap}} < 0$.

Une méthode spécifique, qui n'est pas standard du code Fluent, a été développée pour tenir compte ainsi de l'évaporation et de la condensation sur la surface des produits.

L'équation du rayonnement a été discrétisée en utilisant la méthode des ordonnées discrètes. Une étude de sensibilité au nombre de mailles et à l'angle de discrétisation (dans l'équation de rayonnement) a été également réalisée.

En l'absence d'échange d'humidité, les équations 18-23 n'interviennent pas et on utilise l'approximation de Boussinesq dans les équations 15 et 16.

ANNEXE 2:Modèle zonal

Equation de bilans de chaleur (régime permanent) au sein d'un réfrigérateur domestique

Transfert thermique entre l'air et les parois froide/chaude

L'air (température T_{act}) échange de la chaleur par convection avec la paroi froide (coefficient de transfert h_c). Après cet échange l'air devient plus froid (température T_{acb}).

$$\dot{m}C_p dT_a = h_c(T_c - T_a) dA \Rightarrow \ln\left(\frac{T_{acb} - T_c}{T_{act} - T_c}\right) = \left(-\frac{h_c A_c}{\dot{m}C_p}\right) \Leftrightarrow$$

$$(T_{acb} - T_c) = \alpha_c(T_{act} - T_c) \quad (25)$$

$$\text{où } \alpha_c = \exp\left(-\frac{h_c A_c}{\dot{m}C_p}\right)$$

Le même phénomène a lieu près de la paroi chaude.

$$(T_{awt} - T_w) = \alpha_w(T_{awb} - T_w) \quad (26)$$

Transfert thermique entre l'air et le chargement.

L'air (température T_{awt}) échange de la chaleur par convection avec le chargement du haut (coefficient de transfert h_s). Après l'échange, l'air est à la température T_{act} .

$$(T_{act} - T_{st}) = \alpha_s(T_{awt} - T_{st}) \quad (27)$$

$$\text{où } \alpha_s = \exp\left(-\frac{h_s A_s}{\dot{m}C_p}\right)$$

Le même phénomène a lieu entre l'air et le chargement du bas.

$$(T_{awb} - T_{sb}) = \alpha_s(T_{acb} - T_{sb}) \quad (28)$$

Bilan de chaleur sur la paroi chaude

Il y a des échanges par convection entre la paroi chaude dans l'enceinte et l'air, par rayonnement avec le chargement du haut et du bas (coefficient de transfert h_r). En régime permanent, ces échanges sont en équilibre avec ceux de cette paroi avec l'ambiance externe (coefficient de transfert global h_e incluant conduction dans la paroi chaude et convection entre cette paroi et l'air externe).

$$\dot{m}C_p(T_{awb} - T_{awt}) + h_{rwt}A_{rwt}(T_{st} - T_w) + h_{rwb}A_{rwb}(T_{sb} - T_w) = h_e A_e(T_w - T_e) \Leftrightarrow$$

$$(T_{awb} - T_{awt}) + \beta_{rwt}(T_{st} - T_w) + \beta_{rwb}(T_{sb} - T_w) = \beta_e(T_w - T_e) \quad (29)$$

$$\text{où } \beta_{rwt} = \frac{h_{rwt} A_{rwt}}{\dot{m} C_p} ; \beta_{rwb} = \frac{h_{rwb} A_{rwb}}{\dot{m} C_p} ; \beta_e = \frac{h_e A_e}{\dot{m} C_p}$$

Bilan de chaleur sur le chargement du haut

Le chargement du haut échange de la chaleur par convection avec l'air et par rayonnement avec les parois froide et chaude.

$$\begin{aligned} \dot{m} C_p (T_{awt} - T_{act}) + h_{rct} A_{rct} (T_c - T_{st}) + h_{rwt} A_{rwt} (T_w - T_{st}) &= 0 \Leftrightarrow \\ (T_{awt} - T_{act}) + \beta_{rct} (T_c - T_{st}) + \beta_{rwt} (T_w - T_{st}) &= 0 \end{aligned} \quad (30)$$

$$\text{où } \beta_{rct} = \frac{h_{rct} A_{rct}}{\dot{m} C_p} ; \beta_{rwt} = \frac{h_{rwt} A_{rwt}}{\dot{m} C_p}$$

Le même phénomène a lieu sur le chargement du bas.

$$(T_{acb} - T_{awb}) + \beta_{rcb} (T_c - T_{sb}) + \beta_{rwb} (T_w - T_{sb}) = 0 \quad (31)$$

Formulation matricielle des équations.

Les équations 25 à 31 sont linéaires et peuvent être présentées sous la forme matricielle ci-dessous en considérant la température ambiante (T_e) et celle de réglage du thermostat (T_{th}) comme des variables connues.

$$A.X = B.T_e + C.T_{th} \quad (31)$$

où:

$$A = \begin{bmatrix} \alpha_c - 1 & -\alpha_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -\alpha_w & \alpha_w - 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\alpha_s & 0 & 0 & 0 & \alpha_s - 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \alpha_s - 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 & -(\beta_e + \beta_{rwt} + \beta_{rwb}) & \beta_{rwb} & \beta_{rwt} \\ \beta_{rct} & -1 & 1 & 0 & \beta_{rwt} & 0 & -(\beta_{rct} + \beta_{rwt}) \\ -\beta_{rcb} & 0 & 0 & 1 & -\beta_{rwb} & (\beta_{rwb} + \beta_{rcb}) & 0 \end{bmatrix}$$

$$X = \begin{bmatrix} T_c \\ T_{act} \\ T_{awt} \\ T_{awb} \\ T_w \\ T_{sb} \\ T_{st} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\beta_e \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ \alpha_s \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Les températures inconnues peuvent être calculées par relation ci-dessous.

$$X = (A^{-1}.B).T_e + (A^{-1}C).T_{th} \quad (33)$$

La résolution nécessite la connaissance des valeurs de différents coefficients de transfert et du débit massique de l'air. Nous avons réalisé une estimation de ces valeurs à l'aide de corrélations de la littérature.