



Caractérisation aéraulique et thermique au sein d'un empilement de produits dégageant de la chaleur : application au cas des palettes de fromage

Anh Thu Pham

► To cite this version:

Anh Thu Pham. Caractérisation aéraulique et thermique au sein d'un empilement de produits dégageant de la chaleur : application au cas des palettes de fromage. Génie des procédés. Institut agronomique, vétérinaire et forestier de France, 2019. Français. NNT : 2019IAVF0010 . tel-02390832

HAL Id: tel-02390832

<https://pastel.hal.science/tel-02390832>

Submitted on 3 Dec 2019

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.

NNT° : 2019IAVF0010

THESE DE DOCTORAT

préparée à l'Institut des sciences et industries du vivant et de l'environnement (AgroParisTech)

pour obtenir le grade de

Docteur de l'Institut agronomique vétérinaire et forestier de France

Spécialité : Génie des procédés

École doctorale n° 581

Agriculture, alimentation, biologie, environnement et santé (ABIES)

par

Anh Thu PHAM

Caractérisation aéraulique et thermique au sein d'un empilement de produits dégageant de la chaleur: application au cas des palettes de fromage

Directeur de thèse : Jean MOUREH

Codirecteur de thèse : Denis FLICK

Thèse présentée et soutenue à Antony, le 09/04/2019 :

Composition du jury :

M. Guillaume POLIDORI, Professeur, Directeur du GRESPI, Université de REIMS
M. Pierre-Sylvain MIRADE, Directeur de recherche, Inra Theix
M. Cédric LEBOT, Maître de conférences HDR, Bordeaux INP (ENSCBP)
Mme Fanny TENENHAUS-AZIZA, Docteur, Chef de projet sécurité sanitaire, CNIEL
M. Jean MOUREH, Chargé de recherches HDR, IRSTEA
M. Denis FLICK, Professeur, AgroParisTech

Président du jury
Rapporteur
Rapporteur
Examinatrice
Directeur de thèse
Codirecteur de thèse

Remerciements

Les travaux présentés dans cette thèse ont été réalisés dans le cadre de projet EMATAL, en collaboration entre l'Irstea et le CNIEL.

Je tiens tout d'abord à remercier mes directeurs de thèse en commençant par Monsieur Jean Moureh pour sa disponibilité, pour son aide et pour sa confiance en moi tout au long de ces trois années de thèse. Je remercie aussi Monsieur Denis Flick. C'est grâce à lui que j'ai pu réaliser cette thèse, il a été un soutien scientifique solide, je le remercie pour toute l'aide qu'il m'a apportée, pour m'avoir fait confiance et pour m'avoir appris que quelques soit le problème, il y a toujours une solution.

Je souhaite également adresser mes remerciements au CNIEL et tous les partenaires industriels en particulier Fanny pour sa disponibilité et ses conseils tout au long de la thèse. C'est grâce à ces nombreux partenaires que j'ai pu voir les applications concrètes de ma thèse.

Je remercie bien évidemment, Laurence et Onrawee pour avoir eu confiance en moi lors de mon entretien et avoir toujours été à l'écoute. Je remercie aussi Evelyne pour toutes nos discussions scientifiques et non scientifiques.

Je souhaite également remercier l'équipe technique : Christophe, Elyamin, Sebastien, Alain, Denis. Sans eux je n'aurais jamais pu finir ma thèse dans les temps. Je tiens aussi à remercier Jérôme pour avoir réalisé tous les travaux de câblage et ses conseils qui m'ont permis de construire la manip ainsi que Romuald pour avoir réparé la cellule chaque fois qu'elle est tombée en panne, ce qui est arrivé très régulièrement. Bien sûr, je ne peux pas oublier mes stagiaires : Abdul, Mourad et Julien pour leur aide, c'est grâce à eux que ma thèse a pu avancer plus vite même si certaines tâches ne sont pas forcément les plus amusantes à faire.

Je remercie également tous amis doctorants (la plupart sont docteur maintenant) en particulier Ronia et Jérémy. Grace à vous, l'ambiance de travail a toujours été très dynamique dans notre bureau. De manière générale, je veux remercier tout GPAN pour m'avoir accueilli et avoir su préserver une excellente ambiance de travail pendant toutes ces années

J'aimerais aussi remercier mon gros bout chou même si je sais que les mots ne suffisent pas, qui m'a énormément supporté et soutenu dans les moments difficiles ainsi que partager avec

moi les moments de joie. Sans toi, ces trois années de thèse ne se seraient pas passées si aisément.

Je vais finir par remercier mes parents. Cảm ơn bố mẹ và nhà chị Phương đã không ngại đường xa tất cả đến dự con bảo vệ. Con yêu cả nhà

Tables des matières

Tables des matières	1
Chapitre I : Introduction	7
I.1 Contexte et enjeux socio-économiques	8
I.1.1 Informations générales sur la chaîne du froid	8
I.1.2 Cas des fromages.....	10
I.2 Articulation avec le projet EMATAL.....	12
I.3 Objectifs de la thèse.....	13
I.3.1 Intérêt / Enjeux	13
I.3.2 Objectifs scientifiques	14
I.3.3 Objectifs économiques	15
I.4 Articulation de la thèse	16
Chapitre II : Etude bibliographique.....	19
II.1 Aéraulique au sein d’empilements de produits en convection forcée	20
II.1.1 Pré-refroidissement	20
II.1.2 Transport	22
II.1.3 Entreposage	24
II.2 Transferts de chaleur au sein d’empilements de produits en convection forcée	25
II.2.1 Temps de refroidissement	26
II.2.2 Coefficients d’échange convectif.....	28

II.2.3	Refroidissement de produits dégageant de la chaleur	29
II.3	Approche numérique des écoulements et transferts dans les empilements de produits	31
II.3.1	Modèle zonal	31
II.3.2	Modèle CFD avec milieu poreux	32
II.3.3	Modèle CFD direct	33
II.4	Convection mixte.....	35
II.4.1	Convection mixte transversale	36
II.4.2	Convection mixte assistée	37
II.4.3	Convection mixte opposée	38
II.5	Conclusion	40
Chapitre III :	Etude sur site (article 1).....	41
III.1	Introduction.....	45
III.2	Matériels et méthodes	46
III.3	Résultats et discussion	49
III.4	Conclusion	52
Chapitre IV :	Matériels et méthodes	55
IV.1	Dispositif expérimental.....	56
IV.1.1	Cellule de mesure	56
IV.1.2	Produits.....	57
IV.1.3	Contenant pour produits	59
IV.2	Instruments de mesure	60

IV.2.1	Thermocouples	60
IV.2.2	Anémométrie laser Doppler (LDV)	61
IV.2.3	Anémomètre à fil chaud	63
IV.3	Plan d'expérimentation	63
Chapitre V : Etude aéraulique (article 2).....		65
V.1	Introduction	69
V.2	Materials and methods.....	73
V.2.1	Experimental set-up.....	73
V.2.2	Airflow measurement.....	76
V.2.3	Experimental conditions.....	78
V.3	Results	80
V.3.1	Side ventilation.....	80
V.3.2	Frontal ventilation	89
V.4	Conclusion.....	95
Chapitre VI : Etude thermique (article 3).....		97
VI.1	Introduction.....	101
VI.2	Materials and methods	103
VI.2.1	Pallet of products.....	103
VI.2.2	Measurements.....	105
VI.3	Results and discussion	106
VI.3.1	Frontal ventilation	108

VI.3.2	Side ventilation.....	120
VI.3.3	Comparison between the two pallet orientations	124
VI.4	Conclusion	125
Chapitre VII : Etude numérique CFD (article 4).....		127
VII.1	Introduction.....	131
VII.2	Materials and methods	134
VII.2.1	Experimental set-up	134
VII.2.2	CFD model	137
VII.2.3	Simulation setup	143
VII.3	Results.....	143
VII.3.1	Model validation.....	143
VII.3.2	Analysis of the numerical results.....	148
VII.4	Conclusion	153
Chapitre VIII : Modèle simplifié		155
VIII.1	Introduction.....	158
VIII.2	Material and method	159
VIII.2.1	Experimental set-up	159
VIII.2.2	Model.....	160
VIII.2.3	Heat transfer	164
VIII.3	Numerical solving.....	165
VIII.4	Comparison between model prediction and experimental results	165

VIII.4.1	Experimentally studied configuration / Parameters values	165
VIII.4.2	Example of model prediction	166
VIII.4.3	Comparison between predicted and observed flow rates	167
VIII.4.4	Comparison between predicted and observed temperature profiles	168
VIII.5	Conclusion	170
Chapitre IX :	Conclusions et perspectives.....	171
IX.1	Conclusion	172
IX.1.1	Bilan des travaux expérimentaux	172
IX.1.2	Bilan des travaux numériques	174
IX.2	Perspectives.....	176
Référence.....		178
Annexes		193
Annexe 1:	Communication au congrès ICC2018 « Conference on Sustainability and the Cold Chain » 6-8 Avril 2018, Pékin, Chine	193
Annexe 2 :	Communication au congrès FOODSIM “Simulation applied to food processes, quality, safety, and sustainability” 8-12 Avril 2018, Ghent, Belgium	201

Chapitre I : Introduction

Au travers de ce chapitre va être présenté la chaîne du froid, son fonctionnement, ses contraintes, ainsi que ses enjeux économiques en France et à travers le monde. L'étude va principalement se focaliser sur les produits laitiers de type fromage. Les enjeux de cette filière vont être décrits, ainsi que les objectifs de cette étude. Les objectifs scientifiques sur la caractérisation aéraulique des différents types d'écoulement au sein des palettes de fromages vont être présentés, ainsi que les objectifs économiques sur la réduction du gaspillage alimentaire.

I.1 Contexte et enjeux socio-économiques

I.1.1 Informations générales sur la chaîne du froid

La chaîne du froid est un système de transport et de stockage de marchandises réfrigérées à température contrôlée, entre les fournisseurs en amont et les consommateurs, conçu pour maintenir la qualité et la sécurité des produits alimentaires (Montanari 2008, Ndraha et al. 2018). En 2017, la valeur marchande globale de la chaîne du froid a été estimée à 189,92 milliards de dollars et d'après les estimations, elle atteindra les 293,27 milliards d'ici 2023 (Ndraha et al. 2019). En France environ 45% des aliments consommés sont vendus sous régime de froid ce qui représente 23 millions de tonnes de produits et un chiffre d'affaires de 53 milliards d'euros. La plupart des denrées alimentaires fraîches sont distribuées à l'état réfrigéré. Les produits frais et ultra-frais sont très sensibles aux risques bactériologiques et d'altération, le respect de la chaîne du froid devient une préoccupation importante des consommateurs et des pouvoirs publics. De cela témoigne le règlement européen hygiène 853/2004 et l'arrêté 21 décembre 2009 appliqué en France relatif aux règles sanitaires des aliments, visant le renforcement du contrôle et de la maîtrise de la température lors du transport et du stockage des denrées alimentaires.

Il est également important de préciser que le changement des habitudes de consommation et l'augmentation du commerce par internet pour l'accessibilité à une plus grande variété de produits posent de nouveaux défis (Ndraha et al. 2019). En effet, en 2002, plus de 400.000 conteneurs et un million de véhicules réfrigérés étaient en circulation dans le monde (Gac 2002), ce qui représente une valeur marchande de plus de 1200 milliards de dollars (Heap 2006). Des enjeux technologiques se présentent alors puisqu'il convient de noter l'effet de la mondialisation et l'émergence de nouveaux marchés de consommation alimentaire de produits frais de plus en plus éloignés des points de production. Ce qui nécessite donc des chaînes logistiques alimentaires de plus en plus complexes, maîtrisées thermiquement et économes énergétiquement.

De nombreuses contraintes doivent également être respectées puisque des changements de température inattendus ou des abus dans la chaîne du froid peuvent compromettre la sécurité sanitaire et la qualité des aliments. Ce qui entraîne une perte de confiance des consommateurs et une augmentation du gaspillage alimentaire (Ndraha et al. 2018). Selon un rapport de la FAO, environ un tiers de la production alimentaire mondiale, évaluée à plus de 750 milliards

de dollars par an, a été perdue ou gaspillée chaque année à cause d'une gestion inadaptée (Gustavsson et al. 2011). Environ 10% de la nourriture fraîche importée en Europe est actuellement gâchée pour non-respect de la chaîne du froid, ce qui engendre des pertes financières d'un montant de 6,63 milliards d'euros (Badia-Melis et al. 2018).

Ces pertes peuvent être expliquées par une mauvaise régulation de la température des produits lors de leur transport. En effet, des hétérogénéités de ventilation et de distribution de température ont été observées dans des enceintes frigorifiques. Chayer (1994) rapporte que lors d'essais de transport routier de produits horticoles frais, des hétérogénéités de températures variant entre 4,4°C et 17,2°C ont été observées à différents endroits de l'enceinte, alors que la température de consigne était de 12°C. Chayer (1994) a de plus estimé qu'une très grande partie des pertes en magasin (81%) est attribuable au manque de maintien de la température durant le transport routier. Pour un supermarché classique, ces pertes représentent environ 245.000 € annuellement (Villeneuve et al. 1999). Emond and Mercier (2000) ont mesuré la température à différents endroits au sein d'un semi-remorque transportant des produits horticoles à une température de consigne de 10°C. Des températures extrêmes allant de 13,9°C à -3,9°C ont été observées à l'arrière et à l'avant de la remorque durant un voyage de 48 heures. Suite à ce transport, plus de 38% des produits ont subi des dommages irréversibles les rendant invendables. Moureh et al. (2009) ont enregistré les évolutions de température de fruits conditionnés en palettes ajourées lors d'un transport routier. Les résultats font apparaître des températures de produits de 11.6°C au sein des palettes, beaucoup plus élevées alors que la température de consigne de 8°C du groupe frigorifique.

L'optimisation globale de la chaîne du froid représente donc un défi majeur pour les prochaines décennies. De nombreuses études ont par conséquent été réalisées sur différentes étapes de la chaîne de froid :

- Pré-refroidissement : (Sadashive Gowda et al. 1997, Castro et al. 2004, Ferrua and Singh 2009, Defraeye et al. 2014, Lu et al. 2016).
- Transport : (Moureh and Flick 2004, James et al. 2006, Fitzgerald et al. 2011, Dehghannya et al. 2012, Defraeye et al. 2016).
- Stockage : (Smale et al. 2006, Chourasia and Goswami 2007, Hoang et al. 2012, Laguerre et al. 2015).

- Revendeurs : (Navaz et al. 2005, Tassou et al. 2011, Laguerre et al. 2012, Benabdallah et al. 2018).
- Consommateurs : (Laguerre and Flick 2010, Mastani Joybari et al. 2015, Roccato et al. 2017).

Au cours des deux dernières décennies, des efforts importants ont été déployés afin d'améliorer la maîtrise de la température des produits au sein de la chaîne du froid. Cependant, ce processus reste difficile à appréhender (Ndraha et al. 2019).

I.1.2 Cas des fromages

En France, la filière du lait affiche un chiffre d'affaires de 25,6 milliards d'euros en 2009, ce qui la classe au deuxième rang des industries agro-alimentaires, juste après la viande. Le commerce extérieur des produits laitiers a généré en 2009 un excédent de 2,9 milliards d'euros. A noter que le marché du fromage représente le plus gros poste, en terme de valeur, avec 2,4 milliards d'euros d'exportations en 2009 (Cniel). Les fromages français se vendent de plus en plus à l'étranger (+7% entre 2005 et 2007). Une performance permise par l'image forte que véhiculent les fromages français et par la dimension mondiale de certains industriels hexagonaux.

Avec 24 kg de fromages consommés par an et par habitant, les Français sont parmi les plus gros consommateurs du monde, juste derrière les Grecs (25,4 kg). C'est le produit laitier le plus consommé, devant le yaourt. En 2003, les ménages français ont acheté 589 473 tonnes de fromages, ce qui représente 6,8% du budget alimentaire et 41% du budget produits laitiers. La filière du fromage en France est constituée d'environ 30 000 producteurs de lait, de 1400 producteurs de fromages, affineurs ou non, de 250 transformateurs coopératifs, 227 transformateurs privés et de 154 affineurs exclusifs de fromages (Cniel 2013).

Rappelons que les fromages représentent 37% du lait transformé en équivalent de matière utile, à savoir, matière grasse et protéines (24 milliards de litres de lait produits au total en 2011). Sont concernés dans l'étude proposée des fromages sensibles aux élévations de températures et donc prioritairement les fromages à pâte molle. En France, les fromages à pâte molle représentaient 429 000 tonnes en 2012 sur un total de 1 842 000 tonnes de fromages, soit $\frac{1}{4}$ de la production totale de fromage. Les formats Camembert sont les principaux fromages concernés avec 107 000 tonnes fabriquées en 2012. Parallèlement à ces fromages à technologie mixte, d'autres fromages à pâte molle et à croûte fleurie sont obtenus

après coagulation lactique. De composition et de formats différents, les bâchettes lactiques au lait de chèvre représentaient 45 000 tonnes fabriquées en 2012 (Actalia).

La durée de vie microbiologique des aliments est la période pendant laquelle un aliment mis sur le marché peut être conservé sans devenir préjudiciable à la santé et/ou subir d'altérations inacceptables. La durée de vie d'un fromage est caractérisée par une durée de vie microbiologique, déterminée selon un protocole défini, sous la responsabilité du fabricant. Dans la plupart des cas, les protocoles d'essais intègrent des phases de rupture de la chaîne du froid à partir du deuxième tiers de la durée de vie des produits, correspondant aux périodes d'achat, de transport et de conservation chez le consommateur. Durant le premier tiers de vie, il est admis que les fromages sont maintenus à des températures contrôlées entre 4 et 6°C.

Cependant, il s'avère que la température des fromages n'est pas systématiquement maîtrisée durant les phases de stockage et de transport, remettant en cause les durées de vie microbiologique définies. En effet, une élévation de température sur un fromage jeune va engendrer un accroissement excessif des ferments d'affinage, un développement de leur activité enzymatique et par conséquent une accélération du processus d'affinage du produit. Les caractéristiques organoleptiques seront donc dégradées avant le terme de la durée de vie microbiologique. Cette élévation de température pose également des problèmes réglementaires par rapport aux normes imposées au niveau de la chaîne logistique (< 6°C) et peut avoir des conséquences sanitaires en favorisant le développement de bactéries pathogènes.

Derens et al. (2012) ont enregistré les évolutions de température au sein de palettes de fromages sur un circuit logistique composé de deux étapes: transport et entreposage. L'étude a porté sur plusieurs modes de palettisation et différents types de fromage. Les résultats ont mis en évidence :

- Une très forte corrélation entre les écoulements convectifs autour des palettes et les niveaux de température au sein des palettes. En effet, une bonne ventilation externe permet de stabiliser voire d'abaisser les températures des produits, et ce, quel que soit le mode de palettisation.
- De très fortes remontées en température notamment au cœur des palettes, dues à un phénomène d'emballement thermique engendré par un double déficit de ventilation: à l'extérieur et au sein de la palette.

I.2 Articulation avec le projet EMATAL

En raison de l'importance de la chaleur dégagée par l'activité respiratoire des fromages, la maîtrise des températures de ces denrées tout au long de la chaîne du froid a été identifiée comme un enjeu industriel majeur afin de préserver toutes leurs qualités gustatives et sanitaires. Afin de pouvoir répondre à cette problématique, le projet de recherche partenarial EMATAL (Etude pour la MAîtrise des Températures des Aliments conditionnés en palette qui dégagent de la chaleur tout au long de la chaîne Logistique: application au cas des fromages) a été élaboré et mené en collaboration et le soutien financier du CNIEL (Centre national interprofessionnel de l'économie laitière).

Le sujet du projet EMATAL proposé porte sur l'étude des écoulements d'air et de leurs interactions avec les échanges thermiques autour et au sein de palettes ajourées utilisées pour le conditionnement du fromage lors des opérations de transport ou de stockage. Ayant une durée de quatre ans, le projet EMATAL est composé de trois volets :

- **Calorimétrie** (18 mois): Cette étude a fait l'objet d'un sujet de post-doctorat de Jeremy Oignet à GPAN (Oignet et al. 2017) pour la mise au point d'un dispositif de type calorimètre afin de caractériser les flux de chaleur dégagés par l'activité respiratoire des fromages. Les résultats obtenus par le calorimètre ont été utilisés pour la réalisation des expérimentations et des simulations numériques planifiées ultérieurement dans la thèse Cifre. A l'issue de cette étude, un brevet a été déposé par Irstea sur le prototype du calorimètre.
- **Etude plateforme** (9 mois): L'étude consiste à instrumenter par des enregistreurs de température des paquets de fromages et des couches d'air au sein de différentes palettes « types » placées à différents endroits de deux plateformes de distribution choisies en concertation avec les partenaires industriels du projet. Les résultats permettent d'évaluer l'effet de la palettisation et du niveau de ventilation dans la plateforme sur les niveaux de température au sein des palettes. La démarche et les résultats de cette étude sont présentés dans le chapitre III.
- **Thèse cifre** (3 ans) : Ce travail consiste à réaliser une caractérisation aéraulique et thermique au sein d'une palette de produits dégageant de la chaleur (fromage) au niveau laboratoire, donc avec des conditions maîtrisées. La démarche ainsi que les résultats font l'objet de ce manuscrit de thèse.

I.3 Objectifs de la thèse

I.3.1 Intérêt / Enjeux

Dans les enceintes frigorifiques à température maîtrisée, les interactions aérodynamiques et thermiques entre les écoulements autour des palettes ajourées et au sein de ces palettes sont peu étudiées aussi bien expérimentalement que par la modélisation. Néanmoins, des recherches relativement récentes ont été réalisées afin de mieux comprendre la circulation d'air au sein des empilements en fonction de l'ajourage et des modes de palettisation en régime de convection forcée. En revanche, aucune étude portée à notre connaissance n'a abordé le problème des écoulements au sein de palettes ou d'empilements de produits qui dégagent de la chaleur, et ce, en régime de convection mixte ou naturelle. Cette compréhension est indispensable pour assurer le maintien en températures des produits qui dégagent de la chaleur au cours de leur transfert tout au long de la chaîne logistique.

L'objectif de ce travail est d'apporter de nouvelles connaissances sur les écoulements d'air, les transferts thermiques et leur impact sur la qualité au sein d'empilements de fromages qui dégagent de la chaleur. Ces empilements sont conditionnés en palettes ajourées placées dans des enceintes frigorifiques ventilées mécaniquement. Les principales difficultés/enjeux scientifiques sont dues à :

- Le nombre important de paramètres géométriques, aérauliques, thermiques mis en jeu.
- La méconnaissance des interactions dynamiques entre la convection forcée qui prédomine autour de la palette et la convection naturelle ou mixte qui prédomine au sein de la palette. Ces interactions dépendent des flux de chaleur dégagés par les produits et de l'ajourage des emballages (forme et distribution des orifices). Cela concerne aussi bien l'écoulement froid entrant dans la palette que l'écoulement ou panache chaud sortant de la palette.
- La complexité des écoulements qui peuvent exister au sein de la palette où des phénomènes de convection naturelle, forcée ou mixte peuvent coexister simultanément avec la possibilité de passages préférentiels.
- Les difficultés, voire l'impossibilité de pouvoir procéder à des mesures de vitesse d'air au sein de l'empilement par les outils laser couramment utilisés en mécanique des fluides tels que la PIV (Particle Image Velocimetry) et la LDV (Laser Doppler Velocimetry) en raison de l'opacité des parois des emballages.

Il convient également de noter que la problématique scientifique abordée dans ce projet (interactions aérodynamiques et thermiques entre convection forcée et naturelle autour et au sein d'empilements d'objets) présente une multitude d'applications dans le domaine industriel dont on peut citer: refroidissement de circuits électroniques, écoulements et transferts dans des milieux composites, échangeurs de chaleur incorporant des matrices poreuses et procédés de cuisson...

I.3.2 Objectifs scientifiques

Le sujet scientifique porte sur la caractérisation des interactions aérodynamiques et thermiques entre les écoulements de convection naturelle ou mixte qui prédominent au sein d'une palette ajourée remplie de produits qui dégagent de la chaleur et un écoulement froid en régime de convection forcée à l'extérieur de la palette. La compréhension de ces interactions est nécessaire pour améliorer la ventilation interne au sein de la palette et pour minimiser les hétérogénéités de température des produits. L'objectif de la thèse se divise en deux parties principales :

Partie expérimentale :

- Développer un dispositif expérimental permettant de caractériser de façon reproductible et dans des conditions maîtrisées les écoulements et les transferts thermiques au sein d'un empilement de produits dégageant de la chaleur.
- Choisir des configurations pertinentes permettant d'approcher les conditions industrielles dans les expérimentations réalisées au niveau laboratoire.
- A partir du montage expérimental, caractériser les hétérogénéités de ventilation et de température des produits au sein d'une palette en fonction des principaux paramètres qui pilotent les écoulements et les transferts : le flux de chaleur dégagé par un fromage, l'orientation de la palette et le niveau de ventilation externe.
- Etablir des nombres adimensionnels caractéristiques des phénomènes aérodynamiques et thermiques observés et des corrélations les reliant entre eux

Partie modélisation :

- Elaborer un modèle numérique CFD couplé entre l'écoulement et les transferts dans une palette de produits dégageant de la chaleur.

- Valider le modèle CFD par des données expérimentales concernant les températures des produits et la vitesse d'air.
- Apporter une meilleure compréhension des interactions aérodynamiques et thermiques générées par des conflits d'écoulement entre convection forcée et convection naturelle. Pour ce faire, il est utile de compléter les observations expérimentales par l'analyse des simulations CFD sur des informations non accessibles expérimentalement comme l'écoulement d'air entre les produits, le niveau de pression autour et au sein de la palette ainsi que le débit d'air à travers les différents orifices des cartons.
- Fournir un modèle mathématique zonal approximatif afin d'estimer les températures des produits en fonction de différents paramètres (vitesse d'air amont, flux de chaleur dégagé, géométrie de l'emballage) de manière plus rapide et plus simple.

I.3.3 Objectifs économiques

A ce jour, la conception aéraulique de l'ajourage des emballages utilisés pour le conditionnement du fromage, et de façon plus générale des produits dégageant de la chaleur, ainsi que les typologies de palettisation se font de façon purement empirique. Les acquis de ce projet doivent contribuer à améliorer la conception aéraulique des emballages et des modes de palettisation du fromage. L'objectif finalisé est de pouvoir assurer le maintien en température des produits malgré la diversité des équipements frigorifiques, et donc, des conditions de circulation d'air autour des palettes, rencontrés le long d'un circuit logistique.

Grace aux modèles numériques (CFD et modèle simplifié), les températures des produits peuvent être estimées et prédites selon différents scénarios. L'amélioration de la circulation d'air et de l'homogénéité thermique au sein des palettes ajourées permettra la mise au point de plusieurs procédures dont l'impact économique pourra répondre aux objectifs suivants :

- Réduire les pertes causées notamment par le dépassement des températures réglementaires (gaspillage alimentaire). En cas de constat de ces anomalies à réception, cela peut conduire à un refus de marchandise par le client, avec pour conséquence des surcoûts logistiques et un risque de déclassement des produits. Si l'anomalie de température n'est pas détectée durant la conservation, les produits se dégraderont plus rapidement, les rendant impropres à la consommation, entraînant leur retour ou leur destruction. Les coûts engendrés par ces anomalies sont difficiles à

chiffrer précisément mais peuvent représenter plusieurs milliers d'euros sur une seule livraison.

- Préserver la durée de vie microbiologique et donc la qualité sensorielle (aspect, texture, flaveur) et sanitaire des produits transportés. En effet, une meilleure connaissance des interactions et des mécanismes de transfert entre une palette ajourée et son environnement dans les enceintes de transport et de stockage permet d'envisager ultérieurement des évolutions maîtrisées de l'état thermique et hydrique des produits en continuité avec la phase d'affinage en amont.
- Améliorer la compétitivité de l'ensemble des acteurs de la chaîne logistique alimentaire : producteurs/transformateurs, transporteurs, distributeurs et exportateurs.

I.4 Articulation de la thèse

La figure 1 présente un schéma des différents chapitres de la thèse et de leur articulation. Ce manuscrit va ainsi se poursuivre par un chapitre bibliographique portant sur la caractérisation aéraulique et thermique au sein d'un empilement de produits en régime de convection forcée, mais également sur la convection mixte liée à différentes applications. Ce chapitre fait un point sur des travaux similaires rencontrés dans la littérature et positionne notre étude en soulignant l'originalité.

Le chapitre 3 porte sur l'étude réalisée sur site (plateforme logistique) réalisée parallèlement à cette thèse, sur le dégagement de chaleur des fromages. Cette partie a permis de mieux cerner la variété des conditions opératoires des circuits logistiques suivis par des fromages : température et vitesse d'air autour des palettes. Les évolutions réelles de la température des produits ont également été mesurées.

Le chapitre 4 explique en détail la conception du montage expérimental qui a été utilisé afin de réaliser les différentes études présentées dans ce rapport. Il présente également les méthodes de mesures utilisées et le choix des configurations retenues.

Le chapitre 5 présente les mesures aérauliques. Ces mesures ont été principalement effectuées sur la lame d'air située entre le dessus des produits d'un carton et le fond du carton supérieur en utilisant le LDV (laser Doppler Velocimetry). Des mesures de vitesse d'air au niveau des orifices des cartons ont également été réalisées afin d'estimer le débit entrant et sortant pour chacune des faces des cartons. Ces mesures ont été réalisées grâce à un anémomètre à fil

chaud. En parallèle des mesures quantitatives, l'écoulement d'air a été visualisé par une nappe laser permettant de visualiser une coupe du champ de l'écoulement.

Le chapitre 6 se focalise sur les mesures thermiques. Les résultats portent sur les profils de température d'air et de produit dans différentes configurations. Ces résultats permettent notamment de mieux appréhender les températures maximales et l'hétérogénéité de la température des produits en régime permanent. Les nombres adimensionnels (nombre de Reynolds et de Richardson) ont été adaptés à notre cas. Des corrélations sous forme adimensionnelle permettant de prédire la température du produit en fonction de sa position dans la palette, de la vitesse d'air en amont de la palette, du flux de chaleur dégagé, de la température ambiante et de l'orientation de la palette ont été établies. Les mesures de température de l'air au sein de la palette ont été utilisées pour estimer le coefficient d'échange convectif des produits.

Le chapitre 7 introduit le modèle CFD (implémenté sous Fluent). Ce modèle consiste à simuler les écoulements et les transferts thermiques sur un niveau de cartons de la palette. Ce choix de géométrie : limitation à un niveau de la palette, a été fait grâce aux mesures thermiques qui ont montré une quasi-indépendance des profils de température en fonction de la position en hauteur dans la palette. Les conditions limites ont été basées sur notre montage expérimental mais également à partir des informations trouvées dans la littérature pour des cas similaires. Les résultats expérimentaux (vitesse d'air et température) ont été utilisés pour la validation du modèle.

Le chapitre 8 présente un modèle simplifié d'écoulement et de transfert (implémenté sous Matlab). Les hypothèses appliquées pour ce modèle sont inspirées des données expérimentales obtenues et du modèle CFD. Ce modèle est mieux adapté pour l'utilisation industrielle puisqu'il est plus rapide et plus simple d'utilisation. Il peut être utilisé en tant qu'outil permettant de prédire les températures des produits selon différents scénarios mais également afin d'optimiser la conception des palettes.

Les résultats de cette thèse ont été valorisés par 4 articles (1 article publié, 3 soumis) et plusieurs communications. Chaque article, ainsi que l'une des communications, se traduit par un chapitre dans ce manuscrit (figure I-1). Ce rapport de thèse s'achève finalement par le chapitre 9 qui porte sur les conclusions générales des travaux réalisés ainsi que sur des perspectives pour les prochaines études.

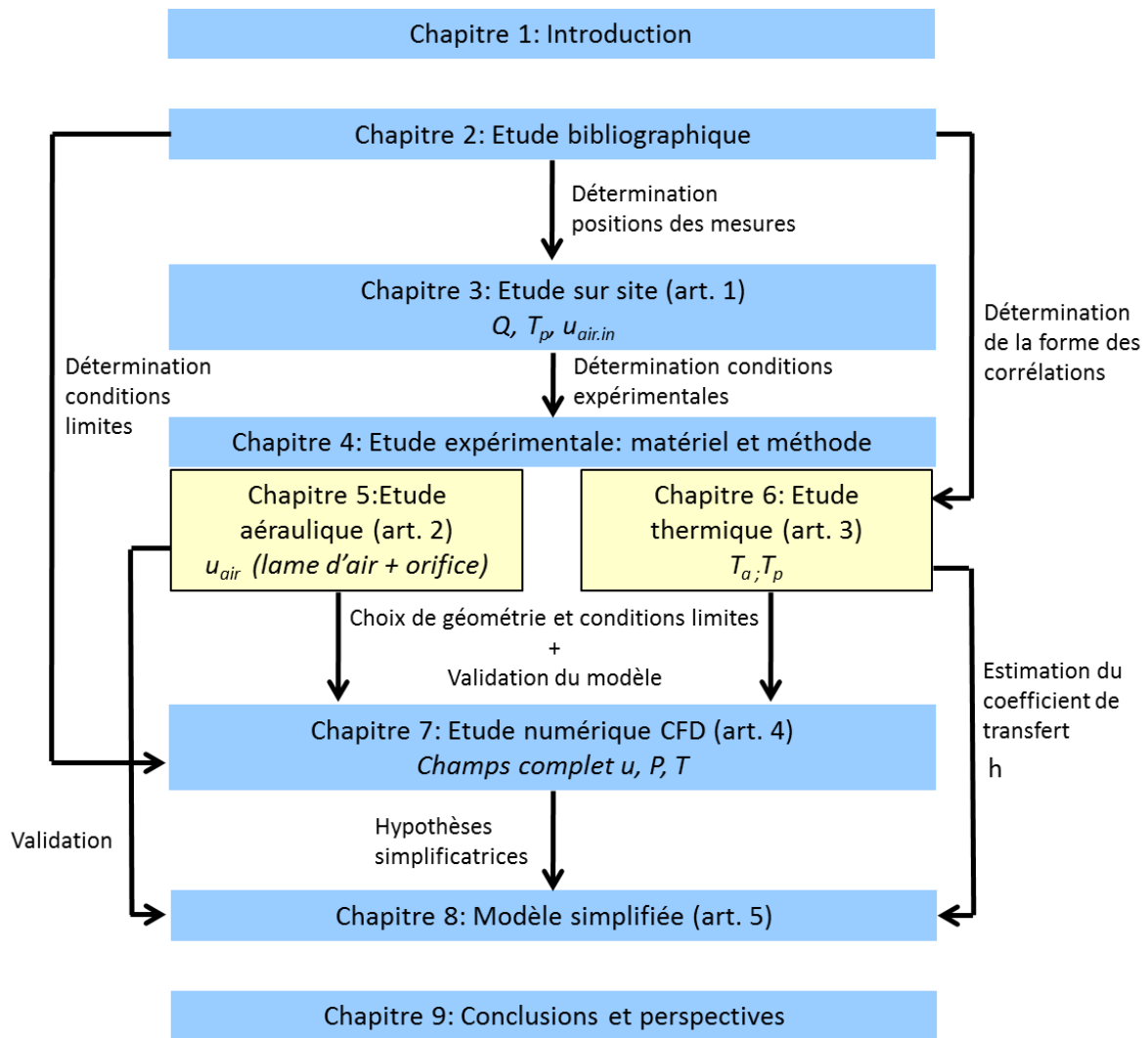


Figure I-1 Organisation de la thèse

Chapitre II : Etude bibliographique

A notre connaissance, aucune étude de la littérature ne porte sur le refroidissement de produits palettisés dégageant de la chaleur, sous régime de convection mixte qui en l'objet de notre étude. De ce fait, l'état de l'art présenté dans ce chapitre comporte plusieurs parties.

Les deux premières parties portent respectivement sur l'aéraulique et les transferts de chaleur d'empilements de produit en régime de convection forcée. La troisième partie présente différents approches de modélisation et de simulation numérique des écoulements et transferts dans les empilements de produits. La dernière partie se focalise sur la convection mixte pour différentes applications.

Le niveau et l'homogénéité de température des produits réfrigérés par convection forcée sont directement influencés par l'écoulement d'air (Moureh et al. 2009). Les hétérogénéités d'écoulement d'air au sein des palettes entraînent un refroidissement inégal des produits ce qui influence leur qualité (Alvarez and Flick 1999, Verboven et al. 2004, Alvarez and Flick 2007). Pour cette raison, ce chapitre débute par les études aérauliques dans les empilements de produits

II.1 Aéraulique au sein d'empilements de produits en convection forcée

L'écoulement d'air à l'intérieur d'une palette dépend fortement de l'écoulement autour de la palette ainsi de configuration (mode de palettisation, conception du carton, taille et forme du produit, mode de conditionnement, ...). L'écoulement d'air autour de la palette varie fortement selon l'étape de la chaîne du froid (pré-refroidissement, transport, stockage...)

II.1.1 Pré-refroidissement

Le pré-refroidissement est défini comme l'évacuation de la chaleur des produits frais juste après fabrication ou récolte afin de ralentir le métabolisme et de réduire la détérioration avant le transport ou le stockage (Brosnan and Sun 2001). Pendant cette étape, la vitesse de l'air est relativement élevée afin d'éliminer rapidement la chaleur. En fonction du produit alimentaire, de l'emballage et des conditions de fonctionnement, la vitesse d'air pendant le pré-refroidissement peut être environ 5 à 10 fois plus rapide que pendant la phase de stockage (Mercier et al. 2019). Wu and Defraeye (2018) ont créé un modèle d'une palette de fruits afin d'étudier les hétérogénéités de refroidissement tout au long de la chaîne de froid. L'étude a montré que les hétérogénéités de refroidissement étaient les plus faibles durant la phase de pré-refroidissement grâce à la vitesse d'air importante en comparaison avec d'autres étapes de la chaîne de froid.

Les produits placés devant les orifices de ventilation des cartons sont exposés à une vitesse d'air relativement élevée. Au fur et à mesure de la progression de l'air entre l'entrée et la sortie d'une palette, une diminution de la vitesse d'air et une amélioration de l'homogénéité des flux d'air ont été remarquées (Delele et al. 2013). Dans le model 2-D de Dehghannya et al. (2011) une plus grande uniformité de l'écoulement d'air a été observée au centre de la palette qu'aux zones d'entrée et de sortie. Dans leur étude par un model CFD, Ferrua and Singh (2009) ont également trouvé des vitesses d'air plus importantes dans des régions proches des

entrées et sorties d'une barquette de fraise. Alvarez and Flick (1999) et Castro et al. (2004) ont fait des observations similaires.

De manière générale, pour les nombres de Reynolds élevés d'écoulement d'air au travers d'un empilement de produits, les pertes de charge sont indépendantes ou diminuent avec le rapport entre le diamètre du canal d'écoulement et celui des produits (Verboven et al. 2004) alors que pour les faibles nombres de Reynolds, la tendance opposée est observée (Eisfeld and Schnitzlein 2001). Les pertes de charge au travers des orifices sont en général beaucoup plus importantes que les pertes de charge au travers du produit (Ambaw et al. 2017). Dans la configuration étudiée par Smale et al. (2003) les pertes de charge à l'entrée et à la sortie des orifices contribuent à 60% du total des pertes de charge. Ngcobo et al. (2013) ont étudié l'influence de l'emballage sur l'écoulement d'air dans un carton de raisin. Les résultats ont suggéré que l'emballage primaire a une plus grande influence sur les l'écoulement d'air que le carton lui-même. Les différences de taux de refroidissement entre les cartons ont été attribuées à un écoulement d'air hétérogène dû au mauvais alignement des orifices entre les cartons et exacerbé par la présence d'un emballage primaire.

Delele et al. (2008) ont combiné une méthode expérimentale et un modèle CFD dans le but d'étudier l'écoulement d'air à l'intérieur d'un empilement désordonné de produits horticoles dans des cartons ajourés. La vitesse maximale a été observée dans la lame d'air au-dessus des produits. La résistance à l'écoulement a été affectée par la taille des produits, la porosité et le taux d'ajourage des cartons.

Les produits, leur positionnement, le nombre de couches ainsi que leur orientation ont des effets significatifs sur l'écoulement d'air au sein d'un carton (Tutar et al. 2009). A titre d'exemple, un empilement ordonné ou désordonné peut engendrer la même valeur de porosité à l'intérieur du conteneur. En revanche, l'empilement ordonné permet de mieux définir les voies d'écoulement d'air ce qui se traduit par une diminution des pertes de charge (Castro et al. 2004). Ainsi pour le refroidissement par convection forcée de produits horticoles dans des emballages ajourés, la surface d'ajourage optimale est spécifique à chaque produit (Pathare et al. 2012). Une mauvaise répartition des orifices peut réduire la distribution de l'écoulement d'air et par conséquent le taux de refroidissement d'un emballage, même si la surface totale d'ajourage a quant à elle augmentée (Dehghannya et al. 2012). Augmenter la quantité d'air traversant les produits situés à l'amont de la palette peut améliorer le taux de refroidissement de ces derniers. Cependant, les capacités de refroidissement vont être réduites pour les

produits situés à l'aval de la palette, réduisant également l'homogénéité de refroidissement (Ferrua and Singh 2009). Il serait donc plus bénéfique pour l'uniformité de refroidissement de créer des chemins secondaires permettant d'apporter l'air frais directement dans la seconde moitié de la palette.

II.1.2 Transport

Il existe trois modes de transport principaux: le transport aérien, le transport maritime et le transport terrestre. Cependant, le transport aérien ne sera pas abordé dans cette partie puisque les produits ne sont pas soumis à la réfrigération pendant une grande partie de leur trajet (James et al. 2006). Concernant le transport maritime et terrestre, la grille d'apport d'air frais et celle permettant son évacuation se situent sur la même face de l'enceinte réfrigérée (O'Sullivan 2016). Cette configuration universellement utilisée présente l'avantage pratique de placer tous les équipements de réfrigération sur une même face de l'unité de transport (Smale 2004). En plus de cette conception asymétrique du flux d'air, la compacité de la cargaison et les fortes pertes de charge dues aux espaces réduits entre les palettes entraînent une hétérogénéité de distribution de l'air dans la cargaison (Moureh et al. 2002). Par conséquent, des zones mal ventilées ont été observées dans la partie arrière des véhicules frigorifiques (Moureh et al. 2002).

II.1.2.1 Transport terrestre

Les transports terrestres utilisent généralement le système de distribution par le haut pour la circulation d'air. L'évaporateur souffle de l'air froid et à grande vitesse le long du plafond au-dessus du chargement de l'avant à l'arrière du véhicule. Une partie de l'air descend, l'autre partie progresse jusqu'à l'extrémité du véhicule. Lorsque l'air arrive à l'arrière du véhicule, il s'écoule le long de la porte arrière, puis sous le chargement, le long du sol, pour revenir à l'avant du véhicule. Il s'écoule ensuite vers l'évaporateur qui assure son refroidissement (Vigneault et al. 2009).

Dans une configuration vide, Moureh and Flick (2005) ont montré que, pour les enceintes de grande taille ($L / H > 5$), le gradient de pression défavorable, généré par l'effet de confinement, affectait fortement la stabilité du jet pariétal et provoquait sa séparation au niveau du plafond à $z / L \sim 0,7$. Cette séparation divise le jet en deux régions dominées par deux recirculations de sens opposés. La recirculation primaire située dans la partie avant de l'enceinte délimite la

portée et l'action du jet d'entrée. Inversement, le flux secondaire situé dans la partie arrière est mal alimenté par le jet primaire.

Concernant l'influence des palettes sur la distribution de l'air dans une enceinte, Moureh et al. (2002) et Moureh and Flick (2004) ont souligné que la compacité du chargement dans l'enceinte augmente l'effet de confinement, ce qui entraîne en retour un gradient de pression défavorable plus prononcé. Cela limite le développement du jet et affecte fortement sa stabilité. En conséquence, le point de séparation est situé plus en amont, à ($z/L \sim 0,4$). Cela augmente l'hétérogénéité de ventilation entre les parties avant et arrière de l'enceinte. Tapsoba et al. (2007) ont étudié la ventilation au-dessus et à l'intérieur de palettes vides. Les mesures LDV dans les palettes montrent clairement que la tendance générale du flux dans le chargement est horizontale de l'arrière vers l'avant avec un degré élevé d'hétérogénéité de la ventilation à l'intérieur des palettes.

Pour améliorer la répartition de l'air froid au sein du chargement, des équipements tels que des gaines de ventilation fixées au plafond sont parfois utilisés dans des camions frigorifiques. Un système courant consiste à libérer de l'air à l'entrée, puis à plusieurs endroits le long du conteneur. Les résultats numériques et expérimentaux de Moureh and Flick (2004) obtenus avec des palettes imperméables montrent que l'utilisation de systèmes de conduits d'air améliore l'homogénéité générale de la ventilation dans le camion. Ces dispositifs éliminent les zones d'air stagnant à l'arrière du chargement tout en réduisant les court-circuits à l'avant. Lors de l'utilisation de conduits d'air, les vitesses sont maintenues à environ 1 m.s^{-1} au lieu de $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ sans conduits d'air à l'arrière du conteneur. Ces résultats confirment les résultats numériques (Finn and Brennan 2003) selon lesquels l'utilisation de conduits augmente considérablement l'apport d'air vers l'arrière du camion, en assurant une distribution plus uniforme du flux d'air.

En utilisant le LDV, Moureh et al. (2009) sont allés plus loin en étudiant la répartition des flux d'air dans des palettes à l'intérieur d'un camion frigorifique équipé ou non de gaines. L'étude a montré un degré élevé d'hétérogénéité de la ventilation à l'intérieur des palettes en absence de gaines. La dernière palette à l'arrière était environ 20 fois moins ventilée que la 5ème. Ce rapport est tombé à 4 en cas d'utilisation de gaines.

II.1.2.2 Transport maritime

Contrairement au transport terrestre, le transport maritime utilise généralement un système de distribution par le bas. À l'instar du système de distribution d'air par le haut, le système de réfrigération se situe à l'avant et fait circuler l'air de l'avant vers l'arrière. Cependant, dans le système de distribution d'air par le bas, l'air est soufflé le long du sol plutôt que le long du plafond. Lorsque l'air circule de l'avant vers l'arrière, il est « poussé » vers le haut à travers la cargaison. Lorsque l'air parvient à l'arrière du conteneur, il monte entre le chargement et les portes arrière jusqu'au plafond, puis retourne au groupe froid, à l'avant du conteneur (Vigneault et al. 2009). Étant donné que le flux d'air est principalement vertical, il est recommandé que les cartons aient au moins 3% de trous d'aération sur les faces inférieures et supérieures (Vigneault et al. 2009).

Defraeye et al. (2015) ont étudié la faisabilité du refroidissement de certains produits pendant le transport maritime sans pré-refroidissement, ce qui constitue une solution simple pour les pays en développement ne pouvant pas avoir recours au pré-refroidissement à cause du coût des installations. L'étude montre que le refroidissement lors du transport maritime est beaucoup plus lent que lors d'un pré-refroidissement en raison de la faible vitesse et du fait que la conception même des cartons n'est pas adaptée à une circulation d'air verticale. En poursuivant l'étude, Defraeye et al. (2015) ont montré que le refroidissement pendant le transport maritime pouvant atteindre une efficacité acceptable avec une conception de cartons possédant la même surface d'ajourage, latérale, inférieure et supérieure.

II.1.3 Entreposage

Les chambres froides utilisées pour le stockage des produits alimentaires font constamment circuler de l'air réfrigéré afin de maintenir les produits à basse température (O'Sullivan et al. 2014). Pendant le stockage, les vitesses d'air dans les palettes sont très faibles. Elles peuvent être inférieures à $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ (Chourasia and Goswami 2007). Wu and Defraeye (2018) affirment qu'au cours de la chaîne du froid, l'hétérogénéité de refroidissement est la plus élevée pendant le stockage en raison de la faible vitesse de circulation d'air. Amos (2005) a utilisé la technique du gaz traceur pour identifier la distribution de l'air dans un entrepôt frigorifique rempli de produits horticoles empilés dans des bacs. Les résultats ont montré une répartition inégale du flux d'air dans l'entrepôt frigorifique, les couches supérieures et les colonnes latérales des bacs enregistrant les vitesses d'air les plus élevées, tandis que les bacs situés au

centre subissaient des flux d'air beaucoup plus faibles. En utilisant des anémomètres omnidirectionnels à fils chaud, Delele et al. (2009a) ont étudié le profil de vitesse autour d'une pile de 72 boîtes uniformément réparties sur deux rangées à l'intérieur d'un entrepôt frigorifique. Ils ont élaboré un modèle validé expérimentalement qui montre que le refroidissement à basse vitesse vers l'arrière de l'entrepôt ne permet pas d'éliminer complètement la chaleur de la respiration des produits (Delele et al. 2009).

Hoang et al. (2000) ont étudié à la fois par des méthodes numériques et expérimentales une chambre froide à deux évaporateurs. Lorsque la chambre est vide, l'air circule rapidement le long des parois (plafond, parois du fond, sol). Lorsque la chambre est pleine, la circulation d'air est très différente : le flux d'air est limité aux canaux entre les palettes.

La répartition de l'air dans une palette est très spécifique (ajourage des cartons, taux de remplissage...) et dépend fortement de l'orientation de la palette par rapport au soufflage (Ho et al. 2010, Duret et al. 2014, Hoang et al. 2015). Chourasia and Goswami (2007) ont étudié l'écoulement d'air dans différentes palettes de pommes de terre dans une chambre froide. En général, pour les palettes exposées à une vitesse d'air relativement élevée sur une face, l'air froid arrive à pénétrer profondément dans la palette, ce qui favorise le transfert de chaleur. Cependant, dans certains cas où deux surfaces latérales sont exposées à l'air froid, celui-ci pénètre peu dans la palette et le flux d'air est principalement parallèle vers le haut, ce qui nuit à la dissipation de la chaleur.

Dans le but d'améliorer le système de réfrigération de palette de fruits, Hellickson and Baskins (2003) ont conclu que le refroidissement peut être amélioré en assurant un espace minimal de 0,6 m entre les parois arrière et les palettes et un espace de 0,2 m entre les parois latérales et les palettes. Tandis que Delele et al. (2009) suggèrent d'utiliser un déflecteur d'air pour diriger l'air réfrigéré vers l'arrière de la pièce et de réduire la hauteur des palettes pour réduire le temps de refroidissement.

II.2 Transferts de chaleur au sein d'empilements de produits en convection forcée

Concernant le refroidissement de produits par convection forcée, le transfert de chaleur au sein du produit s'effectue de plusieurs manières. Dans un premier temps, la chaleur est évacuée vers l'extérieur du produit par conduction jusqu'à atteindre sa surface, puis grâce au transfert de chaleur par convection entre la surface chaude du produit et l'air froid soufflé par

un ventilateur, la chaleur est finalement dissipée (Redding et al. 2016). Une quantité de chaleur supplémentaire peut être évacuée à la surface du produit via la perte d'humidité. En effet, l'évaporation est un phénomène endothermique, caractérisé par une forte chaleur latente (Chuntranuluck et al. 1998). Enfin, la respiration se produisant dans certains produits génère de la chaleur qu'il faut également évacuer.

Les effets nets du rayonnement sur les produits emballés sont faibles par rapport à la convection (Defraeye et al. 2013). Si nécessaire, le rayonnement peut être ajouté en tant que pseudo-convection (Alvarez and Flick 1999, Tanner et al. 2002, Page et al. 2009). De plus, dans le cas des fromages emballés l'évaporation est négligeable. Par conséquent, cette partie se concentrera sur le transfert de chaleur par convection.

II.2.1 Temps de refroidissement

Pendant le refroidissement (en régime transitoire), la différence de température entre le centre et la surface du produit est grande au début du processus et devient de plus en plus petite à mesure que les températures au centre à la surface se rapprochent de la température de l'air (Korese et al. 2017).

Tous les auteurs sont d'accord sur le fait que plus les produits sont proches de la face où l'air entre dans une palette, plus ils refroidissent vite. A l'inverse, plus les produits sont loin de la surface ventilée plus la cinétique de refroidissement est lente (O'Sullivan et al. 2017, Wu and Defraeye 2018). Ceci est dû au fait que l'air se réchauffe en traversant la palette (Han, Zhao et al. 2018). De plus, la vitesse de l'air diminue au fur et à mesure de la traversée de la palette ; or plus la vitesse d'air est élevée, plus un produit peut être refroidi rapidement (Kumar et al. 2008). En outre, plus la vitesse d'entrée d'air est élevée, plus la formation de tourbillons est forte dans la palette (Tutar et al. 2009). Par conséquent, les capacités de refroidissement sont considérablement améliorées par l'augmentation du nombre d'ajourages sur les côtés des cartons (Han et al. 2015). Cependant, l'augmentation de la surface d'ajourage ne réduit pas nécessairement le temps de refroidissement et peut même l'augmenter si les orifices ne sont pas correctement répartis sur les parois de l'emballage. De plus, augmenter la surface d'ajourage au-delà d'un niveau spécifique n'apporte pas d'effet positif sur l'uniformité et la durée du refroidissement (Dehghannya et al. 2012).

La vitesse de refroidissement peut être évaluée en utilisant le temps nécessaire pour que l'écart de température entre les produits et le fluide caloporteur soit réduit d'une certaine

fraction par rapport à l'écart initial (Wu and Defraeye 2018). Pour cela l'écart adimensionnel de température Y est défini comme:

$$Y = \frac{T - T_{air}}{T_i - T_{air}} \quad (II-1)$$

Dans cette équation, T_i et T_{air} représente la température initiale du produit et la température de référence (habituellement la température de l'air). La plupart des auteurs choisissent le temps de demi refroidissement $t_{1/2}$ ($Y=0.5$) et le sept huitième $t_{7/8}$ ($Y=0.125$) (Vigneault et al. 2006, Ferrua and Singh 2009, Ngcobo et al. 2012, Defraeye et al. 2014) en tant que critères pour évaluer l'efficacité du système. Le tableau II-1 présente différentes études portant sur l'influence des paramètres opératoires sur le taux de refroidissement. L'un des paramètres les plus importants est la fraction d'ajourage TOA (total opening area)

Table II-1 : Etude de l'influence des paramètres opératoires sur le taux de refroidissement

Reference	Matériels	Paramètres étudiés	Remarques
Delele et al. (2013)	Boîte de 72 balles avec un diamètre de 80 mm	Nombre d'orifice, TOA, forme et position des orifices	- Une augmentation du TOA de 1% à 7% augmente le taux de refroidissement de 184%, alors que quand le TOA augmente de 7% à 100%. Ce taux n'augmente que de 62% -Pas d'effet de la forme et de la position des orifices, sur le taux de refroidissement -L'augmentation du nombre d'orifices améliore le débit d'air et uniformise de la température.
Vigneault et al. (2007)	Empilement de 512 balles de 52 mm de diamètre	Débit d'air, TOA	-TOA faible <6% : influence significative de débit d'air sur le $t_{1/2}$ -TOA > 6% : pas de différence significative

Castro et al. (2004)	Empilement de 224 balles, 68 mm de diamètre	Débit d'air, TOA, positions des orifices selon trois axes	-Quand le débit d'air augmente de 0.5 à 1, 2, et 4 $\text{L.s}^{-1}.\text{kg}^{-1}$, $t_{1/2}$ diminue de 24, 50, 61% respectivement -Toutes les variables influencent $t_{1/2}$ sauf la distribution des orifices selon l'axe vertical
Dincer (1995)	Une boîte de 5 kg de raisins	Vitesse d'air	Quand la vitesse d'air augmente de 1.0m.s^{-1} à 2.0m.s^{-1} ; $t_{1/2}$ et $t_{7/8}$ diminue de 21.8% et 23.6% respectivement

Le temps de refroidissement dépend aussi de la taille du produit. Le temps de refroidissement ($t_{7/8}$) l'ordre 2 h pour les fraises (produit taille petit) (Ferrua and Singh 2009) et de 24 h pour les poires (Thompson and Chen 1988).

II.2.2 Coefficients d'échange convectif

Le coefficient d'échange convectif à la surface d'un produit est un paramètre local dépendant de la vitesse de l'air, de la géométrie du produit, de l'orientation, de la rugosité de la surface et de l'emballage, ainsi que d'autres facteurs. Le facteur le plus important est la vitesse de l'air (Fricke and Becker 2002). Il est courant de rapporter la dépendance des coefficients d'échange convectif déterminés expérimentalement en termes de corrélations entre les nombres de Nusselt, Reynolds et Prandtl. L'intensité de la turbulence intervient également lorsqu'elle est supérieure à 1% (Comings et al. 1948). Le tableau II-2 présente quelques corrélations trouvées dans la littérature.

Table II-2 Etudes sur le coefficient d'échange des produit dans l'empilement

Reference	Produit	Correlation	Gamme de valeur
Kumar et al. (2008)	une orange	$Nu = 0.58 Re^{0.46}$	$25000 < Re < 95000$
	une tomate	$Nu = 0.07 Re^{0.59}$	
Alvarez and Flick (1999)	Sphère dans un empilement	$Nu = 2 + 3.78 Re^{0.44} Tu^{0.33} Pr^{0.33}$	$4000 < Re < 15000$ $0.2 < Tu < 0.49$
Dincer (1994)	Produit sphérique	$Nu = 1.56 Re^{0.426} Pr^{-1/3}$	-
	Produit cylindrique	$Nu = 0.291 Re^{0.529} Pr^{-1/3}$	

Le coefficient d'échange convectif dépend de nombreux facteurs tels que la forme et la taille du produit ainsi que la vitesse de l'air. Kumar et al. (2008) ont constaté que le coefficient d'échange convectif, pour l'orange était supérieur de 30% à celui d'une tomate pour une vitesse d'air de $1,2 \text{ m.s}^{-1}$, mais seulement de 9 % pour une vitesse de $4,4 \text{ m.s}^{-1}$.

Au sein d'un même empilement, le coefficient d'échange convectif des produits varie selon la position. En étudiant le transfert de chaleur dans un empilement de sphères, Alvarez and Flick (1999) ont constaté que le coefficient d'échange diminue de 40% entre la première et la quatrième rangée de sphères, puis reste constant à partir de la quatrième rangée.

Le coefficient de transfert n'est pas constant à la surface d'un corps. En convection naturelle Iezzi et al. (2011) ont étudié le coefficient d'échange à la surface de fromages Montasio et Edam. L'étude a montré que le coefficient de transfert variait entre 7,83 et $15,15 \text{ W/(m}^2.\text{K)}$ pour les surfaces verticales, entre 7,17 et $9,16 \text{ W/(m}^2.\text{K)}$ pour les surfaces planes horizontales orientées vers le haut et seulement entre 3,58 et $4,58 \text{ W/(m}^2.\text{K)}$ pour les surfaces planes horizontales orientées vers le bas.

II.2.3 Refroidissement de produits dégageant de la chaleur

Il est important pour certains produits vivants de prendre en compte l'effet du dégagement de chaleur provoqué par la respiration. L'hypothèse selon laquelle la chaleur de respiration est un facteur négligeable est couramment formulée (Ferrua and Singh 2008, Defraeye et al. 2013). Il a été avancé qu'elle a un impact négligeable sur la vitesse de refroidissement des produits horticoles frais lors du pré-refroidissement par convection forcée (Sadashive Gowda et al.

1997). Parmi la quantité totale d'énergie transférée lors du processus de refroidissement par convection forcée, l'énergie de respiration représente moins de 1% de la totalité (Chuntranuluck et al. 1998). Néanmoins, cette hypothèse est probablement fausse pour de longs processus de pré-refroidissement (Tanner et al. 2002), et durant la phase de stockage des produits où le flux d'air de convection forcée devient faible par rapport à la convection naturelle

La chaleur de respiration peut créer un effet d'emballlement puisqu'elle est influencée par la température (Thompson 1996). A titre d'exemple, le taux de respiration de la coriandre, de haricots verts et de la betterave rouge est 4 à 5 fois plus élevé avec une augmentation de température de 10 à 30°C (Waghmare et al. 2013). À 0°C, le taux de respiration des champignons est trois fois plus faible qu'à 10°C (Zhang et al. 2018). Reid (1991) a remarqué que les taux métaboliques doublient pour chaque augmentation de température de 10°C. Cela démontre que la température influence la durée de vie des produits, ce qui est en accord avec les travaux de Senti and Rizek (1975), qui ont découvert que le taux de détérioration générale à 15°C est environ 2,5 fois supérieur à celui à 0°C. A l'exception de la température, l'activité respiratoire des produits (fromage) dépend également du taux de CO₂ et d'O₂ (Mirade et al. 2012).

Le tableau II-3 présente les travaux réalisés par différents auteurs portant sur la détermination de la chaleur de respiration pour différents types de produits en fonction de la température.

Table II-3 Corrélations pour la chaleur de respiration en fonction de la température

Reference	Produit	Chaleur de respiration (W.kg ⁻¹)
Han et al. (2015)	Pomme	$q = 1.7 * 10^{-6} (1.8T + 32)^{2.6}$
Chourasia and Goswami (2007)	Pomme de terre	$q = \frac{0.8039(T - 273) + 14.303}{1000} \quad T > 276K$ $q = \frac{0.8039(T - 273) + 14.303}{1000} \quad 273.K \leq T \leq 276K$
Gaffney et al. (1985)	-	$q = a(T - 255.35)^b$ a et b dépendent du fruit

La plupart des études trouvées dans la littérature se sont concentrées sur le développement microbologique du produit (Brash et al. 1995, Mahajan and Goswami 2001, Bhande et al. 2008, Caleb et al. 2012, Waghmare et al. 2013) ont considéré la chaleur de respiration comme

une source statique pour le calcul du bilan thermique. La chaleur de respiration de ces produits présenté dans le tableau II-3 est relativement faible (inférieure à $0,1 \text{ W.kg}^{-1}$). Cependant, selon Oignet et al. (2017) le camembert dégage un flux de chaleur plus important ($0.2\text{-}0.52\text{W/kg}$). (Chanteloup and Mirade 2009) ont fait une étude sur le transfert de chaleur et de l'écoulement d'air au sein de hâloir en utilisant l'approche « âge de l'air ». Cette approche permet d'évaluer le quantité d'air en échange avec des produit. Cependant, pendant le haloir, les produits sont espacé et ne sont pas emballé donc l'effet de la convection naturelle est moins important. Comme indiqué précédemment, durant la phase de stockage, la vitesse d'air est parfois très faible (environ 0.1m.s^{-1}), ainsi, les forces de flottabilité peuvent être du même ordre de grandeur que les forces d'inertie. Dans de telles conditions, le transfert de chaleur et l'hydrodynamique de l'écoulement sont interdépendants et la structure de l'écoulement est modifiée par les forces de flottabilité (Poskas et al. 2011). Il est donc nécessaire d'effectuer une étude approfondie de l'interaction entre la convection forcée et la convection naturelle dans ce type de situation.

II.3 Approche numérique des écoulements et transferts dans les empilements de produits

La méthode expérimentale est généralement considérée comme coûteuse, longue et spécifique à une situation précise (Zou et al. 2006). De plus, lorsque le problème concerne des produits vivants, il devient difficile de la généraliser et d'obtenir une parfaite maîtrise des conditions expérimentales (Delele et al. 2013). La méthode numérique est alors considérée comme l'une des méthodes alternatives les plus performantes. Elle permet d'étudier les différentes configurations du système à faible coût, ce qui permet de rendre réalisable la prévision de la température du produit.

II.3.1 Modèle zonal

Un modèle zonal divise un système en différents zones caractérisées par des températures d'entrée et de sortie d'air et une température moyenne de produit. Les bilans d'énergie et de masse sont ensuite calculés pour chaque zone, tandis que les données expérimentales sont utilisées pour définir les flux d'air. Ce type de modèle nécessite également le développement de modèles d'interface appropriés entre les zones (O'Sullivan 2016).

Hoang et al. (2012) ont développé un modèle simplifié de transfert de chaleur au sein d'un véhicule frigorifique dans lequel deux zones de palettes (avant et arrière) sont considérées. Le

modèle prend en compte le transfert de chaleur par convection entre l'air intérieur et les palettes, entre l'air extérieur et les parois du véhicule et le transfert par conduction dans ces parois. De plus, l'infiltration de l'air lors des ouvertures de portes est également prise en compte. Le principal avantage du modèle est son faible temps de calcul du processeur, même si la température locale ne peut pas être obtenue précisément. En effet, le calcul prend moins de 1 min, alors que le temps CPU correspondant au modèle CFD est estimé à 60 h.

Laguerre et al. (2015) ont développé un modèle zonal dans une chambre froide. Il permet de prédire la vitesse de refroidissement du produit (régime transitoire), la température finale du produit (état stationnaire) à différentes positions dans la chambre froide et la perte de poids du produit. Le temps de calcul est de moins d'une seconde, comparé à celui du modèle CFD pour la même configuration (> 24 h pour environ 8.10^5 cellules).

Un modèle zonal nécessite des connaissances sur les écoulements d'air entre les zones. Généralement, l'écoulement est estimé via des mesures expérimentales, ce qui peut constituer une limite majeure à cette approche. Ce type de modèle, il est limité à des configurations d'emballage et de palettisation spécifique. Par conséquent, l'approche par modèle zonal n'est pas appropriée lorsque l'un des objectifs est d'évaluer l'effet des modifications apportées à la conception des cartons car cette conception a une incidence sur les modèles de circulation de l'air entre les zones (O'Sullivan 2016).

II.3.2 Modèle CFD avec milieu poreux

Dans certains cas, un modèle détaillé est difficile à réaliser en raison de la capacité de calcul limitée. Afin de réduire le temps de calcul, de nombreux auteurs ont proposé de considérer l'empilement de produits comme un milieu poreux. Cette approche a été utilisée pour modéliser le flux d'air et le transfert de chaleur dans des emballages ventilés à l'échelle d'une chambre froide (Zhao et al. 2016)

Cette méthode a été largement utilisée (Moureh et al. 2002, Delele et al. 2008, Hoang et al. 2015) puisqu'elle permet de simplifier la géométrie du système (la géométrie exacte des produits n'est pas tenue en compte). Hoang et al. (2015) ont utilisé l'approche par milieu poreux pour étudier le flux d'air et le transfert de chaleur dans une chambre froide chargée de 4 palettes de pommes (3,4 m de long, 3,4 m de large et 2,5 m de haut). Chaque palette était considérée comme un bloc poreux. Les résultats ont été validés en réalisant une comparaison avec des résultats expérimentaux. Les résultats ont ainsi montré un bon accord entre les

données numériques et celles obtenues par la méthode expérimentale en termes d'évolution de la température. Le nombre de mailles a été réduit d'un facteur 4 par rapport à la modélisation directe.

Cette approche a également été utilisée par Moureh et al. (2009) lors d'une étude expérimentale et de simulation d'une enceinte ventilée partiellement chargée de palettes poreuses remplies de manière aléatoire de sphères.

L'approche par milieu poreux n'est pas valide lorsque le rapport entre le diamètre équivalent du contenant et le produit est inférieur à 10 (Verboven et al. 2006), ce qui est le cas pour beaucoup de produits comme les pommes, les fraises ou les tomates. Dans ces cas, l'hétérogénéité de l'écoulement d'air local a un impact majeur sur les phénomènes de transfert de chaleur (Ferrua and Singh 2008). Par ailleurs, les parois ont deux effets opposés: le premier effet est une résistance supplémentaire due au frottement contre les parois. Le second effet est une augmentation de la porosité à proximité de la paroi.

II.3.3 Modèle CFD direct

Contrairement aux deux approches numériques précédemment décrites, la modélisation directe ne simplifie pas les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie ni la géométrie du système : la géométrie de chaque produit est reproduite par le maillage. Plus le nombre de mailles est important, plus le résultat est précis et plus le temps de calcul est long. Malgré l'augmentation des temps de calcul et des difficultés numériques, les simulations directes CFD conduisent à une compréhension plus « fondamentale » du comportement local de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur dans les palettes. L'utilisation des modèles CFD devient de plus en plus courante grâce à la flexibilité, l'économie de temps et d'argent qu'elle permet. Le tableau II-4 présente quelques études CFD récentes portant sur le refroidissement des produits palettisés.

Table II-4 Etudes numériques récentes du refroidissement en régime de convection forcée de produits palettisés

Référence	Outil	Modèle	Maillage	Domaine modélisé
Ferrua and Singh (2008)	CFD Gambit 2.2.30	Régime permanent Laminaire	Hybride non structuré	Une boîte de sphères ($D=16.3\pm0.2$ mm)
Delele et al.	CFD	Régime	Hybride	Différentes configurations

(2008)	Fluent 6.3.26	permanent Paroi : $k-\omega$ Ecoulement : $k-\varepsilon$	tétraédrique	d'empilements aléatoires dans une boîte ventilée
Moureh et al. (2009)	CFD Fluent	RSM turbulence	Hexaédrique	Enceinte ventilée partiellement chargée de palettes poreuses
Le Page et al. (2009)	CFD Fluent 6.0.20	Régime transitoire $k-\varepsilon$	Quadrilatéraux de différentes épaisseurs	Un modèle couplé entre transfert thermique et perte d'eau pour des produits alimentaires empilés face à un flux d'air
Defraeye et al. (2010)	CFD Fluent 6.3	Standard $k-\varepsilon$, réalisable $k-\varepsilon$, STT- $k-\omega$, réalisable $k-\omega$	Maillage hybride (hexaédrique et prismatique)	Un cube placé dans un canal soumis à un écoulement turbulent
Delele et al. (2013)	CFD Ansys 13.0	Régime transitoire STT- $k-\omega$	Hybride tétraédrique	Une pile de balles sphériques (30 cartons)
Defraeye et al. (2013)	-	Régime permanent et transitoire STT- $k-\omega$	Maillage hybride (hexaédrique et tétraédrique)	Différents types de conteneurs: 30 conteneurs de 64 oranges, 24 conteneurs de 80 oranges
Defraeye et al. (2013)	CFD Ansys Fluent 12	Permanent STT- $k-\omega$, $k-\omega$, $sk-\varepsilon$, $rk-\varepsilon$	Maillage hybride (hexaédrique, tétraédrique et prismatique)	Une seule sphère soumis à un écoulement turbulent
Defraeye et al. (2014)	-	Régime permanent et transitoire STT- $k-\omega$	Maillage hybride (hexaédriques et tétraédriques)	2 modèles : une couche et deux couches d'oranges. Trois types d'emballage ont été modélisés
Han et al. (2015)	CFD Fluent	Régime transitoire STT- $k-\omega$	Hybride tétraédrique	Une boîte de produits sphériques dans un système virtuel de tunnel de ventilation
Hoang et al. (2015)	ANSYS Fluent 14.5	Standard $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, réalisable $k-\varepsilon$, réalisable $k-\omega$	Non structuré	Modélisation de 4 palettes de pommes dans une chambre froide selon deux approches: approches en blocs poreux et en blocs solides.
Defraeye et al. (2015)	ANSYS Fluent 13	$k-\omega$ SST	Maillage hybride (hexaédriques et tétraédriques)	8 niveaux de cartons (10 cartons par niveau) rempli par les oranges
O'Sullivan et al. (2016)	CFD ANSYS	Steady state $k-\varepsilon$	Tétraédrique	Une demi-palette de kiwi sur plusieurs lignes dans des

	Fluent 15			emballages en carton
O'Sullivan et al. (2017)	CFD ANSYS Fluent 15	k-ε	Tétraédrique	Etude de la redistribution du flux d'air entrant dans des emballages de kiwi palettisés sur plusieurs lignes
Ambaw et al. (2017)	CFD ANSYS Fluent 17.0	k-ω SST	Palette: 10.10 ⁶ 1 niveau:10.10 ⁶	Aérodynamique pour la palette entière et thermique pour un seul niveau
Wu and Defraeye (2018)	Open FOAM 2.4	k-ω SST	Tétraédrique 26.10 ⁶ cellules	Toute la palette de fruits tout au long de la chaîne du froid.

II.4 Convection mixte

A notre connaissance, il n'existe pas d'étude des transferts de chaleur et de l'écoulement d'air au sein de structures de type palette sous régime de convection mixte dans la littérature. Cependant, la convection mixte peut être trouvée dans de nombreux autres domaines tels que les capteurs solaires, la ventilation de dispositifs électroniques, les échangeurs de chaleur compacts et les réacteurs nucléaires (Tian et al. 2018), rafraîchissement des Datacenters (Durand-Estebe et al. 2014).

La convection mixte peut être caractérisée par le nombre de Richardson qui représente le rapport entre la convection naturelle (les forces d'Archimède ou de flottabilité) et la convection forcée (les forces de pression dynamique) :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta(T_s - T_a)H}{u^2} \quad (II-2)$$

- T_s : température moyenne des surfaces chauffées.
- T_a : température de soufflage ($T_{air,in}$).
- H : hauteur caractéristique.
- u : vitesse de soufflage.

Quand le nombre de Richardson est faible, la convection forcée prédomine dans le système et lorsqu'il est élevé, la convection naturelle pilote l'écoulement. La convection mixte se produit lorsqu'il est compris dans la gamme suivante : $0.7 < Ri < 10$ (Harnett and Irvine 1984).

Le nombre de Nusselt dépend des nombres de Richardson et de Reynolds (Kotouc et al. 2009). Selon le sens relatif du mouvement de convection forcée par rapport au mouvement gravitaire, la convection libre peut favoriser ou empêcher le transfert de chaleur. La force de flottabilité agit verticalement, mais la force de pression peut agir dans n'importe quelle direction.

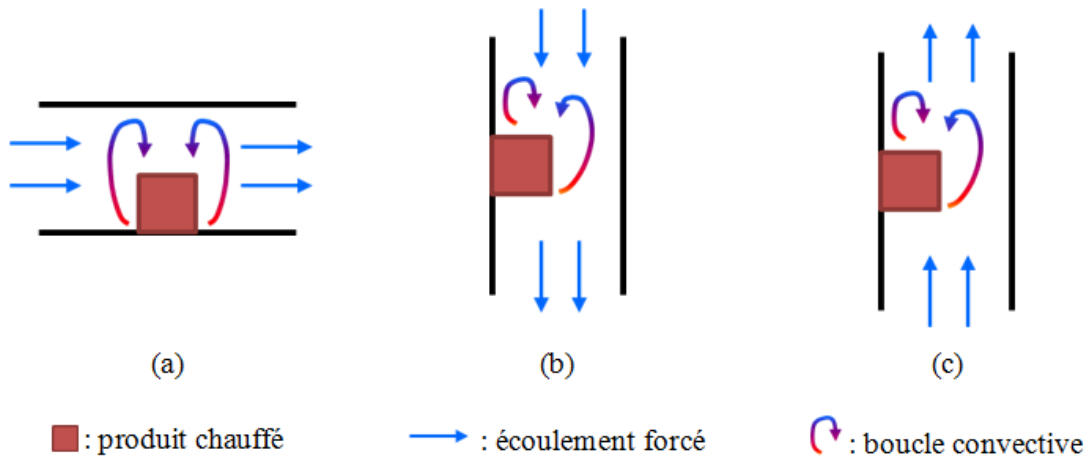


Figure II-1 Mode de convection mixte : (a) convection mixte transversale ; (b) convection mixte opposée ; (c) convection mixte assistée.

L'écoulement forcé et l'écoulement libre peuvent alors être dans la même direction (convection mixte assistée), ou dans des directions opposées (convection mixte opposée), ou dans des directions perpendiculaires (convection mixte transversale) (Sumon et al. 2016). La figure II-1 présente un schéma simplifié des trois modes de convection mixte.

II.4.1 Convection mixte transversale

Cet écoulement se produit lorsque le mouvement de la convection naturelle agit perpendiculairement au mouvement de la convection forcée. Ce type de convection se retrouve dans de nombreux exemples : l'air arrivant horizontalement sur un tuyau chaud ou froid, par exemple (Pravesh et al. 2019). La convection naturelle induit des boucles convectives dues à la dilatation de l'air. Lorsque le nombre de Richardson est faible, les boucles convectives sont submergées par l'écoulement forcé, mais plus ce nombre augmente, plus les boucles convectives deviennent importantes. La taille, ainsi que l'influence des boucles convectives augmentent alors avec le nombre de Richardson (Islam et al. 2008). En règle générale, la convection mixte transversale favorise les échanges thermiques. La flottabilité améliore le transfert de chaleur associé à la convection forcée pure (Bergman et al.

2011). De plus, d'autres auteurs ont également remarqué l'amélioration significative du transfert de chaleur par rapport à la convection forcée seule, du fait des tourbillons longitudinaux induits par la flottabilité (Mori and Uchida 1966).

II.4.2 Convection mixte assistée

La convection mixte assistée se produit lorsque le mouvement dû à la force de flottabilité intervient dans le même sens que le mouvement de la convection forcée. Laouche et al. (2017) ont étudié le transfert de chaleur et l'écoulement d'air au sein d'un canal incliné comportant 4 sources de chaleur pour un nombre de Reynolds de 200 et un nombre de Grashof compris entre $2 \cdot 10^4$ et $2 \cdot 10^5$, conduisant à un Ri compris entre 0.5 et 5. L'accélération de l'air à proximité des sources de chaleur lors de son ascension est due à un effet de la flottabilité entraînant une dissymétrie de contour de vitesse. Cette dissymétrie devient de plus en plus prononcée avec l'augmentation du nombre de Richardson. De nombreuses études ont signalé une réduction soudaine des taux de transfert de chaleur dans la couche limite sous régime de convection mixte assistée (Abu-Mulaweh et al. 2000, Hattori et al. 2001). Ceci serait dû à la laminarisation de la couche limite avec l'augmentation de l'écoulement libre.

Le passage à la turbulence de la couche limite sous régime de convection forcée assistée est retardé par rapport à celui de la convection naturelle pure (Krishnamurthy and Gebhart 1989, Abedin et al. 2012). Hattori et al. (2000) ont trouvé que la couche limite est encore laminaire lorsque $Re \approx 2 \times 10^5$ et $Gr \approx 3 \times 10^{11}$, même si le nombre de Grashof est 100 fois plus important que le nombre Grashof critique en convection naturelle pure. Le passage du régime turbulent au régime laminaire en convection forcée assistée conduit à une diminution du nombre de Nusselt d'environ 40% par rapport à la convection naturelle turbulente. Cependant, si la force de flottabilité continue de s'accroître, le transfert de chaleur s'accroît et devient même supérieur au transfert de chaleur par convection forcée.

En étudiant le transfert de chaleur sur une rangée d'ailettes rectangulaires pour $4 \times 10^4 \leq Ra \leq 3 \times 10^5$, $80 \leq Re \leq 1500$ et $0.08 \leq Ri \leq 5$, Taji et al. (2014) ont trouvé que pour toutes les valeurs de Ri , l'écoulement forcé favorise le transfert de chaleur par convection naturelle. Le coefficient d'échange convectif moyen est quant à lui toujours plus élevé (jusqu'à 69%) sous convection mixte assistée comparé à celui sous convection naturelle pure. Cette tendance est en accord avec les résultats de Joye (1996) affirmant que lorsque le nombre de Grashof augmente, l'amélioration du transfert de chaleur causée par la convection

mixte augmente également sous régime de convection mixte assistée. Le même résultat a aussi été obtenu: le nombre de Nusselt Nu augmente avec le Ri par Le Bot and Bouchet (2013).

II.4.3 Convection mixte opposée

Dans le cas de la convection mixte opposée, les forces de poussée d'Archimède sont contraires à l'écoulement issu de la convection forcée (écoulement ascendant dû à la convection naturelle et écoulement descendant dû à la convection forcée).

Petukhov and Polyakov (1986) ont trouvé que lorsque $Gr/Re \approx 100$, les gradients de vitesse près de la paroi deviennent nuls et lorsque cette valeur est dépassée, une inversion du sens de l'écoulement apparaît. L'apparition d'un écoulement inverse stimule la perte de stabilité de l'écoulement laminaire, ainsi que la transition vers un écoulement turbulent. Par conséquent, contrairement à la convection mixte assistée, la convection mixte opposée se caractérise par un passage plus rapide dans le régime turbulent.

Cependant, les forces de poussée d'Archimède s'opposant au gradient de pression motrice de l'écoulement forcé, la convection mixte est en général défavorable pour le transfert de chaleur (Toulouse 2004). Ce phénomène peut donc conduire localement à une accumulation de chaleur entraînant une dégradation des produits (Laouche et al. 2017). Ce résultat est en accord avec la conclusion de Bergman et al. (2011) précisant que la flottabilité a pour effet de diminuer le taux de transfert de chaleur associé à la convection forcée pure. Al-asadi et al. (2017) ont étudié numériquement la convection mixte assistée et opposée d'un fluide circulant dans un tube circulaire. Au cours de cette étude, la plage de variations du nombre de Reynolds et du nombre de Grashof était de $100 \leq Re \leq 2000$ et de $6.3 \times 10^2 \leq Gr \leq 8.37 \times 10^3$. Le coefficient d'échange convectif en convection mixte assistée était plus élevé que celui en convection mixte opposée. Ceci peut être attribué à l'effet de gravité qui augmente la vitesse de l'écoulement dans le cas de la convection mixte assistée.

Cela ne signifie pas que la convection mixte assistée fournit toujours le meilleur transfert thermique par rapport à la convection mixte opposée. Nakajama et al. (1980) ont comparé les deux modes de convection avec $Re = 2000$ dans une configuration où l'air circule entre deux parois ayant des températures différentes. Le nombre de Nusselt diminue en convection mixte assistée et augmente en convection mixte opposée.

L'aspect contradictoire de ces différentes études provient du fait que l'interaction entre la convection forcée et la convection naturelle est très complexe. De nombreux paramètres interviennent comme l'inclinaison de la source de chaleur, la gamme de valeur des nombres adimensionnels (Re , Ri , $Gr...$), la taille du domaine et de l'objet chauffant... Cette étude bibliographique ne s'attardera pas sur le détail de ces différents aspects puisque les résultats obtenus dépendent fortement des cas étudiés et ne sont donc pas généralisables.

II.5 Conclusion

La première partie de l'étude bibliographique a porté sur la caractérisation aéraulique et thermique des structures de type palette. D'après la littérature, de nombreuses études portant sur l'expérimentation et la modélisation des palettes ont déjà été réalisées et les principaux paramètres du système (surface d'ajourage, distribution des orifices, vitesse de soufflage, palettisation...) ont fait l'objet de plusieurs travaux. Cependant, aucune étude portant sur l'effet d'un flux de chaleur dégagé par les produits au sein des palettes n'a été trouvée. Toutes les études de la littérature ont été réalisées pendant le pré-refroidissement, c'est-à-dire avec une vitesse d'air élevée et pour des produits possédant un faible taux de respiration. Par conséquent, en combinant ces deux aspects, la convection naturelle était faible devant la convection forcée.

L'étude présentée dans ce mémoire se focalise sur des produits dégageant beaucoup de chaleur. De plus, pendant la phase stockage, la vitesse d'air autour des palettes est faible, et l'est encore plus au centre des palettes. Dans cette configuration, la convection naturelle n'est plus négligeable devant la convection forcée. La deuxième partie de l'étude bibliographique a pointé donc sur la convection mixte au sein de différentes applications. Les interactions de la convection forcée avec la convection naturelle sont très complexes. En effet, la convection naturelle peut promouvoir ou ralentir le transfert de chaleur entre le produit et l'air. Cela dépend d'un grand nombre de paramètres comme : la taille du produit par rapport à la taille de l'enclosure, le nombre, la chaleur dégagée, ainsi que l'espace entre chaque produit, mais également la direction de la ventilation

La recherche bibliographie a montré que la littérature ne dispose pas d'études portant sur le refroidissement d'un empilement de produits en régime de convection mixte. Cette information est pourtant indispensable afin de maîtriser la température de certains produits tout au long de la chaîne logistique et en particulier pendant les phases de transport et de stockage. Malgré l'existence d'études sur la convection mixte dans d'autres domaines, à cause de la complexité de l'écoulement 3D et de l'interdépendance de l'ensemble des paramètres, il est difficile d'obtenir des conclusions cohérentes et générales pour toutes les applications. Une étude spécifique adaptée à la problématique présentée dans ce rapport était donc nécessaire. Cela montre l'originalité de l'étude ainsi que l'importance pratique des travaux réalisés au cours de cette thèse.

Chapitre III :Etude sur site (article 1)

Contexte, objectif et démarche

Ces études sur site ont été réalisées dans le cadre du projet EMATAL. Elles visent à caractériser l'incidence des hétérogénéités de ventilation au sein d'une plateforme et des modes de palettisation sur les niveaux et les évolutions de température dans les palettes de produits fromagers.

Deux entrepôts ont été sélectionnés sur deux villes différentes en France. Dans la plateforme 1, les palettes sont stockées sur un seul niveau sur le sol, alors que dans la plateforme 2, les palettes sont stockées sur différentes hauteurs.

Il convient de rappeler que notre étude de thèse est réalisée sur une seule configuration de palettisation associée à une ventilation d'air uniforme en amont de la palette. Cependant, dans les plateformes, on note l'utilisation d'une multitude de palettisations ainsi qu'une aéraulique générale relativement complexe avec des niveaux de ventilation qui varient fortement d'un endroit à un autre et des vitesses d'air qui sont loin d'être uniformes en amont des palettes.

Les résultats ont mis en évidence l'importance relative du mode de conditionnement, de palettisation et de la ventilation extérieure sur les niveaux et les hétérogénéités de température au sein des palettes.

Pour l'entrepôt 1, la température maximale dans la palette se trouve au centre de cette dernière car l'écoulement principal vient de face. Pour l'entrepôt 2, la température maximale des palettes sur la hauteur se trouve au niveau supérieur de la palette car l'écoulement principal va de bas en haut.

Valorisation

Les résultats obtenus sur site ont fait l'objet de deux rapports confidentiels destinés principalement aux industriels partenaires du projet EMATAL :

- *Etude plateforme : Expérimentation 1 (Janvier 2018, Derens-Bertheau E., Moureh J., Pham A-T., Saavedra S., Thomas A.- 16 pages);*
- *Etude plateforme : Expérimentation 2 (Octobre 2018, Derens-Bertheau E., Moureh J., Pham A-T., Saavedra S., Thomas A.- 17 pages).*
- *1 article dans la Revue Générale du Froid*

Caractérisation expérimentale de la variabilité des températures dans les palettes de fromages

Evelyne Derens-Bertheau⁽¹⁾, Anh Thu Pham⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾, Denis Flick⁽²⁾, Jean Moureh⁽¹⁾

(1) Irstea, GPAN, 1 rue Pierre-Gilles de Gennes, CS 10030, 92761 Antony Cedex, France

(2) AgroParisTech, Inra, Université Paris-Saclay, UMR Ingénierie Procédés Aliment, 1 Rue des Olympiades, 91300 Massy, France

(3) CNIEL, 42, rue de Châteaudun – 75314 PARIS Cedex 9, France

Résumé

En France environ 45% des aliments consommés sont vendus sous régime de froid, ce qui représente 23 millions de tonnes de produits et un chiffre d'affaires de 53 milliards d'euros. Les produits frais et ultra-frais sont très sensibles aux risques bactériologiques et d'altération, le respect de la chaîne du froid devient une préoccupation importante des industriels, des consommateurs et des pouvoirs publics. Le fromage, comme tous les produits vivants, dégage de la chaleur du fait de la respiration des microorganismes présents. Ce phénomène augmente d'avantage la complexité de la maîtrise des températures des produits, entraînant ainsi une augmentation du risque sanitaire. Afin de mieux comprendre l'influence des différents paramètres sur les niveaux de température au sein des palettes de fromage et pour répondre aux besoins industriels, différentes mesures sur site ont été effectuées. Deux plateformes ont été sélectionnées en France et différents paramètres ont été pris en considération pour réaliser cette étude : emplacement des produits dans l'entrepôt, type de produit, mode de palettisation.

Mots clés : Fromage, produit dégageant de la chaleur, distribution de température, mesures sur site

Abstract :

In France, around 45% of the food consumed is sold under refrigerated conditions, which represents 23 million tons of products and a turnover of 53 billion euros. The fresh and ultra-fresh products are very sensitive to bacteriological and alteration risks. The respect of the cold chain becomes an important concern of the industrials, the consumers and the public authorities. Cheese, like all living products, generates heat from breathing of the

microorganisms. This phenomenon increases the complexity of the product temperature control, thus increasing the health risk. In order to better understand the influence of the different parameters on the temperature levels within cheese pallets and to meet industrial needs, various on-site measurements have been made. Two warehouses were selected in France and different parameters were taken into consideration: location of the products in the warehouse, type of product, stacking pattern.

Keywords: Cheese, heat generating product, distribution of temperature, on site study

III.1 Introduction

La température est le plus important paramètre influençant la qualité des produits (Defraeye et al. 2015, Ambaw et al. 2016). Cependant, une uniformité de refroidissement est difficile à obtenir en pratique. Dans une chambre froide, les palettes proches du groupe frigorifique peuvent être exposées à une vitesse élevée pouvant entraîner un sur-refroidissement, alors que les palettes les plus éloignées sont exposées à des vitesses de ventilation plus faibles et des températures plus élevées ce qui provoque l'apparition des 'points chauds' (hot spot) dans le chargement (Moureh et al. 2009). Au sein d'une même palette, l'augmentation de la température et la diminution de la vitesse de l'air lorsqu'il y pénètre plus profondément, entraîne également une hétérogénéité thermique entre les produits (Alvarez and Flick 1999).

Certains produits 'vivants', dégagent de la chaleur du fait de la respiration, entraînant une plus grande hétérogénéité des températures au sein des palettes. La chaleur de respiration peut créer un effet d'emballement puisqu'elle est influencée par la température (Thompson 1996). A titre d'exemple, le taux de respiration de la coriandre, des haricots verts et de la betterave rouge est 4 à 5 fois plus élevé à 30°C qu'à 10°C (Waghmare et al. 2013). À 0°C, le taux de respiration des champignons est trois fois plus faible qu'à 10°C (Zhang et al. 2018). Les produits situés aux extrémités d'une palette sont mieux refroidis et donc dégagent moins de chaleur que les produits au centre de la palette (Moureh and Derens 2000). La compréhension des transferts de chaleur et des écoulements d'air dans les chambres froides est une tâche complexe en raison de plusieurs facteurs interdépendants agissant simultanément : géométrie de la chambre, emplacement des palettes, ajourages des palettes... (Smale et al. 2006)

De nombreux auteurs ont étudié les hétérogénéités de refroidissement dans un empilement de produits : des études numériques (Delele et al. 2008, Dehghannya et al. 2011, Defraeye et al. 2013, Delele et al. 2013, Ambaw et al. 2017) et des études expérimentales en laboratoire (Alvarez and Flick 1999, Moureh and Flick 2004, Tapsoba et al. 2007, Merai et al. 2018) ont été effectuées. Cependant, la plupart des articles portent seulement sur une partie de palette (quelques cartons). Duret et al. (2014) ont étudié la vitesse d'air, le transfert chaleur et la perte de masse de 4 palettes de pommes dans une chambre froide. Il a été observé que la température des produits est fortement corrélée à la vitesse d'air.

Les études expérimentales en laboratoire permettent de mieux comprendre les phénomènes physiques dans des conditions maîtrisées mais ne reflètent pas toute la diversité des situations

rencontrées dans la pratique. Des mesures dans des conditions industrielles réelles sont donc indispensables pour compléter les approches expérimentales et numériques en laboratoire. Ces résultats sont également parfois plus convaincants pour les industriels.

Derens-Bertheau et al. (2015) ont effectué des mesures de température de produits (jambon en tranches) depuis l'usine de production jusqu'à la consommation domestique dans 4 pays. L'étude montre clairement l'hétérogénéité de température dans différentes étapes de la chaîne du froid. Wu et al. (2018) ont effectué des mesures de température dans une chambre froide lors du pré-refroidissement de 40 palettes d'agrumes (citron, mandarine, orange). Différents paramètres ont été pris en compte : la position des palettes, la conception des cartons, la taille des produits. Cependant, pendant la phase de pré-refroidissement, la vitesse d'air élevée entraîne une uniformisation de la température plus importante que pendant la phase de stockage (Wu et al. 2018). Ces deux études portaient sur des produits qui dégagent une quantité de chaleur négligeable (jambon, agrume) ce qui n'est pas le cas pour les fromages.

L'étude présentée ici a pour objectif d'évaluer les hétérogénéités de température dans des plateformes de produits fromagers. Différents paramètres ont été pris en considération : le niveau de ventilation dans l'entrepôt, le type de palettisation et la position du produit dans la palette. Ceci a permis d'acquérir des profils de température dans des conditions réelles de fonctionnement des plateformes logistiques et a permis de choisir des configurations représentatives pour les études en laboratoire (Pham et al. 2019)

III.2 Matériels et méthodes

Des expérimentations ont été réalisées in situ sur deux plateformes différentes afin d'acquérir des données d'évolution de température de produits stockés en palette.

Le choix des deux plateformes a été fait pour pouvoir acquérir des données dans des conditions de stockage différentes mais représentatives de la plupart des sites. Dans la plateforme 1, les palettes sont stockées sur un seul niveau, alors que sur la plateforme 2 les palettes sont entreposées sur plusieurs niveaux (4 niveaux) (figure III-1).

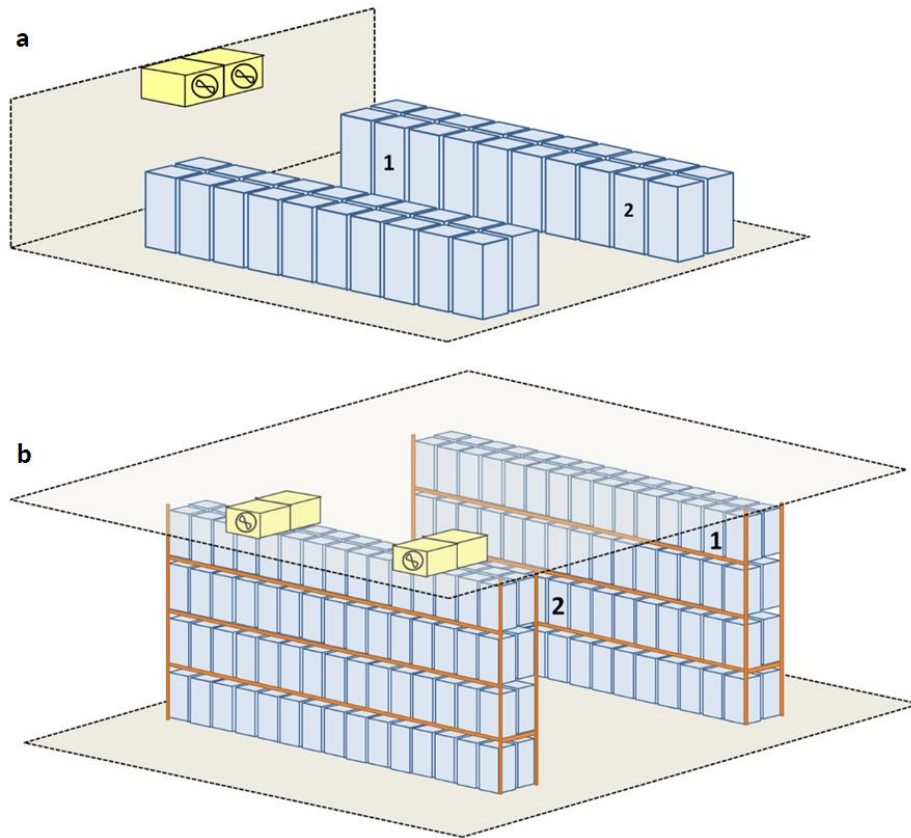


Figure III-1 Emplacements des palettes instrumentées : a) plateforme 1 ; (b) plateforme 2

Dans ces plateformes, deux paramètres ont été étudiés, le type de palettisation et le niveau de ventilation (tableau III-1) :

- Type de palettisation : différentes palettes ont été placées à un même endroit et ont donc été soumises à un même niveau de ventilation. Pour la plateforme 1 (P1): deux palettes ont été choisies, nommées A et B. Pour la plateforme 2, trois palettes ont été choisies, nommées M (avec 2 cheminées), N (identique à la palette M mais avec des cheminées bloquées par des cartons) et O.
- Niveau de ventilation: deux niveaux de ventilation différents ont été choisis, bien ventilé (position 1, soit $0,6 - 0,8 \text{ m.s}^{-1}$) et peu ventilé (position 2, soit $0,2 - 0,4 \text{ m.s}^{-1}$).

Tableau III-1 : Numérotation des palettes

	Plateforme 1 (P1)		Plateforme 2 (P2)	
Niveau de ventilation	Bien ventilé	Peu ventilé	Bien ventilé	Peu ventilé
Palette	P1A1, P1B1	P1A2, P1B2	P2M1, P2N1, P2O1	P2M2, P2N2, P2O2

Les caractéristiques des différentes palettisations sont représentées sur le tableau III-2 et la figure III-2. Les produits suivis étaient des bâchettes de chèvre et des camemberts.

Dans les deux plateformes, 6 palettes ont été instrumentées de manière similaire,

- 18 mesures de température de produit par palette
- 3 niveaux de carton par palette: inférieur, médian, supérieur.
- 6 produits par niveau, 11 températures d'air par palette.

Tableau III-2 : Caractéristiques géométriques des palettes

	Plateforme 1 (P1)		Plateforme 2 (P2)		
	Palette A	Palette B	Palette M	Palette N	Palette O
Dimensions d'un carton (mm)	450 x 239 x 63	345 x 235 x 56	290 x 200 x 92	290 x 200 x 92	570 x 250 x 145
Nombre de couches par palette	23	15	14	14	9
Nombre de cartons par couche	7	8	14	16	6
Nombre de produits par carton	15	8	12	12	30
Produit	Buchette 200g	Buchette 300g	Camembert 125g	Camembert 125g	Camembert 250g
Epaisseur lame d'air (mm) au-dessus des produits	19	3	12	12	25
Cheminées	Oui 2 petites	Oui 1 grande	Oui 2 moyennes	Non	Non

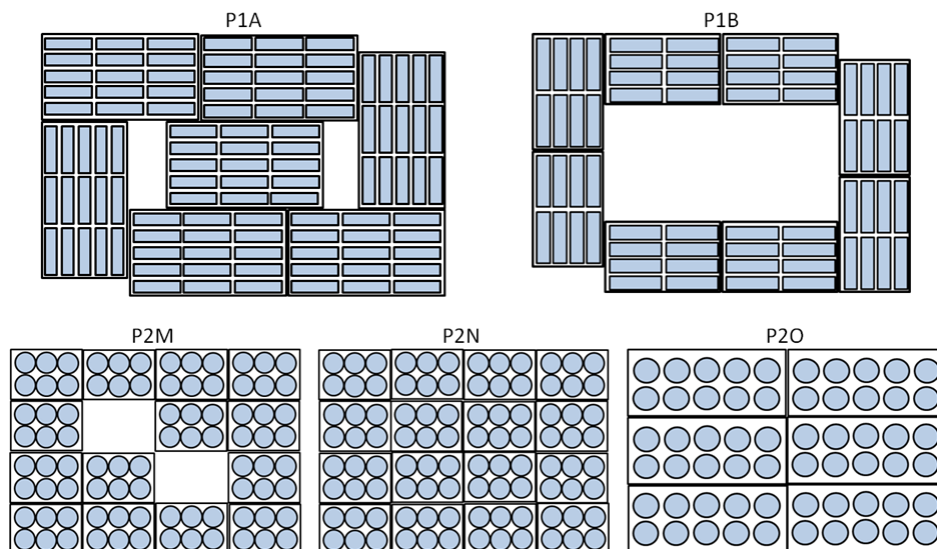


Figure III-2 : Les différents types de palettisation instrumentés (schémas vue de dessus)

III.3 Résultats et discussion

La figure 3 présente des exemples d'évolution de température au sein d'une palette lors du refroidissement et de la stabilisation en plateforme. Pour établir des comparaisons au sein d'une palette et entre palettes, on considérera dans la suite uniquement les valeurs des températures stabilisées des produits.

Les produits ont atteint des températures comprises entre 0,3°C et 2,5°C en un peu moins de 2 jours de stockage, pour une température d'air moyenne en amont de la palette de 0,6°C.

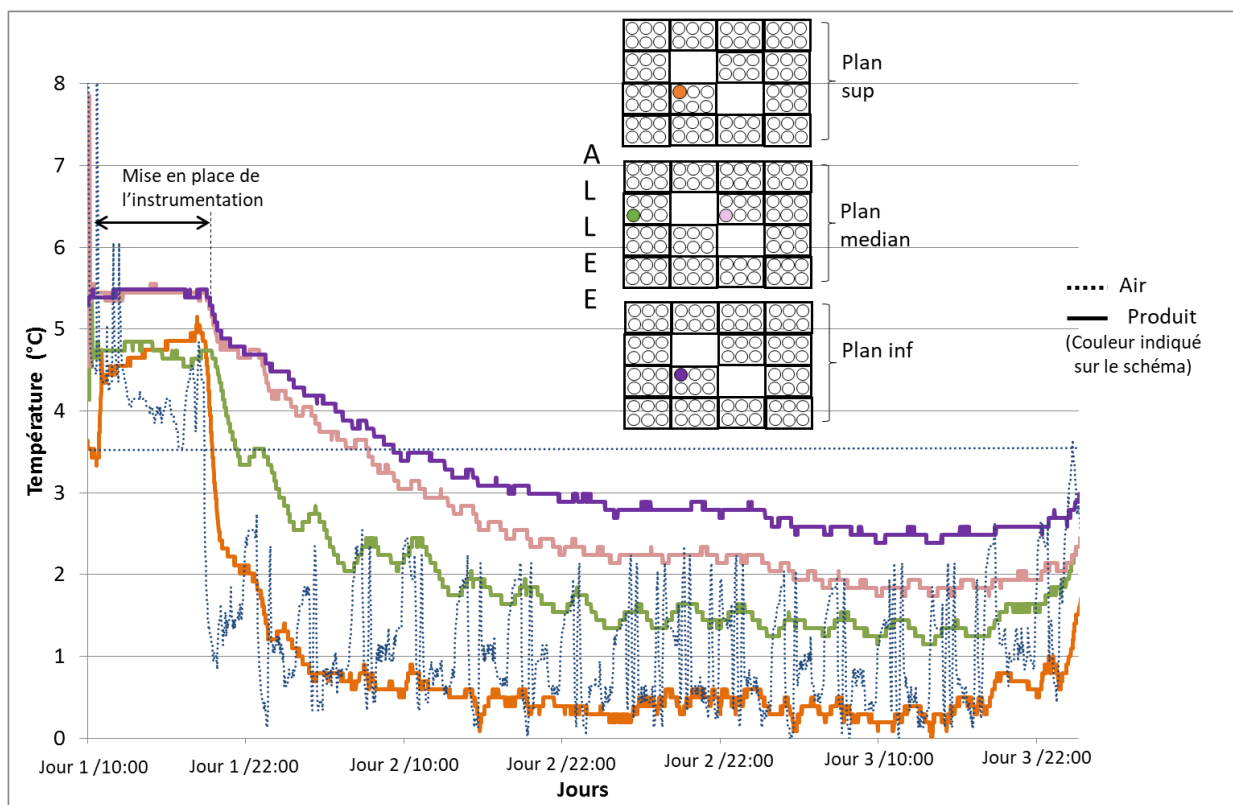


Figure III-3 : Exemples d'évolution de température dans la palette P2M1 bien ventilée

Le tableau III-3 présente l'ensemble des résultats obtenus sur les deux plateformes.

Tableau III-3 : Résultats plateformes 1 et 2

	Palette	Tmoy pdt (°C)	Tmin / Tmax pdt (°C)	Tmax – Tmin pdt (°C)	Couche Tmax pdt
Plateforme 1 (P1)	P1A1	3,1	2,6 / 3,7	1,1	médiane
	P1A2	3,4	2,2 / 4,2	2,0	médiane
	P1B1	4,1	3,0 / 5,4	2,4	médiane
	P1B2	4,8	3,3 / 7,3	4,0	médiane
Plateforme 2 (P2)	P2M1	1,6	0,3 / 2,5	2,2	inf. et médiane
	P2M2	3,7	2,7 / 5,0	2,3	supérieure
	P2N1	1,8	0,6 / 3,2	2,6	inf. et médiane
	P2N2	4,6	2,8 / 6,6	3,8	supérieure
	P2O1	3,6	1,9 / 5,2	3,3	inf. et médiane
	P2O2	5,6	3,6 / 7,6	4,0	supérieure

Les niveaux de température augmentent au sein d'une même palette lorsque l'on passe d'un endroit bien ventilé (1) à un endroit peu ventilé (2), quel que soit le type de palette (A, B, M, N ou O).

Dans la plateforme 1 (stockage au sol, un seul niveau de palettes), c'est la couche médiane de cartons au sein d'une palette qui présente les températures maximales (tableau 3). Mais lors d'un entreposage sur plusieurs niveaux (plateforme 2), dans les endroits peu ventilés, on observe les températures maximales sur la couche supérieure de cartons au sein de la palette car la ventilation est très faible à ce niveau (palette très proche du rack supérieur) et l'écoulement principal vient alors de bas en haut (figure III-1).

Effet de la palettisation

Les figures III-4 et III-5 présentent respectivement l'effet de la palettisation sur la dispersion de température au sein d'une palette en fonction de la ventilation, pour les plateformes 1 et 2.

Dans la plateforme 1, à ventilation égale, on obtient des températures plus basses et plus homogènes dans le cas de la palette A (figure III-4). Cela peut être expliqué par la différence d'épaisseur de la lame d'air au-dessus des cartons, 19 mm pour ceux de A et seulement 3 mm pour ceux de B. D'autre part, pour une même palette (A ou B), une diminution de la ventilation ambiante entraîne dans les deux cas une augmentation des températures et de l'hétérogénéité au sein d'une même palette.

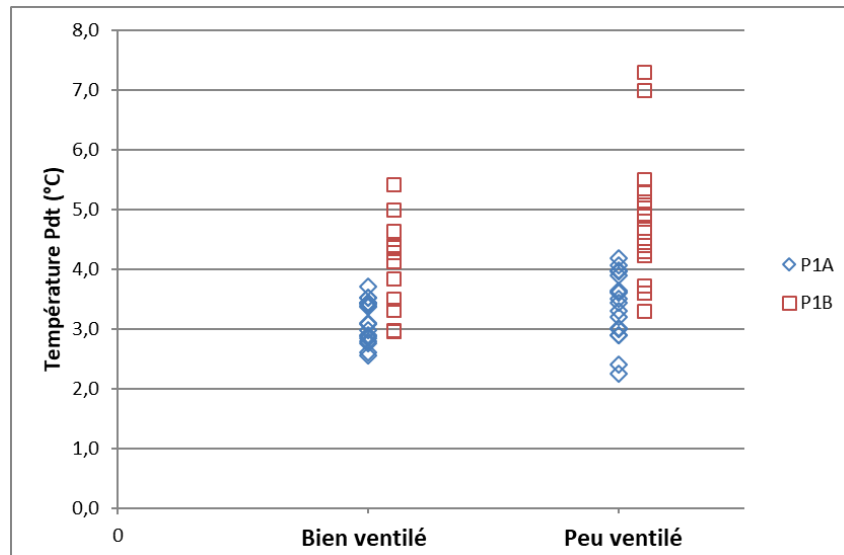


Figure III-4 : Effet de la palettisation sur la dispersion des températures des produits en fonction de la ventilation (Plateforme 1)

Dans la plateforme 2 (figure III-5), une tendance similaire à la plateforme 1 est observée quant à l'influence de la ventilation : une diminution de la ventilation ambiante entraîne, dans les trois types de palette, une augmentation des températures maximales des produits. A ventilation égale, c'est la palette M qui a le niveau de température le plus bas et la meilleure homogénéité, la palette O présentant les températures les plus élevées et la plus grande hétérogénéité.

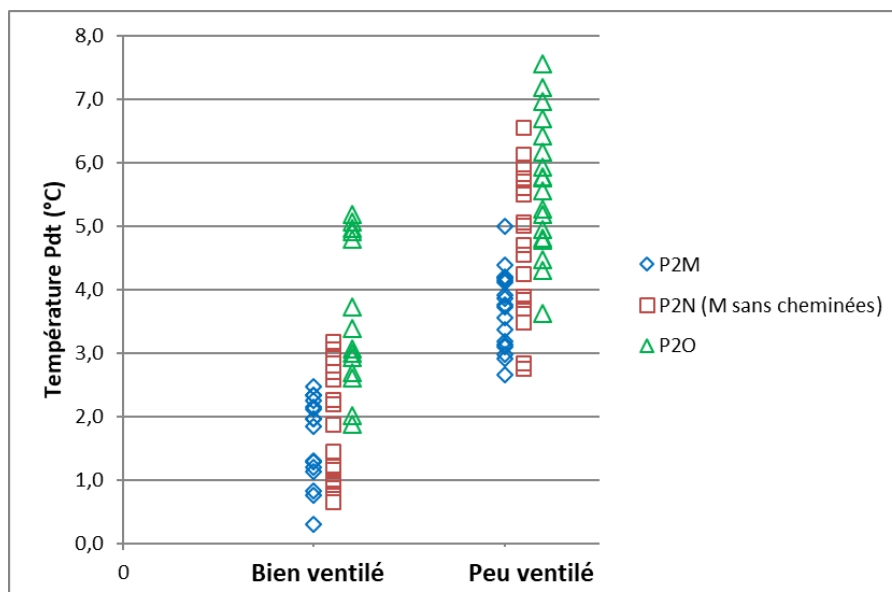


Figure III-5 : Effet de la palettisation sur la dispersion des températures des produits en fonction de la ventilation (Plateforme 2)

Effet de la présence d'une cheminée

La figure III-6 compare des palettes identiques à l'exception de la présence de cheminées : N étant similaire à M, mais sans cheminée. A ventilation égale, la température maximale des produits est moins élevée pour la palettisation avec cheminée que la palettisation sans cheminée.

Une diminution de la ventilation entraîne une augmentation de la température maximale et de l'hétérogénéité de température pour M comme pour N, mais l'augmentation est plus faible pour la palettisation avec cheminée (M) que sans cheminée (N) (tableau III-1). Ceci confirme l'effet bénéfique de la présence de cheminées.

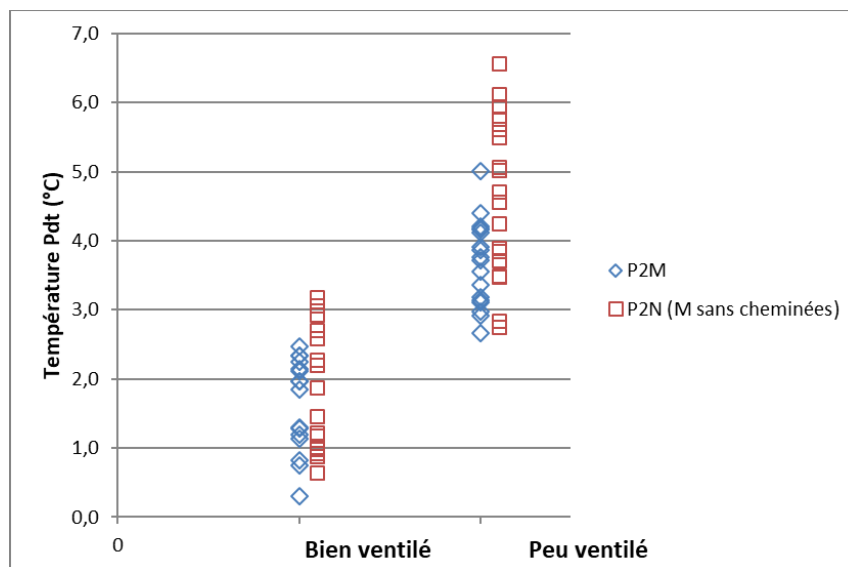


Figure III-6: Effet de la présence de cheminée sur les températures des produits

III.4 Conclusion

Dans les deux plateformes étudiées, une hétérogénéité plus ou moins importante est toujours observée au sein des palettes. Selon le mode de palettisation, l'air refroidit différemment les produits. La présence d'une cheminée a un effet positif sur le refroidissement. Il faut noter que d'autres facteurs interviennent dans une palettisation (surface d'ajourage, alignement des orifices, taux de remplissage, conditionnement, ...).

La ventilation externe autour des palettes joue un rôle déterminant, aussi bien sur le niveau des températures que sur leur homogénéité. Les palettes placées aux endroits les plus ventilés

présentent toujours des températures plus basses que celles situées dans un endroit mal ventilé.

Pour la plateforme à un seul niveau de palettes (P1), les produits les plus chauds sont toujours situés dans la couche médiane des palettes. Dans le cas de l'entreposage à plusieurs niveaux (P2), deux tendances ont été observées en fonction du niveau de ventilation. Dans un endroit bien ventilé, on observe la même tendance que sur la plateforme 1. En revanche, dans un endroit peu ventilé, le produit le plus chaud se situe sur la couche supérieure car l'écoulement principal vient alors de bas en haut.

Remerciements

Les auteurs remercient le CNIEL pour le soutien financier et les industriels partenaires du projet pour leur support technique.

Chapitre IV : Matériels et méthodes

Afin de caractériser les phénomènes thermiques et aérauliques ayant lieu au sein d'une palette de fromages, un montage expérimental à l'échelle 1 placé dans une cellule à température et vitesse d'air contrôlées a été mis en place. Ce chapitre présente tout d'abord les éléments du montage expérimental et les instruments de mesures utilisés puis le plan d'expérimentation

IV.1 Dispositif expérimental

Un grand nombre de configurations de palettes existe chez les industriels. L'objectif n'est pas d'étudier toutes ces configurations mais de concevoir une palette représentative permettant d'étudier l'influence de différents paramètres. En liaison avec les professionnels par l'intermédiaire du CNIEL, un dispositif à l'échelle 1 simulant une palette de camemberts a été construit (figure IV-1).



Figure IV-1 Photo de la maquette

La palette de camembert se compose de 9 couches de boîtes en carton (6 cartons par couche). Chaque carton contient 30 fromages sur 3 niveaux (10 fromages par niveau).

IV.1.1 Cellule de mesure

La palette est placée dans une cellule thermostatée permettant la maîtrise de la vitesse d'air soufflé, de dimensions 5,10 m de long, 3,20 m de large et 2,86 m de haut. L'air est soufflé par une surface latérale (3,20 mx 2,86 m), traverse la pièce et est évacué par la surface opposée

(figure IV-2). Le mur de soufflage est fabriqué en tissu fin afin d'homogénéiser l'écoulement. La vitesse de soufflage peut être réglée en variant la fréquence du ventilateur.

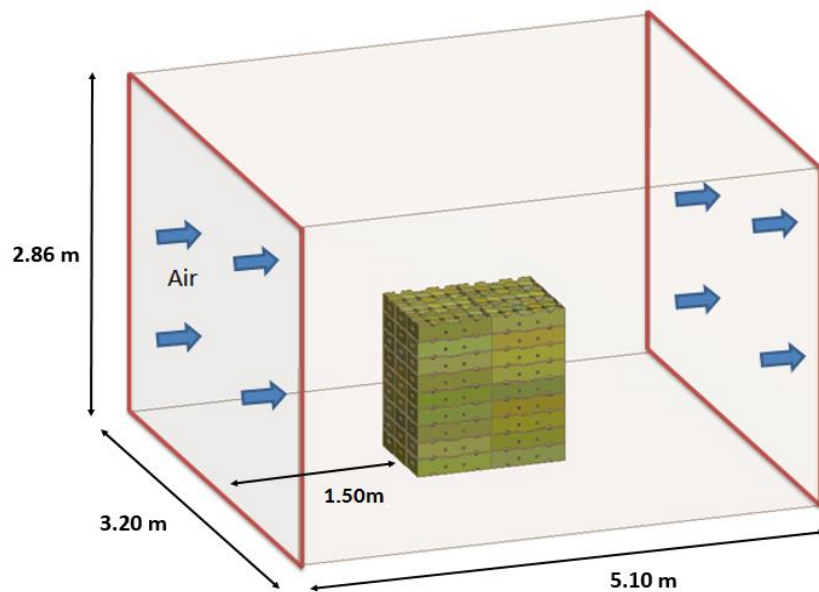


Figure IV-2 Schéma simplifié de la cellule de mesure

La vitesse d'air a été mesurée en 24 points près de la surface de soufflage pour différentes fréquences de ventilateur à l'aide d'un anémomètre à hélice (diamètre 60 mm, Testo 435-3). La vitesse à l'intérieur de la cellule peut varier entre 0.31 m.s^{-1} et 0.73 m.s^{-1} . L'écart-type de mesures était de 4% lorsque $u = 0,31 \text{ m.s}^{-1}$ et de 7% lorsque $u = 0,73 \text{ m.s}^{-1}$; le soufflage peut être considéré homogène.

IV.1.2 Produits

Les manipulations étant effectuées sur une longue durée, afin d'assurer la reproductivité des expériences et d'éviter le gaspillage des produits, les fromages ont été remplacés par des blocs en plâtre munis de résistances chauffantes afin de simuler le dégagement de chaleur.

Du fait du nombre important de produits dans une palette (1620 produits), deux approches géométriques ont été utilisées :

- De petits blocs ont été moulés individuellement (fromage par fromage). Chacun de ces blocs est placé dans un emballage primaire en carton. A l'intérieur de chaque bloc est intégré une résistance chauffante en silicone circulaire de 80 mm de diamètre et 2 mm d'épaisseur avec $R = 18\Omega \pm 0.3 \Omega$ (marque Vulcanic)

- De gros blocs représentant 15 fromages et ne possèdent pas d'emballage primaire ont également été utilisés. De manière identique aux petits blocs, chaque gros bloc est équipé d'une résistance chauffante rectangulaire (500mm x 30mm x 2mm) de la même marque avec $R = 7\Omega \pm 0.3\Omega$
- Les blocs sont reliés en circuit parallèle. Trois alimentations situées à l'extérieur de la cellule permettent de fournir l'énergie nécessaire aux blocs de produits afin de simuler la chaleur de respiration des fromages. Afin de varier la puissance de chauffage, il est possible de régler la tension de l'alimentation. La chaleur dégagée est calculée par la formule suivante :

$$Q = UI = RI^2 = \frac{U^2}{R} \quad (IV-1)$$

Sur les 9 couches de boîtes la palette, une seule est composée de petits blocs et les 8 autres couches sont constituées de gros blocs. La couche avec les petits blocs est celle où ont été réalisées les mesures de vitesse et de température. Cette couche a été déplacée afin d'obtenir le profil de température à différentes hauteurs. Certains gros blocs sont également instrumentés avec des thermocouples.



Figure IV-3 Gros bloc sans emballage (en haut), petit bloc avec emballage primaire (en bas)

Il convient de rappeler que les propriétés thermiques du fromage et du plâtre ne sont pas les mêmes et que la chaleur dégagée par un fromage ne se situe pas au centre du produit comme pour les blocs de plâtre mais plutôt en surface. Néanmoins, l'étude se fait à l'équilibre, donc les différences de densité et de capacité calorifique entre le fromage et le plâtre n'influencent pas les résultats. La seule propriété thermique pouvant influencer sur les résultats est la conductivité. En effet, la conductivité du plâtre est de $0,35 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (données du fabricant)

ce qui est proche de la valeur du fromage : entre $0,32 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $0,38 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ pour différents types de fromages (Iezzi et al. 2011).

IV.1.3 Contenant pour produits

Les boîtes utilisées dans le milieu industriel sont faites de carton. Cependant, le carton présente deux limites :

- i) Les boîtes résistent mal à l'humidité et au poids des produits sur une longue durée d'expérimentation.
- ii) Les parois des boîtes en carton sont opaques et ne permettent pas d'effectuer les mesures de vitesse à l'intérieur de la palette par LDV.

Pour ces deux raisons, la plupart des boîtes en carton ont été remplacées par des boîtes en plexiglas (figure IV-4). Les boîtes en plexiglass respectent la même géométrie que les boîtes utilisées dans l'industrie.

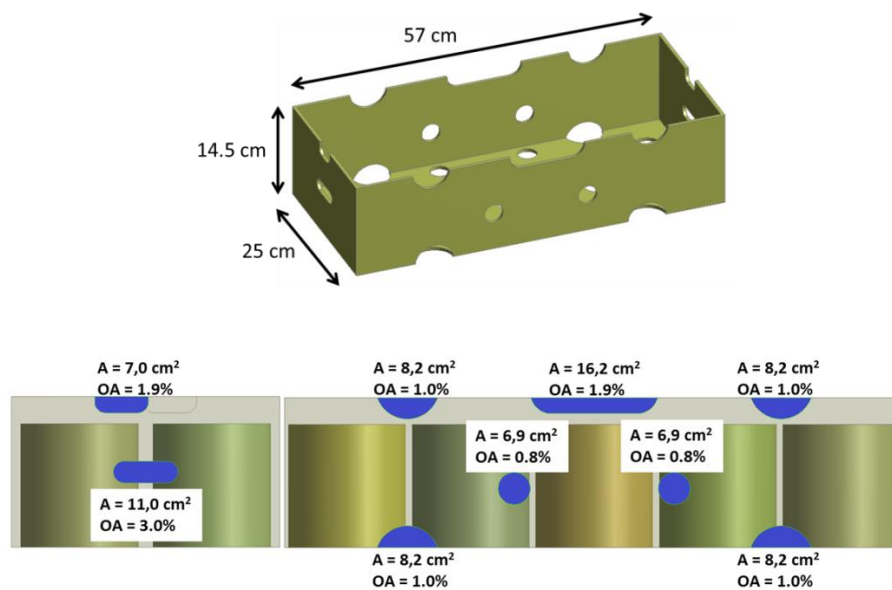


Figure IV-4 Dimensions des boîtes (OA : surface d'ouverture)

Les propriétés thermiques des boîtes en plexiglas ne sont pas identiques. Cependant l'échange de chaleur par conduction est négligeable devant celui réalisé par convection.

IV.2 Instruments de mesure

IV.2.1 Thermocouples

Les températures sont mesurées par des thermocouples de type T fabriqués à l'Irstea : 2 fils de deux matériaux différents (cuivre, constantan) sont soudés à l'une de leurs extrémités. Les thermocouples sont étalonnés entre 0 °C et 20 °C. La précision des thermocouples après l'étalonnage est de $\pm 0.1^\circ\text{C}$.

Les thermocouples sont instrumentés au centre des blocs à 5mm de la surface (figure IV-5)

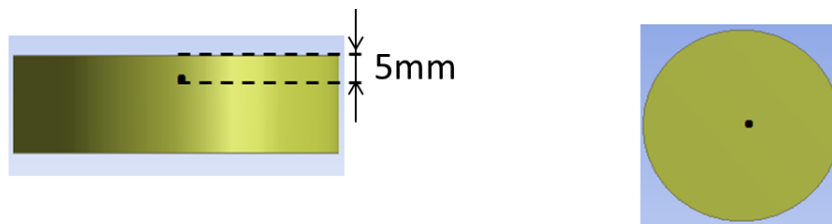


Figure IV-5 Position des thermocouples vue de face et de dessus

Le système est considéré quasi-symétrique donc les thermocouples sont instrumentés sur la moitié de la palette. La répartition des thermocouples dans la palette est présentée en figure IV-6

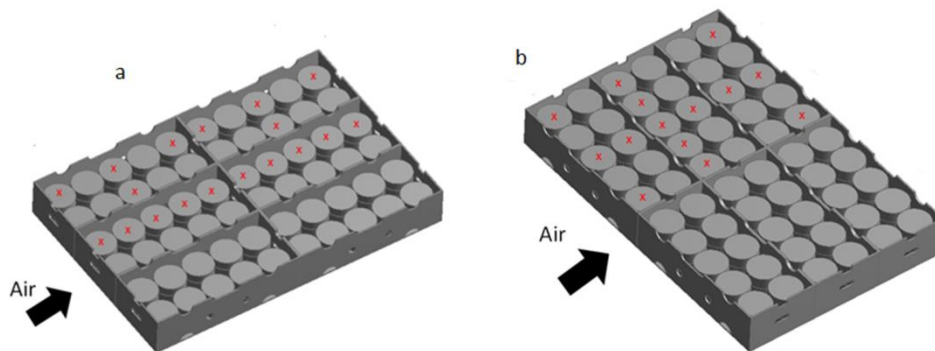


Figure IV-6 Répartition des thermocouples (croix rouge) pour deux directions de soufflage : a) facial ; b) latéral

Trois couches de produits superposés sont présentes dans chaque boîte. Chacune des trois couches (aux endroits marqués par des croix sur la figure IV-6) est instrumentée avec des thermocouples. Même si la température dans la cellule est contrôlée à 4 °C, la température ambiante réelle de l'air varie légèrement. Par conséquent, trois thermocouples placés en amont de la palette ont été utilisés pour mesurer la température de l'air à l'entrée $T_{a.in}$ (valeur

moyenne de ces trois thermocouples). Les températures ont été enregistrées toutes les minutes par une centrale d'acquisition située à l'extérieur de la cellule. Les évolutions de température peuvent ainsi être visualisées. Une fois la stabilité thermique atteinte (moins de 0.1°C de variation en une heure), l'état d'équilibre est considéré comme étant atteint. Tous les résultats présentés par la suite sont les valeurs moyennes de 30 acquisitions (30 minutes) en régime permanent

IV.2.2 Anémométrie laser Doppler (LDV)

La mesure de la vitesse d'air à l'intérieur de la palette a été effectuée par anémométrie laser Doppler (LDV). Cette méthode de mesure non intrusive ne perturbe pas l'écoulement. Le schéma simplifié de principe de LDV est présenté dans la figure IV-7

Un faisceau laser envoyé par une diode est divisé en deux faisceaux, puis traverse une lentille convergente. Cette lentille assure le croisement de ces deux faisceaux au point de mesure avec un angle θ . La zone de croisement des faisceaux crée un réseau de franges d'interférence. L'interfrange est calculé par :

$$\Delta s = \frac{\lambda}{2} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (\text{IV-2})$$

Les faisceaux laser vont illuminer une particule en mouvement dans l'écoulement. La lumière diffusée par la particule est collectée et convertie par un photo-détecteur. La fréquence du signal Doppler résultant est directement proportionnelle à la vitesse de la particule. Cette dernière va créer un décalage dans la fréquence de la lumière réfléchie directement proportionnel à sa vitesse.

$$u = \Delta s \times f = \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad (\text{IV-3})$$

Si la particule est assez petite et légère, sa vitesse peut être considérée comme la vitesse de l'écoulement. Cependant, comme le LDV ne peut pas capter les particules d'air, un nébuliseur a été utilisé (marque Areco, référence OD V7) pour générer des particules. Le nombre de particules à chaque point de mesure varie entre 2000 et 10 000.

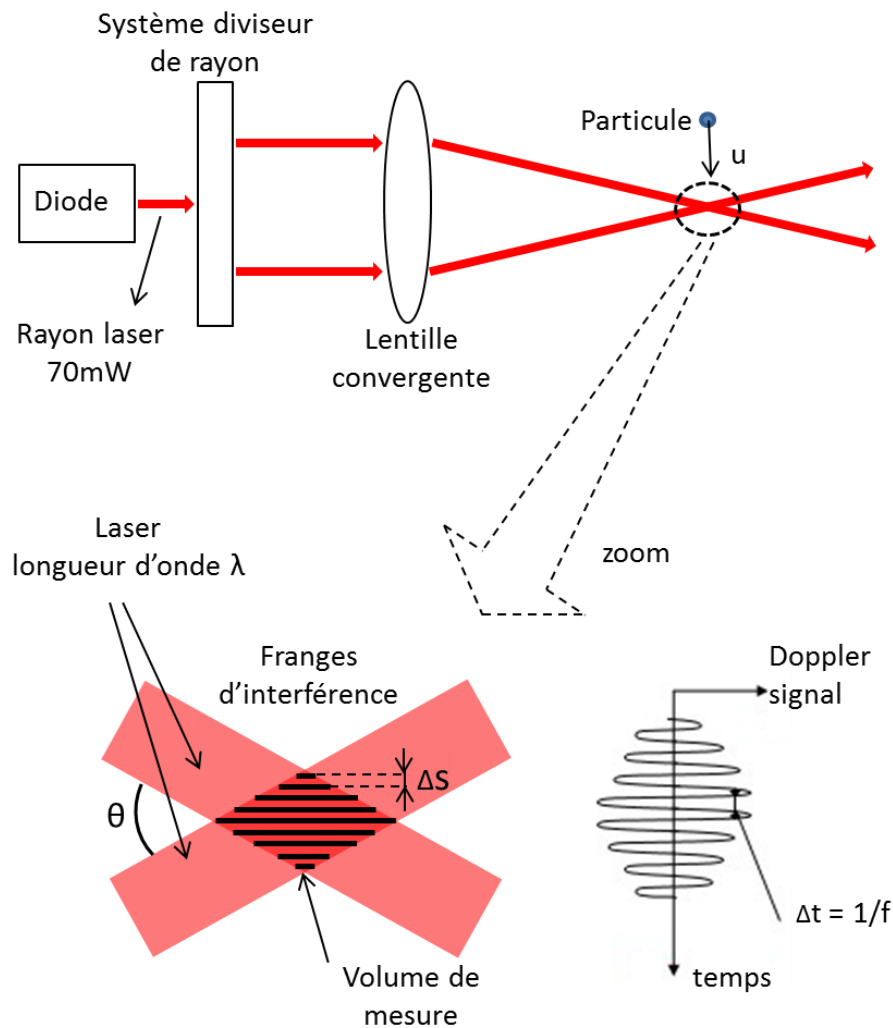


Figure IV-7 Schéma de principe de LDV

Un équipement permettant de mesurer 2 composantes de la vitesse à la fois a été utilisé (Dantec FlowExplorer-2D). Il y a donc 4 faisceaux laser dont 2 visibles et 2 invisibles. La précision du LDV est estimée à moins de 1% concernant la mesure de la vitesse d'une particule (données du fabricant) et à moins de 2,3% pour la vitesse moyennée dans le temps. Le LDV a été monté sur un système de déplacement contrôlé par un ordinateur situé à l'extérieur de la cellule, ce qui permet un mouvement dans trois directions (x, y, z) afin d'effectuer des mesures en différentes positions. La longueur focale des faisceaux laser est de 50 cm. Par conséquent, la distance maximale à laquelle nous pouvons effectuer une mesure dans la palette est de 50 cm.

IV.2.3 Anémomètre à fil chaud

En raison de contraintes optiques, la vitesse des particules devant les orifices ne peut pas être mesurée par le LDV au niveau des orifices de boîtes. Par conséquent, un anémomètre à fil chaud a été utilisé (Testo 435-4) afin d'estimer la vitesse de fluide entrant ou sortant des orifices.

L'anémomètre à fil chaud est constitué d'un fil fin tendu entre deux électrodes. Un courant constant est envoyé afin de le chauffer. Le mouvement d'air autour du fil va permettre de refroidir ce dernier grâce au phénomène de convection. Comme la convection dépend fortement de la vitesse de l'écoulement, la température du fil varie en fonction de la vitesse du fluide (l'air dans notre étude). Grâce à un étalonnage préalable, la vitesse d'air peut donc être obtenue à partir de la tension car la résistance du fil est elle-même en fonction de sa température.

Le fournisseur indique que la précision de l'anémomètre à fil chaud est de 5% de la valeur lue ou à $\pm 0,03 \text{ m.s}^{-1}$. Ces mesures sont très délicates puisqu'il est difficile de positionner le capteur exactement au centre de l'orifice et le capteur peut perturber le flux. De plus, l'écoulement n'est pas nécessairement perpendiculaire à la section mesurée. En outre, cette méthode ne permet pas de déterminer si le fluide rentre ou sort de l'orifice. Néanmoins, un ordre de grandeur de la vitesse peut être obtenu, permettant d'estimer le débit d'air correspondant.

L'anémomètre à fil chaud a été positionné afin de mesurer la composante de la vitesse perpendiculaire à l'orifice. Chaque mesure a été effectuée deux fois et la valeur moyenne de ces deux mesures a été utilisée.

IV.3 Plan d'expérimentation

Selon l'étude calorimétrique précédemment réalisée par Oignet et al. (2017) le flux de chaleur généré par un camembert de 250 g est estimé à environ 0,1 W pendant le stockage. La vitesse de ventilation dans la cellule ne peut varier qu'entre 0,31 et 0,73 m.s^{-1} . Comme indiqué dans la partie bibliographie, au sein des installations réelles de la chaîne du froid, tels que les camions ou les entrepôts, la vitesse de l'air peut varier de 0,1 m.s^{-1} à plusieurs mètres par seconde en fonction de la position de la palette dans l'enceinte réfrigérée. Il n'est pas possible de reproduire ces conditions de ventilation dans notre cellule d'essai, en particulier pour les faibles vitesses pour lesquelles des températures de produits élevées sont attendues dans la

palette. Pour surmonter cette limitation, le choix a été fait d'ajuster le flux de chaleur de manière à obtenir la même plage de variation du nombre de Richardson dans la cellule expérimentale que dans un entrepôt. Les nombres de Reynolds, Grashof et Richardson sont définis comme suit :

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (IV-4)$$

$$Gr = \frac{g\beta QD^2}{\lambda \nu^2} \quad (IV-5)$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta Q}{\lambda u^2} \quad (IV-6)$$

Où D est le diamètre d'un camembert (110 mm) qui est proche de la hauteur de trois camemberts superposés avec emballage (3 x 40 mm); u est la vitesse amont; et Q est le flux thermique correspondant à un camembert; $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$, $\nu = 1,57 \times 10^{-5} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$, $\lambda = 0,026 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\beta = 0,0036 \text{ K}^{-1}$. La plage des nombres de Richardson dans un entrepôt ($Q = 0,1 \text{ W}$, $0,1 < u < 1 \text{ m.s}^{-1}$) est comprise entre 0,1 et 11,2, alors que dans les expériences, elle est comprise entre 0 et 3,5. La vitesse du ventilateur a été ajustée pour obtenir une vitesse d'air de $0,31 \text{ m.s}^{-1}$ à $0,73 \text{ m.s}^{-1}$. Les tableaux 1 et 2 résument les conditions expérimentales des deux configurations de ventilation.

Tableau IV-1 Conditions expérimentales pour la ventilation faciale

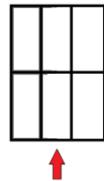
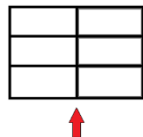
	$u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 2172$)	$u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 5115$)	Vue de dessous 
Chaleur dégagée par un produit de 250g	0.05W ($Ri=0.58$)	0.05W ($Ri=0.11$)	
	0.15W ($Ri=1.75$)	0.15W ($Ri=0.32$)	
	0.30W ($Ri=3.51$)	0.30W ($Ri=0.63$)	

Tableau IV-2 Conditions expérimentales pour la ventilation latérale

	$u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 2172$)	$u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 5115$)	Vue de dessous 
Chaleur dégagée par un produit de 250g	0.05W ($Ri=0.58$)	0.05W ($Ri=0.11$)	
	0.30W ($Ri=3.51$)	0.30W ($Ri=0.63$)	

Chapitre V : Etude aéraulique (article 2)

Objectif

Comme indiqué précédemment dans la partie bibliographique, les échanges thermiques dépendent fortement de l'aéraulique. L'objectif de ce travail expérimental est donc de caractériser l'écoulement d'air au sein d'une palette. Les mesures de vitesse d'air ont été effectuées par le LDV principalement au niveau de la lame d'air située au-dessus des produits. Des profils transversaux et horizontaux ont été établis afin de créer des cartographies de vitesses au sein de la palette. Les vitesses d'air au niveau des orifices ont été estimées en utilisant un anémomètre à fil chaud, permettant ainsi d'évaluer le débit d'air entrant et sortant de chaque face extérieure des cartons. Différents paramètres ont été étudiés : la puissance de chauffage, l'orientation de la palette ainsi que la vitesse de soufflage.

Résultats principaux

Une importante hétérogénéité de la distribution d'air a été constatée au sein de la palette. Cela est dû à différentes raisons :

- *Diminution de la vitesse au travers de la palette*
- *Perte importante d'air par les orifices latéraux*
- *Obstruction de l'écoulement dans la direction principale dans le cas d'un mauvais alignement des orifices des cartons*
- *Apparition d'un écoulement secondaire induit par la convection naturelle*

Lorsque la puissance de chauffage est faible, la convection forcée prédomine dans tout le système. Quand la puissance de chauffage est grande, la convection forcée prédomine la partie amont de la palette où la vitesse est importante mais au centre et dans la partie amont de la palette, la convection mixte apparaît car la vitesse y est plus faible. La convection naturelle permet « d'aspirer » de l'air froid par certains orifices de la face aval de la palette ce qui améliore le transfert de chaleur.

Valorisation

1 article dans le journal International Journal of Refrigeration » (soumis)

Experimental characterization of airflow within a pallet of product generating heat: application for cheese product

Anh Thu Pham^{(1)(2)(3)(*)}, Jean Moureh⁽¹⁾, Denis Flick⁽²⁾

(1) Irstea, GPAN, 1 rue Pierre-Gilles de Gennes, CS 10030, 92761 Antony Cedex, France

(2) AgroParisTech, Inra, Université Paris-Saclay, UMR Ingénierie Procédés Aliment, 1 Rue des Olympiades, 91300 Massy, France

(3) CNIEL, 42, rue de Châteaudun – 75314 PARIS Cedex 9, France

() anh-thu.pham@irstea.fr*

Abstract

This work aimed to investigate the airflow and temperature levels within a pallet of heat-generating product under steady-state conditions. A cheese product was simulated. An experimental device was used in which cheese was replaced by plaster camembert cheeses; each simulated camembert was equipped with a heating resistance to simulate heat generation by the product. The pallet was placed in an experimental room with controlled upwind temperature and air velocity. The air velocity within the pallet was measured by LDV (Laser Doppler Velocimetry). Two pallet orientations, two upwind velocities of 0.31 m.s⁻¹ and 0.73 m.s⁻¹ and two heat fluxes of 0.05 W and 0.30 W per product item with a mass of 0.25 kg were investigated and compared. This study provides a better understanding of the complexity of the airflow pattern related to natural and forced convection flows as well as the dynamic interactions under mixed convection. It can be applied to other living products such as fruit or vegetables that generate heat via respiration.

Keywords: Heat transfer, temperature distribution, mixed convection, heat-generating product, airflow pattern

NOMENCLATURE

A	Surface area	[m ²]
D	Cheese diameter	[m]
g	Acceleration due to gravity	[m.s ⁻²]
I	Electrical intensity	[A]
Q	Heat flow per product item	[W]
R	Resistance	[Ω]
T	Temperature	[K]
U	Voltage	[V]
u	Flow velocity	[m.s ⁻¹]

Greeks symbols

ΔT	Temperature difference	[K]
β	Expansion coefficient	[K ⁻¹]
λ	Thermal conductivity	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ρ	Density	[kg.m ⁻³]
ν	Kinematic viscosity	[m ² .s ⁻¹]

Dimensionless number

Nu	Nusselt number	[-]
Gr	Grashof number	[-]
Pr	Prandtl number	[-]
Re	Reynolds number	[-]
Ri	Richardson number	[-]
TOA	total open area percentage	%

Indices

amb	Ambient
in	Inflow/ upwind
vent	Vent hole

V.1 Introduction

The temperature of the cheese product had to be maintained at constant low temperature throughout the cold chain. This condition is essential to preserve quality and reduce product loss. A constant uniform temperature is difficult to obtain for stacked food products in general and is even more challenging for heat-generating products such as cheese. Air distribution is one of the most important factors to be taken into consideration when ensuring the level and the uniformity of cooling. In cold chain facilities, cheese is often packed in vented cardboard boxes which are then stacked on pallets. The optimal ventilation system associated with a suitable design of vented packages should promote internal ventilation within the pallet. This allows cold air to flow within and around the packed product and enables warm air to evacuate.

Uneven airflow distribution within refrigerating equipment has been demonstrated by many studies including the following: a refrigerated truck (Moureh et al. 2002), an air-blast tunnel (Alvarez and Flick 1999), a display cabinet (Laguerre et al. 2012), and a cold room (Duret et al. 2014). Like other living foods (plant products and most dairy products), cheese generates heat via respiration activities. This heat induces natural convection within the pallet. At the same time, forced airflow becomes weaker as air passes through the pallet. During storage in particular, the cooling heterogeneity is greater due to the lower airflow rates (Wu and Defraeye 2018). The interaction between free and forced convection therefore needs to be taken into account in order to achieve better product temperature control.

Mixed convection heat transfer exists when natural convection currents are of the same order of magnitude as forced flow velocities (Joye 2003). At low air velocities (i.e. below 0.1 m.s^{-1}), natural convection can become prevalent and as a result heat transfer is no longer solely dominated by forced convection (Le Page et al. 2009). A fundamental review conducted by Dawood et al. (2015) divided mixed convection into three cases. The first case is that in which natural convection enhances forced convection. This is seen when the buoyant motion is in the same direction as the forced motion, thus enhancing heat transfer. The second case is when natural convection opposes forced convection. This, in turn, either diminishes or enhances heat transfer. The last case is referred to as transverse flow and occurs when the buoyant motion acts perpendicular to the forced motion. This enhances fluid mixing, and also the heat transfer coefficient. The criterion to judge when mixed convection occurs is usually the Richardson dimensionless number (Ri) that expresses the importance of natural

convection relative to the forced convection in thermal convection problems. Ri is expressed by using the Grashof number and the Reynolds number in the following equation: $Ri = Gr/Re^2$. Typically, natural convection is negligible when $Ri < 0.1$, forced convection is negligible when $Ri > 10$, but neither is negligible when $0.1 < Ri < 10$.

Because of its importance in the heat transfer mechanism, mixed convection has been investigated in various academic configurations such as pipes, channels or enclosures, and is involved in many engineering applications such as solar collectors, ventilation of electronic devices, compact heat exchangers and nuclear reactors (Tian et al. 2018). However, it still rarely explored in the case of palletized food which is the major specific case investigated in this study.

In order to understand the temperature heterogeneity within a pallet, it is essential to have knowledge of local air velocities around the products. However, due to the narrow spaces within the system and the complexity of the experimental set-up, it is challenging to obtain experimental data. The study of airflow is mostly performed using numerical methods (Chourasia and Goswami 2007, Delele et al. 2013, Defraeye et al. 2014, O'Sullivan et al. 2016).

Several authors (Zou et al. 2006, Chourasia and Goswami 2007, Ferrua and Singh 2009) underline the complexity and the heterogeneity of airflow distribution within packages due to the stack design, internal packaging, size, shape and location of vent holes, and heat generated by the respiration of the product. The numerical results obtained by Ferrua and Singh (2009) showed that the heterogeneity of the cooling process is largely influenced by the complexity and the uneven distribution of the local airflow within the packaging system. Higher velocities were predicted in regions close to the inlet and outlet vents of the package, while lower velocities were predicted close to the solid surfaces and around products. The results also showed significant flow chaneling along the open headspace inside the clamshells due to the combined effect of the open headspace and the presence of vents at the top of the clamshells. Similar trends were also observed by Zou et al. (2006) when comparing the airflow rates in four produce layers within the package. The middle layers that were directly connected to the package inlets and outlets had much higher airflow rates than the top and the bottom layers, into which airflow was channeled via narrow gaps.

During the cooling process, package ventilation is a critical factor that influences the airflow circulation and the heat transfer. The total open area percentage (TOA (%)) is frequently used in guidelines on packaging design in order to measure the ventilation potential. It is the vent area relative to the total area of the considered side of the package. In forced-air cooling, the position and the size of package vents were found to exert a great influence on the cooling performance (Castro et al. 2004, Ferrua and Singh 2009, Defraeye et al. 2014). Delele et al. (2013) found that the cooling rate increased 184% when the vent area was increased from 1% to 7%. An increase in vent area improves the air uniformity (Jalal Dehghannya 2008). However, Dehghannya et al. (2012) showed that increasing the vent area does not necessarily shorten the cooling time. Vents should be distributed correctly in order to avoid exerting a negative effect on cooling uniformity and time.

Lu et al. (2016) built a numerical model to predict the thermal response of tray-layered fruit in ventilated packages and compared different vent configurations associated with different fruit stacking patterns. The results indicated that the ventilated packaging design should be aligned with the internal fruit stacking pattern and trays in order to adjust the airflow. Also, non-central vents and horizontal hand holes are effective in reducing fruit cooling differences between layers, balancing the longitudinal and lateral airflows and improving the overall cooling rate and uniformity.

Chourasia and Goswami (2007) considered that the rate of metabolic heat generation is one of the most important parameters affecting heat and mass transfer within stacked bags of potato. The CFD numerical results indicate that the average product temperature rose with an increase in the rate of heat generation ranging between 10 and 100 W/m³. However, the relationship was not linear due to the fact that increasing the rate of heat generation enhances the circulation of natural convection currents which in turn removes the heat at a comparatively faster rate. Concerning the airflow pattern, the results show that the cold air egressed from the side and bottom surfaces of the stack and hot air escaped from the top surface.

In most cases, numerical models were only validated from a thermal point of view. However, experimental data on airflow are still vital when examining the validity of numerical models. The most commonly used method to measure the air velocity involves the direct placing of sensors at the measured points such as with thermal anemometry, vane anemometry and differential pressure flow meters. This method is considered easy to use and relatively

inexpensive (O'Sullivan et al. 2014). However, the presence of the sensor can disturb the airflow pattern. It is only suitable for non-complex flow structures (Laguerre et al. 2012). Therefore, most of the studies used this method only to measure the upwind air velocity (Le Page et al. 2009, Delele et al. 2013, Ngcobo et al. 2013) or airflow distribution around the pallet (Delele et al. 2009, Ferrua and Singh 2009, Duret et al. 2014). It is not always suitable for local airflow measurement. Alvarez and Flick (1999) found that it was necessary to remove several products in order to measure the air velocity inside a pallet comprising 15 bins, each bin filled with 70 PVC spheres, by using hot wire anemometer. Considerable heterogeneity has been observed and the airflow was far from being plug flow. The turbulence intensity was almost 50% inside each bin.

Non-intrusive methods such as laser Doppler velocimetry (LDV) and particle image velocimetry (PIV), have been used recently. These devices have an advantage: they do not interfere with the flow. Ferrua and Singh (2008) developed a prototype to study the flow within a vented container containing 22 spheres (each with a diameter of 16.3 mm) by using PIV. In order to measure the entire domain, the container walls and spheres were made from a transparent material. Significant heterogeneity of air distribution was observed within the domain. Air accelerated as it passed between the spheres due to the decrease in cross-section. Because of the complex structure within the domain, the standard deviation of the velocity field was larger than 60%. In the case of natural convection, the air velocity can be very low (below 0.1 m.s^{-1}) (O'Sullivan et al. 2014). The use of a non-intrusive method also allows greater precision. Laguerre et al. (2008) characterized the airflow pattern inside a domestic refrigerator under natural convection by using PIV. Strong coupling between airflow and heat transfer by natural convection was observed. For larger equipment, a full-scale experiment is hard to set up. Moureh and Flick (2005) built a reduced-scale experimental device with respect to the Reynolds number (1:3.3) of a refrigerated truck loaded with plain pallets and then with porous pallets (Moureh et al. 2009). One lateral wall was made of glass in order to enable the use of LDV measurements. The study showed significant heterogeneity of airflow and also demonstrated that the load configuration exerted a great influence.

All the cited studies have provided experimental information concerning airflow around the pallet or within a reduced-scale pallet. To the best of the authors' knowledge, no experimental work concerning velocity measurement has been carried out on a full-scale pallet loaded with heat- generating products. This lack of information limits the study of the airflow distribution and the validation of numerical models. The aim of this study was to investigate the airflow

and temperature levels within a pallet of heat-generating product generating heat in a test room, and a pallet loaded with a product simulating cheese was used. The velocity measurement was carried out by means of LDV for both heated and non-heated configurations under steady-state conditions. The results concerned two pallet orientations, two upwind velocities of 0.31 m.s^{-1} and 0.73 m.s^{-1} , and two heat fluxes of 0.05 W and 0.30 W per product item were investigated and compared. The experimental data provided an insight into the interaction between the forced convection and natural convection induced by the respiration of the products and will be used to validate a future numerical model.

V.2 Materials and methods

V.2.1 Experimental set-up

In order to evaluate the thermal profile and the aerodynamic behavior inside a pallet, an experimental set-up representing a pallet of camembert cheese was built (Figure V-1).

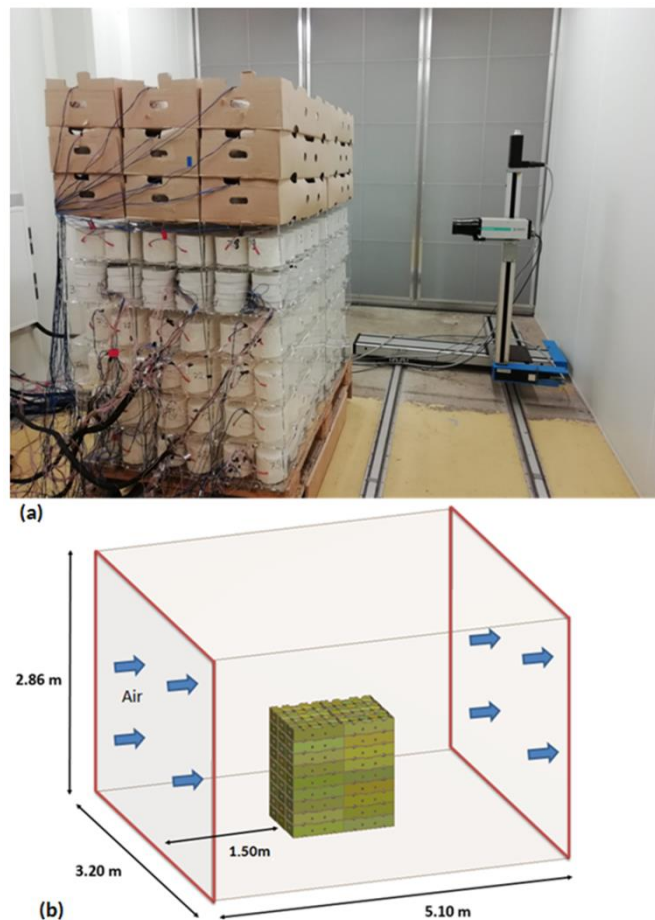


Figure V-1 (a). Photo of the experimental set-up; (b) simplified diagram of the test room

A standard European industrial pallet (800 mm x 1200 mm x 1479 mm) containing 54 boxes evenly distributed in 9 layers (Figure V-2) was used for this study, and corresponds to a commonly used configuration for camembert transportation.

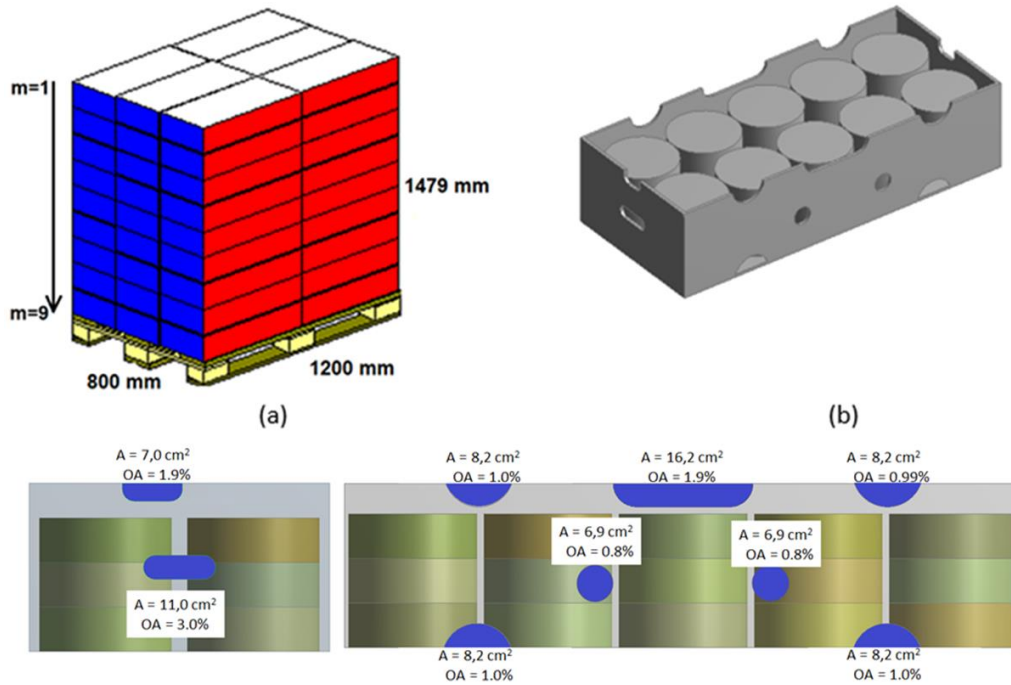


Figure V-2 (a). Pallet of cheese; (b) geometry of one carton; (c) frontal view; (d) side view (OA: opening area)

Each box contained 30 camemberts (3 layers of 10 products). This involves a very large number of camemberts (1620 products per pallet). Furthermore, in order to control the heat flux, to ensure the stability of experimental conditions and to avoid food spoilage during the experimental period, cheese was replaced by plaster simulated camemberts in which electric heating resistances were inserted to simulate the heat generated by real cheese.

Due to the large number of products, it was decided to simplify the experimental set-up by using two kinds of plaster simulated cheese. One of the 9 layers of boxes was composed of small simulated cheeses (SB) each representing one camembert (30 mm height and 110 mm diameter) (Figure V-3a). Each of these small simulated cheeses was equipped with a silicone circular heating resistance (80 mm diameter and 2 mm thickness). The SB was packed inside the cheese wrapping used in the industry to more closely reproduce real storage conditions. The other 8 layers were composed of big simulated products (BB) which represent a row of 5 cheeses on each of 3 levels, equivalent to 15 camemberts (Figure V-3b). They were equipped with a silicone rectangular heating resistance (30 mm x 500 mm x 2 mm).



Figure V-3 (a) View of one small block; (b) view of one big block

The electric resistance of the circular and rectangular heating devices was $18.0 \, \Omega \pm 5\%$ and $7.3 \, \Omega \pm 5\%$. All the heating resistances were connected in a parallel circuit supplied by three electrical generators. The heat flow was controlled by varying the voltage. The heat flow can be calculated by:

$$Q = UI = RI^2 = \frac{U^2}{R} \quad (\text{V-1})$$

During the experiments, the heat flux used on the BB was 15 times greater than that used on the SB because BB represents 15 cheese products. In addition, two different heating capacities were chosen to represent the heat released by the cheese during the storage period: 0.05 and 0.3 W per product with a mass of 0.25 kg.

To ensure better control of the experimental conditions (ambient temperature, airflow velocity) the experimental set-up was placed inside a temperature-controlled room (5.10 m x 3.20 m x 2.86 m) in which the air temperature and air upwind velocity can be controlled (Figure V-1b).

Due to its low airflow resistance, the headspace (space between the top of the product in a box and the bottom of the box located above) which is directly connected to the main vent holes, forms an important internal channel acting as a preferential pathway within a pallet layer. In forced-convection dominating flow, the horizontal headspace flow makes it possible to capture and evacuate the heat generated by the packed products for the considered layer. This ensures internal ventilation while avoiding heat accumulation in the core of the pallet. Therefore, different velocity profiles in longitudinal and lateral directions were investigated at the mid-height of the headspace (Figures V-4).

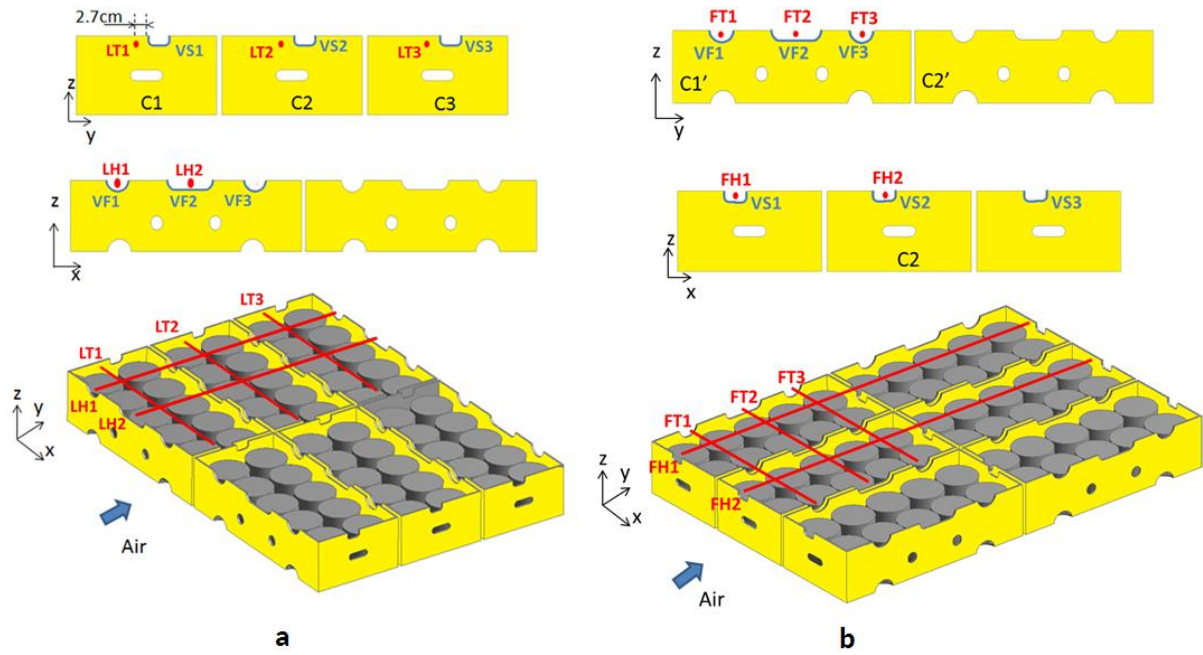


Figure V-4 Velocity profiles: a) side ventilation; (b) frontal ventilation

V.2.2 Airflow measurement

V.2.2.1 Upwind air velocity

Air is blown almost homogeneously out from one lateral surface (3.20 m x 2.86 m) of the room and is evacuated by the opposite surface (Figure V-1b). The upwind air velocity varied between 0.31 m.s^{-1} and 0.73 m.s^{-1} . This velocity corresponds to the average of 24 measurements over the ventilation surface obtained with a vane measurement probe (60 mm diameter, Testo 435-3). The standard deviation of measurement was 4% at $u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ and 7% at $u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$. Therefore, it can be considered that the air velocity is distributed quite uniformly over the entire surface.

V.2.2.2 LDV measurement

To carry out air velocity measurements inside the pallet, the LDV technique was used. LDV is an accurate technique to measure velocity by using a laser beam. When a particle crosses a small volume defined by the intersection of two laser beams, the particle diffuses the laser light which is collected by a receiving lens. The resulting Doppler frequency signal is proportional to the particle speed. The LDV device (Dantec FlowExplorer-2D) is composed of two 70 mW laser diodes emitting two laser beams at 660 nm and 785 nm, a Bragg cell, a focusing and receiving lens, a beam splitter, a photomultiplier and a pinhole arrangement to

collect scattered light. The accuracy of LDV is estimated to be less than 1% for measurement of the velocity of one tracer particle (manufacturer's data) and less than 2.3% for the time-averaged velocity. The LDV was placed in a computer-controlled displacement system that allows movement in three directions (x, y, z). The number of particles at each measurement point varied between 2000 and 10 000.

Since LDV cannot measure directly the air velocity, the presence of microscopic particles in the air is needed. Therefore, an atomizer (manufactured by Areco, reference OD V7) was used to spread water droplets inside the air stream. These water particles were then transported inside the pallet by the stream and allowed LDV measurement when they passed through the laser beams. The particle velocity can be then measured at a specific position inside the boxes. By repeating this operation at different positions, it is possible to obtain a grid of the particle velocity field inside the pallet.

In order to allow LDV measurement through transparent walls and to avoid damage to the cardboard due to water and ambient humidity, the boxes were made of plexiglass (Figure V-1.a). The dimensions of the plexiglass boxes as well as the vent holes were the same as those of the cardboard boxes. The aim of these experimental conditions is to closely reproduce the real cheese storage conditions in a refrigerated truck or a warehouse. In the present study, the LDV device allowed characterization of the airflow evolution across the whole pallet for different airflow velocities and different heating capacities.

The focal length of the laser beams was 50 cm. Therefore, 50 cm was the maximum distance within the pallet that could be measured. All the velocity measurements presented in this study were carried out at mid-height of the headspace under thermal steady state conditions (Figures V-4)

V.2.2.3 Hot wire anemometer measurements at the vent centers

Due to optical constraints, LDV measurement is not possible on vent sections. Therefore, the authors attempted to estimate the velocity at the center of the vents by using a hot wire anemometer (Testo 435-4). The supplier specified that the precision is 5% of the read value or $\pm 0.03 \text{ m.s}^{-1}$. These measurements are difficult because positioning the sensor exactly in the center is difficult and the sensor can disturb the flow. In addition, flow is not necessarily normal to the vent section. Also, it can be difficult to define the actual direction of flow for certain vents located in low-velocity areas subjected to thermal instabilities. Nevertheless, an

order of magnitude of velocity can be obtained, making it possible to estimate the corresponding airflow rate.

The hot wire anemometer was positioned to measure the component of the velocity which is perpendicular to the vent hole. Each measurement was performed twice, and the mean value of these two measurements was used. The velocities at both the left and right sides of the pallet were measured. Since the pallet is quasi-symmetrical, only half of the pallet is presented with the mean value of the left and right sides. To evaluate the difference between the left and right measurements, an overall dissymmetry factor was defined as follows:

$$\alpha = \sum \frac{|u_{left} - u_{right}|}{(u_{left} + u_{right}) / 2} \quad (V-2)$$

The velocities below 0.03m.s^{-1} were not taken into consideration in the dissymmetry factor calculation since they are below the precision of the anemometer. The difference between the left and right measurements was about 14% for side ventilation and 17% for frontal ventilation.

V.2.3 Experimental conditions

The heat flux generated by one simulated cheese with a mass of 250 g was estimated to be about 0.1 W based on the study of Hélias et al. (2008). The ventilation velocity in our test room varied between 0.31 and 0.73 m.s^{-1} . However, within actual cold chain facilities such as trucks or warehouses, the upwind air velocity can vary from 0.1 m.s^{-1} to about 1 m.s^{-1} depending on the positions of the pallet in the refrigerated building or vehicle. Since it was not possible to replicate these ventilation conditions in our test room, it was decided to adjust the heat flux generated by the product in order to cover wider a range of Richardson numbers, given that the Richardson number characterizes mixed convection. For this study the Reynolds, Grashof and Richardson numbers respectively are defined as follows:

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (V-3)$$

$$Gr = \frac{g\beta QD^2}{\lambda \nu^2} \quad (V-4)$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta Q}{\lambda u^2} \quad (V-5)$$

where D is the diameter of one camembert (110 mm) which is close to the height of three superposed camemberts with packaging (3 x 40 mm); u is the upwind velocity; and Q is the heat flow corresponding to one camembert (or SB); $g = 9.81 \text{ m.s}^{-2}$, $\nu = 1.57 \times 10^{-5} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$, $\lambda = 0.026 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\beta = 0.0036 \text{ K}^{-1}$. The range of Richardson numbers in a warehouse ($Q = 0.1 \text{ W}$, $0.1 < u < 1 \text{ m.s}^{-1}$) is from 0.1 to 11.2, whereas in the experiments it was from 0 to 3.5. The temperature inside the room was set at 8°C (instead of 4°C as in a warehouse) in order to avoid damaging the LDV. The fan speed was adjusted to obtain an upwind air velocity of 0.31 m.s^{-1} and 0.73 m.s^{-1} . Tables V-1 and V-2 summarize the experimental conditions for the two ventilation configurations.

Table V-1. Test conditions for side ventilation

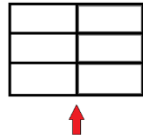
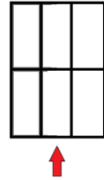
	$u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 1541$)	$u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 4203$)	
Heat flux	0 W ($Ri=0$)	0 W ($Ri=0$)	
(per cheese with a mass	0.05 W ($Ri=0.58$)	0.05 W ($Ri=0.11$)	
of 250 g)	0.30 W ($Ri=3.51$)	0.30 W ($Ri=0.63$)	

Table V-2. Test conditions for frontal ventilation

	$u_{air.in} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 1541$)	$u_{air.in} = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 4203$)	
Heat flux	0W ($Ri=0$)	0 W ($Ri=0$)	
(per cheese with a mass	0.05 W ($Ri=0.58$)		
of 250 g)	0.30 W ($Ri=3.51$)		

Our thermal study (Pham et al. 2019) showed that the temperature evolution is almost the same in all the layers (with the exception of the very top one). Ambaw et al. (2017) also found a nearly uniform cooling rate across each layer of a pomegranate stack. Therefore, for all

experimental conditions, the layer containing the small simulated cheeses was placed at the mid-height of the pallet. The temperature was measured using T-type thermocouples (with a precision of ± 0.1 K after individual calibration between 273 K and 293 K). The product temperature was measured on the axis of the cylindrical small simulated cheeses, 5 mm from the top. The temperatures were recorded every minute. The presented values correspond to the mean value of 30 acquisitions under steady-state conditions.

V.3 Results

V.3.1 Side ventilation

Figure V-5 represents the dimensionless velocities measured at the center of the vent holes ($u_{vent}/u_{air.in}$) by hot wire anemometry for three operating conditions. Figure V-5 also presents an estimation of the incoming flow rate ($\sum u_{vent} * A_{vent}$) and the flow rate through the other faces expressed as a percentage of the incoming flow rate. Because of the uncertainty of hot wire measurements (see Section V.2.2.3) the sum of these percentages is not equal to 100%. The velocity in the vent holes of the upstream face is close to the upwind velocity ($u_{vent}/u_{air.in} \approx 0.9$) for the three operating conditions. In all cases, the greatest amount of air entering the pallet by the upstream face flowed out through the lateral vent holes. Less than 30% reached the downstream face of the pallet.

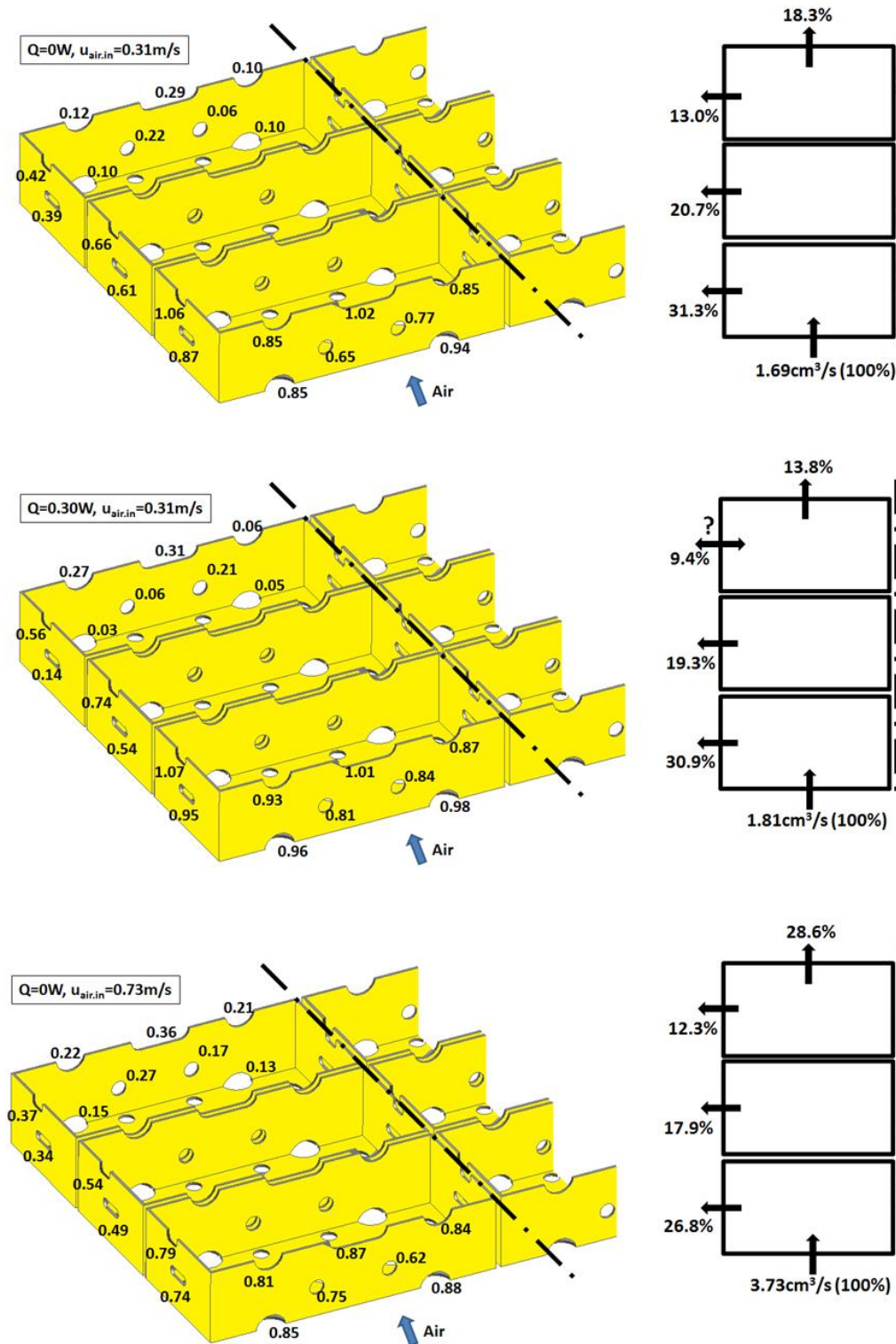


Figure V-5 Dimensionless velocity ($u_{vent}/u_{air.in}$) obtained by hot wire anemometry measurements at the external vent holes under side ventilation

No significant difference in flow rates was observed when the products were heated or not. Through visualization using smoke, it was demonstrated that the airflow direction at the vent

hole of the third box, box C3, was unstable in the second case in which the products were heated. The interaction between natural convection and forced-convection flow can indeed lead to unsteady behavior, where air enters and exits the same vent hole intermittently.

Figure V-6 represents the dimensionless velocity ($u_y/u_{air.in}$) profile along three transversal lines (Figure V-4) without heating. The same airflow behavior trend can be observed at two different upwind air velocities (0.31m.s^{-1} and 0.73m.s^{-1}). The airflow pattern is independent of the upwind ventilation when the system is in forced convection. Alvarez and Flick (1999) also found that the profile of airflow near the entrance of the pallet is independent of the airflow rate.

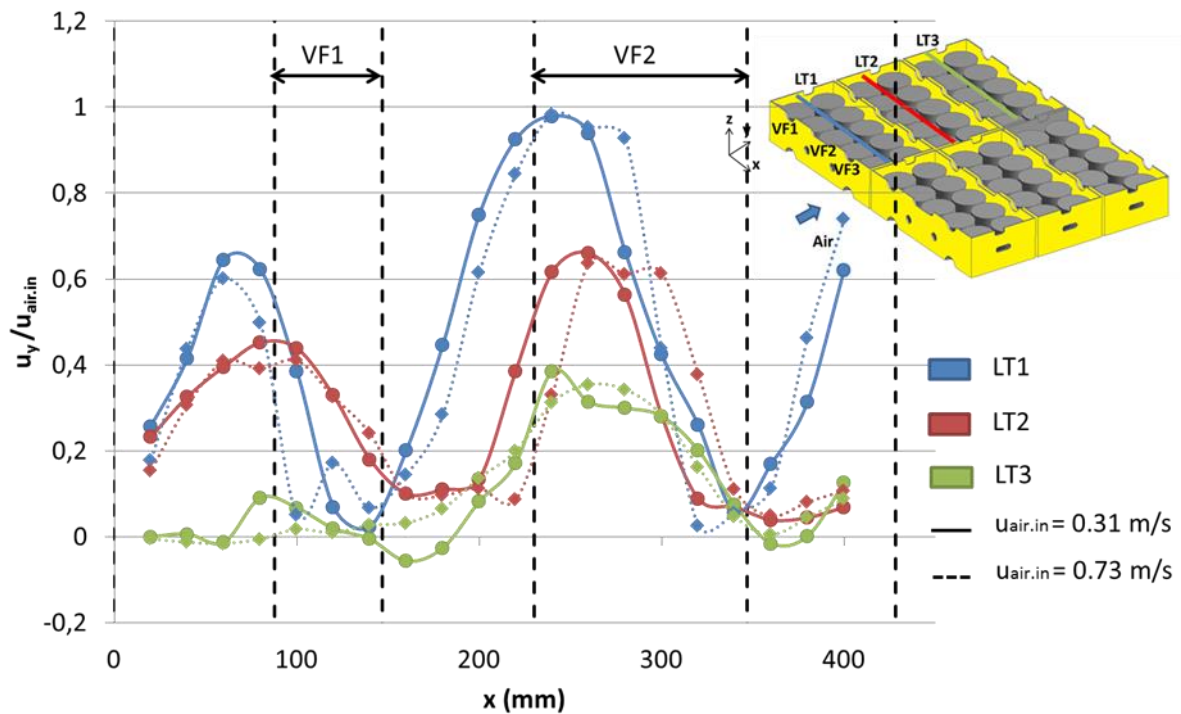


Figure V-6 Transversal velocity profiles without heating under side ventilation

In the first box (C1), the maximal air velocity is located almost in front of the central vent hole VF2. This can be explained by the fact that the surface of VF2 (16.2 cm^3) is twice that of VF1 and VF3 (8.2 cm^3). As the jet formed after VF2 has a higher momentum flux (given by the flow rate multiplied by the velocity), it is more stable. The larger the vent hole surface, the higher the air velocity in front of the hole. This leads to better heat transfer intensity and a higher airflow rate that is able to remove the heat generated by the products.

Also, it can be observed that air slows down as it passes through the pallet. The maximum velocity of the first box is of the same order of magnitude as the inflow air ($u_y/u_{air.in} \approx 1$). However, it decreases gradually to $u_y/u_{air.in} \approx 0.65$ and 0.35 as it passes from C1 to C2 and C2 to C3 respectively. Low velocities combined with the increase in the air temperature within the pallet could explain the higher product temperature generally observed downstream of the pallet by many authors (Ferrua and Singh 2009, Defraeye et al. 2013, O'Sullivan et al. 2017, Pham et al. 2019).

The peaks in air speed were not located at the center of the vent holes (VF1, VF2). They shifted to the left towards external wall of the pallet. This is due to the deviation in the airflow as it exits the pallet through the lateral vent holes. A simplified schematic diagram of the airflow pattern is presented in Figure V-7. The higher the velocity, the higher the stabilizing effect of the jet momentum. Therefore, at the vent hole VF2, the velocity profile at high upwind velocity ($u_{air.in} = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$) is less deviated.

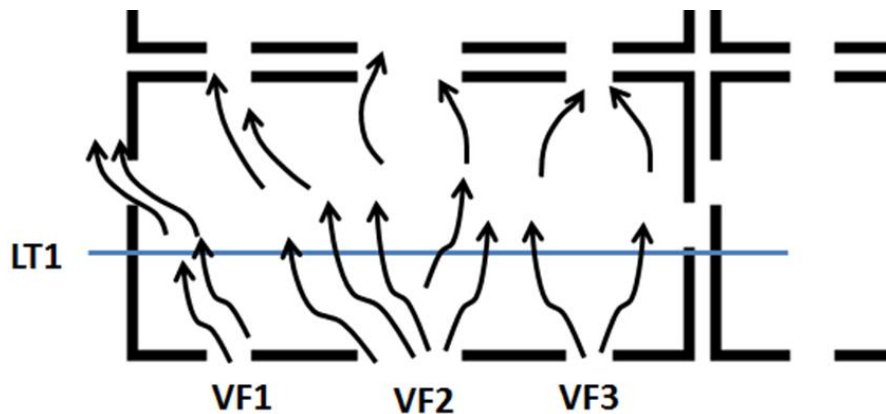


Figure V-7 Simplified diagram of airflow pattern in the first box

Figure V-8 compares the longitudinal velocity profiles (Figure V-4) in three cases: $Q = 0 \text{ W}$ (without heating), 0.05 W and 0.30 W per cheese item along lines (LH1 and LH2) passing through vent holes VF1 and VF2. For almost all the profiles, the velocity decreases from the first vent hole center ($y = 0$) to the middle of the first box (C1) because of the jet diffusion and its deviation. Then velocity increases due to converging effect when approaching the vent hole between the first and second boxes (C2). Similar trends are observed in boxes 2 and 3 but with lower velocity levels because of lateral air outflow through vent holes VS1, VS2 and VS3.

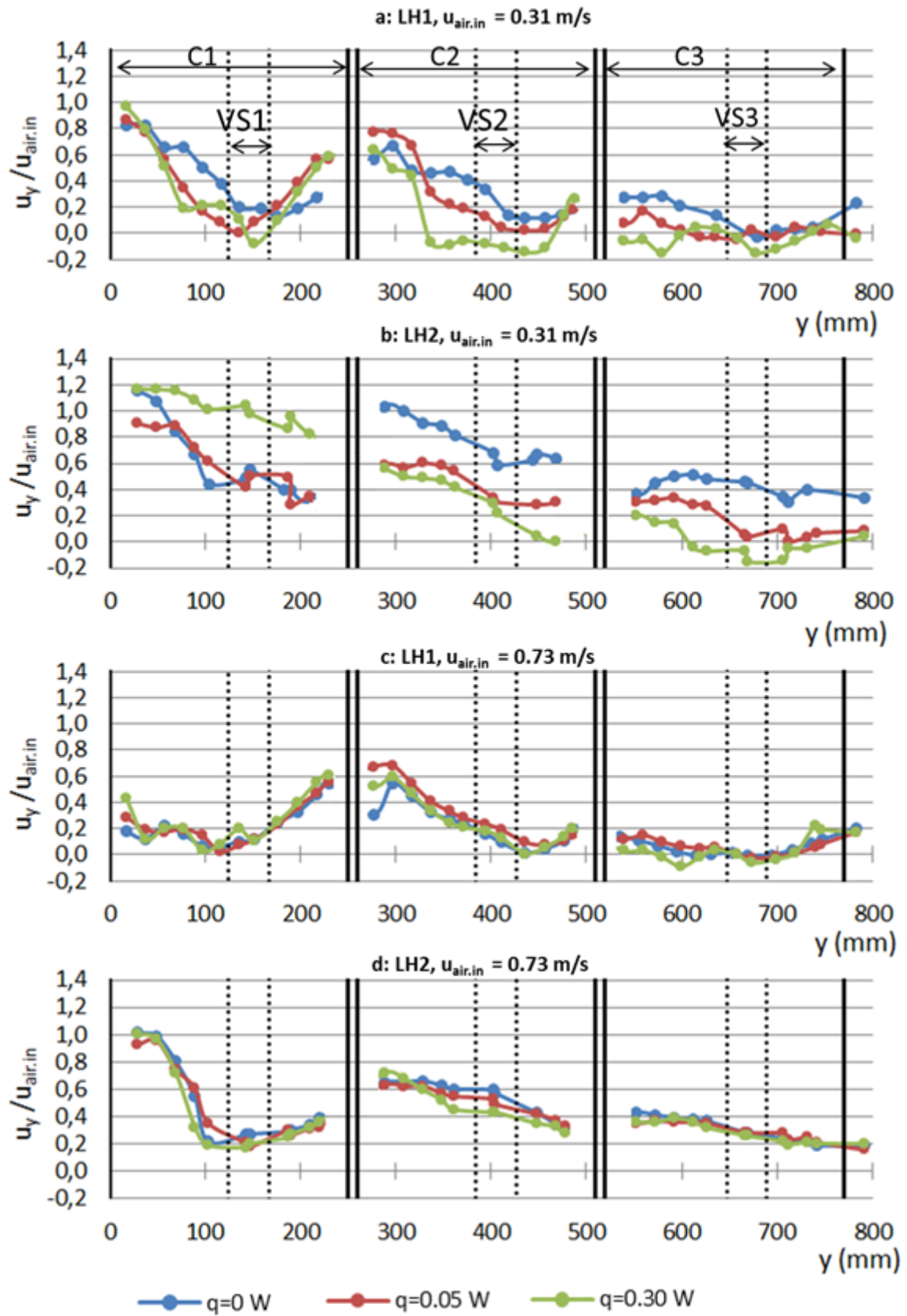


Figure V-8 Longitudinal airflow profile under side ventilation: (a) LH1, $u_{air,in} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$; (b) LH2, $u_{air,in} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$; (c) LH1, $u_{air,in} = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$; (d) LH2, $u_{air,in} = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$

For a high upwind air velocity ($u_{\text{air.in}} = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$), similar profiles with a small discrepancy are observed for the three heat fluxes ($Q = 0, 0.05, 0.3 \text{ W}$) at LH1 and LH2 (Figures V-8.c and 8.d). This clearly indicated the predominance of the forced convection regime where heat flux does not affect the magnitude of the velocity. We noted also that these velocities are positive on the whole, except in some local areas when $Q = 0.30 \text{ W}$. This reflects the predominance of the primary flow within the whole pallet governed by upstream conditions.

For lower upwind air velocity ($u_{\text{air.in}} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$), greater discrepancies are observed between the different velocity profiles for different heat fluxes while maintaining a similar trend. A low heat flux ($Q = 0.05 \text{ W}$ compared with $Q = 0 \text{ W}$) has almost no influence on the airflow pattern. However, at a higher heat flux ($Q = 0.30 \text{ W}$), air velocity decreases dramatically in the middle of the second box C2, reaching negative values (Figure V-8.a). This indicates the presence of a reverse secondary flow which can be observed in the third box C3 also, in LH1 and LH2 profiles (Figures V-8.a and V-8.b).

In order to better illustrate the airflow patterns associated with these secondary flows driven by temperature differences, laser tomographic visualization was conducted in the headspace of the third cardboard box. It was found that an almost stagnant flow area promotes thermal instabilities induced by heated products. Hot plumes develop, merge randomly and lead to the formation of some natural circulation cells in the headspace (Figure V-9). This generates either co-flow or reverse flow locally with respect to the main flow direction.

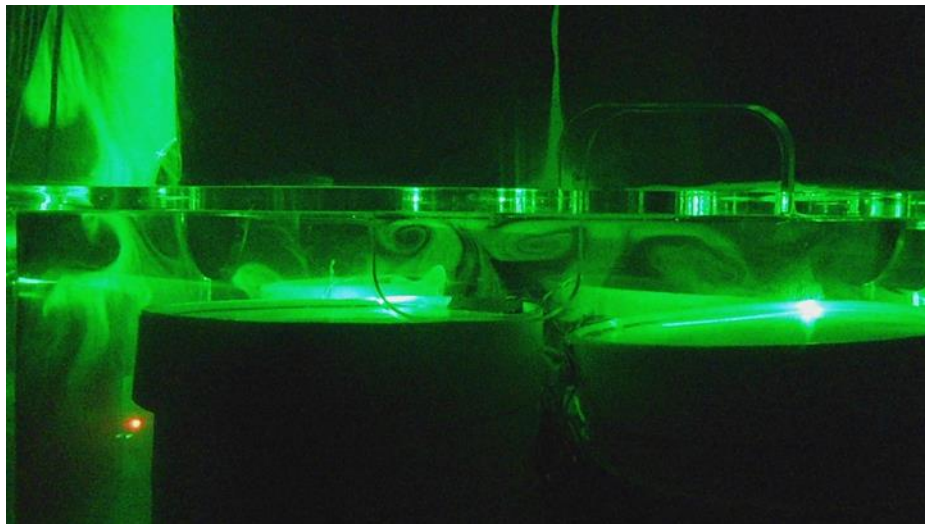


Figure V-9 Natural convection circulation cells in box C3

Also, the blockage effect exerted by the transverse upward natural convection flow on the primary forced horizontal flow gives rise to unsteady flow that is highly governed by thermal instabilities inherent to natural convection. As a result, a 3D chaotic mechanism related to the onset, displacement and disappearance of natural convection loops is observed in flow visualizations (data not shown). Such mixed convection flow, which occurs with low upwind velocity ($u_{air.in} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$) could also explain the high level of discrepancies related to Figures V-8.a and 8.b compared with the higher inlet velocity case (Figures V-8.c and 8.d).

These movements of airflow influence directly the heat exchange between the product and cold air. Figure V-10 represents the longitudinal profile of the dimensionless temperature (row of products along the main flow). The dimensionless temperature was defined as:

$$T^* = \frac{(T - T_{air.in}) \lambda D}{Q} \quad (V-6)$$

T^* can be assimilated to the inverse of the Nusselt number.

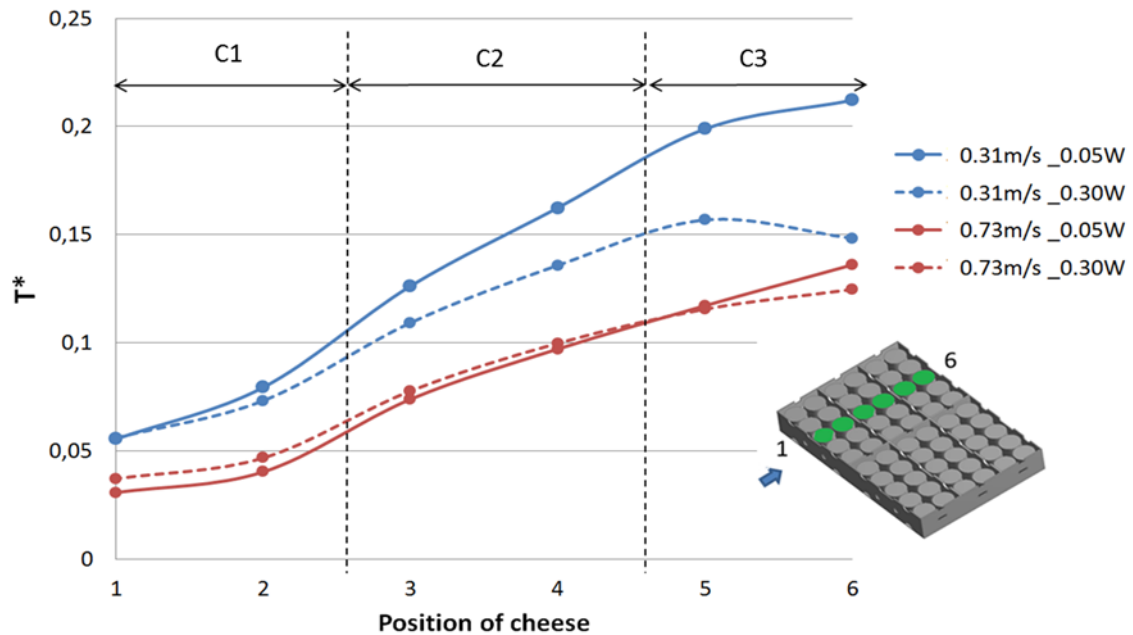


Figure V-10 Longitudinal dimensionless product temperature profile under side ventilation

When the upwind air velocity is high ($u_{air.in} = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$) the dimensionless temperature is almost independent of heat generation: at a given position, the difference between product temperature and the upwind air temperature is proportional to the heat flow. This is a

characteristic of forced convection. However, when the upwind air velocity is low ($u_{air.in} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$), the evolution of T^* is different: the increase in T^* is smaller when the heat flux is higher. This can be explained by assisting free convection: heat transfer intensity is increased by the secondary flow. The deeper within the pallet, the greater the influence of natural convection, and the greater the difference. In the case where free convection is the most developed ($u_{air.in} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$, $Q = 0.30 \text{ W}$, $Ri = 3.58$), the warmest product is not the last one downstream from the pallet but instead is that which is just in front. This could be explained by cold ambient air inflow at the bottom holes of the third box C3 by vertical buoyancy forces that causes a substantial decrease in the temperature of the last product.

To quantify the importance of these upward flows induced by natural convection, Figure V-11 represents the dimensionless vertical component of velocity ($u_z / u_{air.in}$) in the third box C3 along the z axis in two cases: $Q=0\text{W}/u_{air.in} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ and $Q = 0.30 \text{ W}/u_{air.in} = 0.31\text{m.s}^{-1}$.

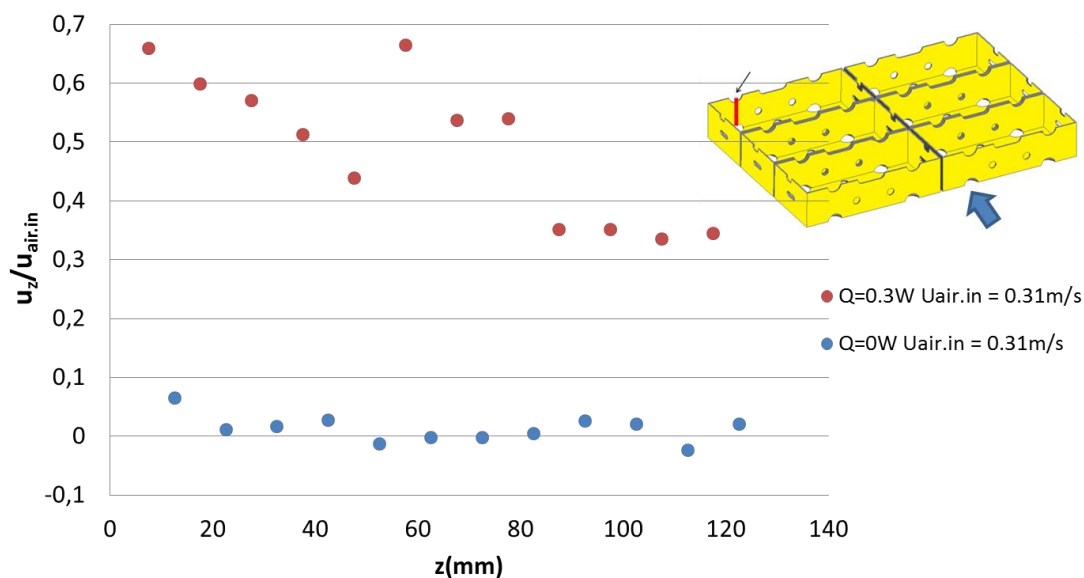


Figure V-11 Vertical velocity profile ($u_z / u_{air.in}$) under side ventilation in box C3

In the case of forced convection ($Q = 0\text{W}$), the vertical component of the velocity is very low ($u_z / u_{air.in}$ less than 0.1 or u_z less than 0.03 m.s^{-1}). However, in case of a heat-generating product ($Q = 0.30 \text{ W}$), it can be observed that the order of magnitude of the vertical velocity u_z is not negligible ($u_z / u_{air.in}$ up to 0.65) and become comparable to $u_{air.in}$. This demonstrates that in the third box, when the forced convection becomes weak, natural convection predominates and induces vertical air circulation. A similar behavior concerning vertical flow generated by natural convection due to the heat of respiration within stacked bags of potato was also reported by Chourasia and Goswami (2007).

A complementary study was carried out in order to evaluate the influence of the lateral vent holes. In this study, all the lateral vent holes were obstructed using scotch tape (Figure V-12).



Figure V-12 Obstructed lateral vent holes

The product temperature profiles are presented in Figure V-13.

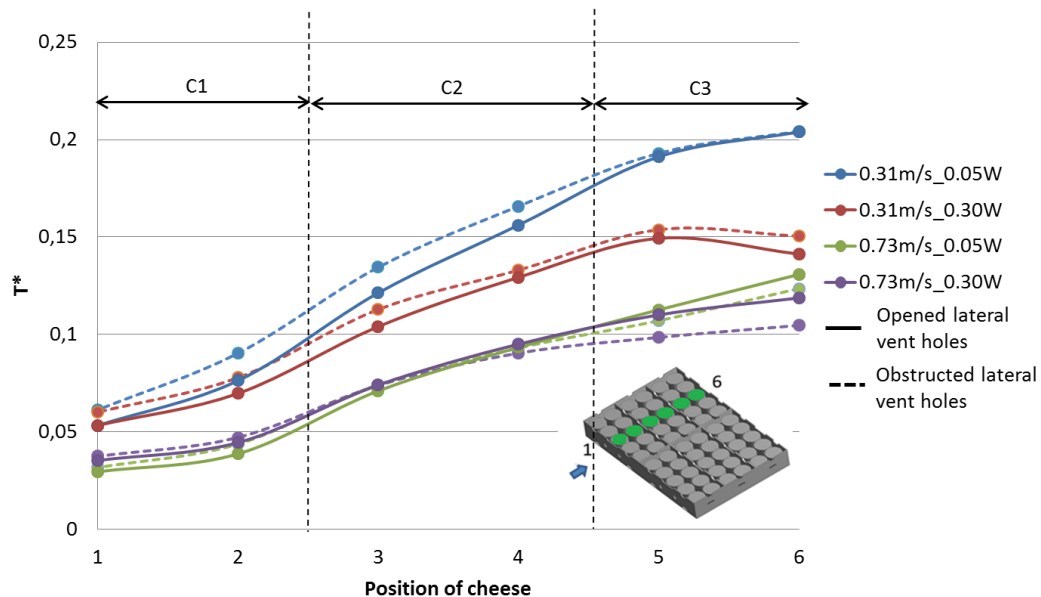


Figure V-13 Comparison of temperature profiles between the original pallet and the pallet with obstructed lateral vent holes

It can be observed that when the velocity is high, slightly better homogeneity and cooling efficiency were obtained, especially for downstream products. Indeed, the blockage of lateral vent holes reduces the loss of airflow on the sides, implying greater accessibility of airflow rate with respect to the downstream products. However, when the air inflow velocity is low, product temperatures slightly increase compared with the original pallet. This could be explained by the fact that when the forced air velocity is low, natural convection predominates. Therefore, the blockage of vent hole prevents the entering of cold air by natural convection. These two opposite trends must be taken into consideration in the design of the package used for heat-generating products because the influence of the vent holes on temperature levels can depend on the operating conditions.

V.3.2 Frontal ventilation

To study the influence of the ventilating orientation, the same pallet was rotated 90°. Figure V-14 represents the dimensionless velocity measured at the center of the vent holes ($u_{\text{vent}}/u_{\text{air.in}}$) by hot wire anemometry. As for side ventilation, the velocity in the vent holes of the upstream face is close to the upwind velocity ($u_{\text{vent}}/u_{\text{air.in}} \approx 0.9$) for the 3 operating conditions. But the incoming flow rate is almost half of that observed for side ventilation because the TOA is much lower for this upstream face. It can be observed that less air can pass through the pallet compared with side ventilation. This is due to the obstruction of the vent holes in the main flow direction (Figure V-15). It was observed by smoke visualization that air flowed in through some of the lateral vent holes of the second box even without heating. This can be due to the under-pressure which occurs downstream from an obstacle (of the order of $1/2\rho u_{\text{air.in}}$). Air is “sucked” in by this effect on the downstream face. But since the box faces between the first and second boxes have only one concomitant vent hole, air tends to flow in through the lateral face of the second box.

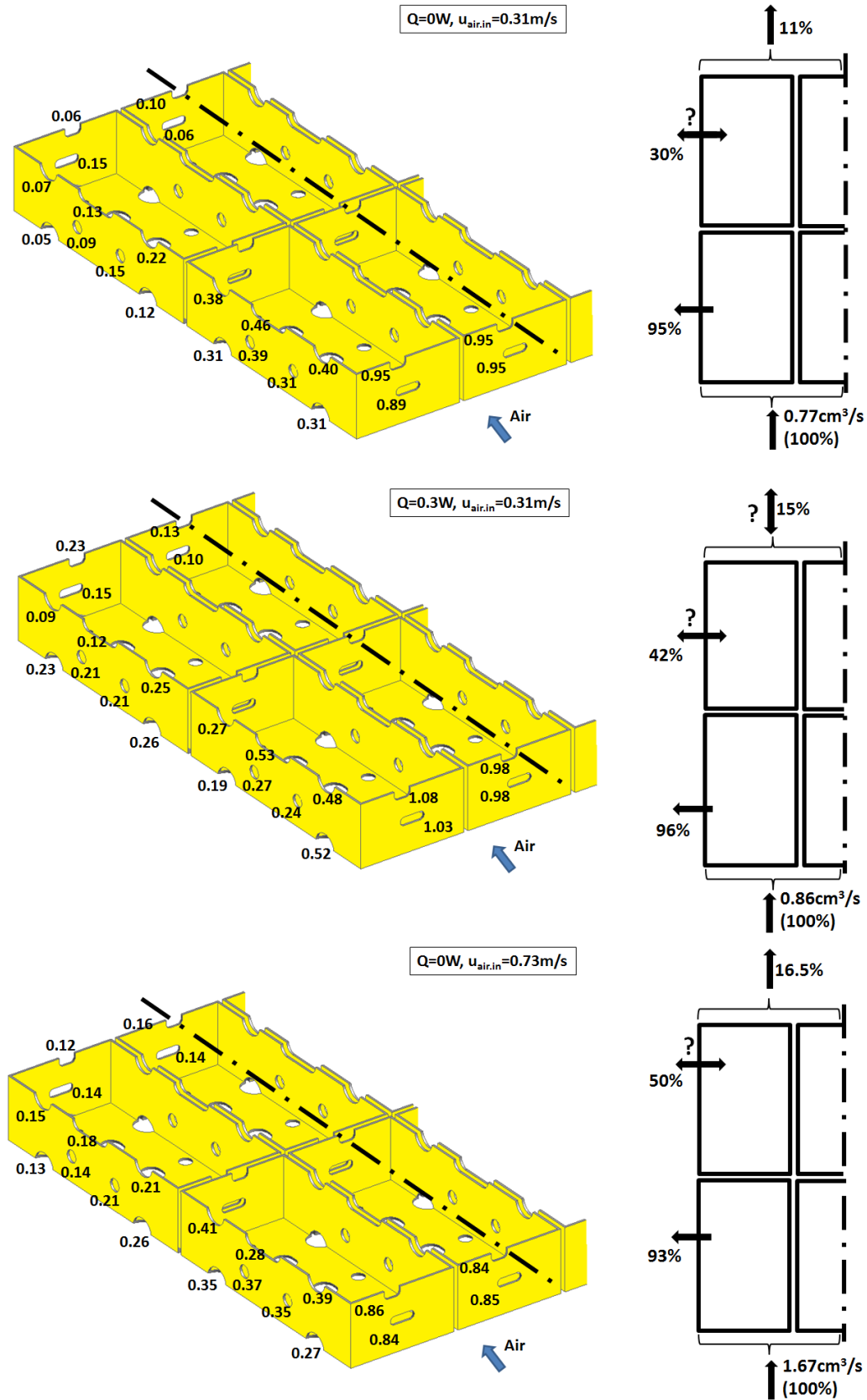


Figure V-14 Dimensionless velocity ($u_{vent} / u_{air,in}$) obtained by hot wire anemometry measurements at the external vent holes under frontal ventilation

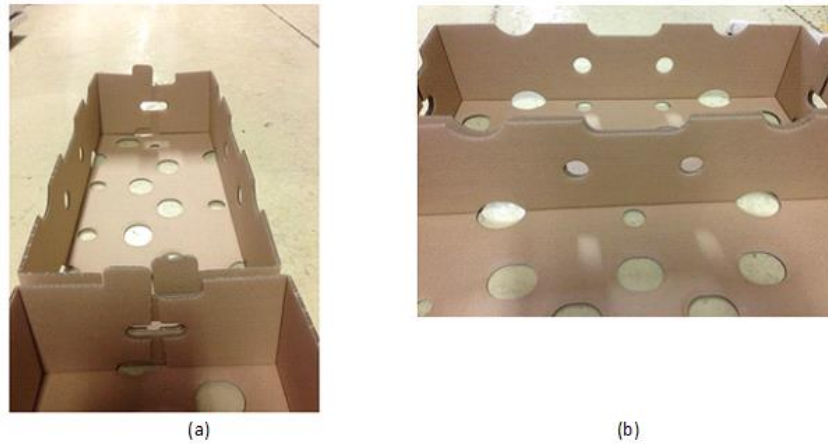


Figure V-15 Geometry of the vent holes of two side-by-side cardboard boxes: (a): frontal ventilation; (b) side ventilation

As for side ventilation, the air velocity was measured in both horizontal and transversal directions (Figure V-4). Figure V-16 represents the longitudinal profile of dimensionless velocity ($u_y/u_{air,in}$) without heating products. In the middle of the pallet (FH2) the air velocity decreases gradually as it passes deeper inside the pallet.

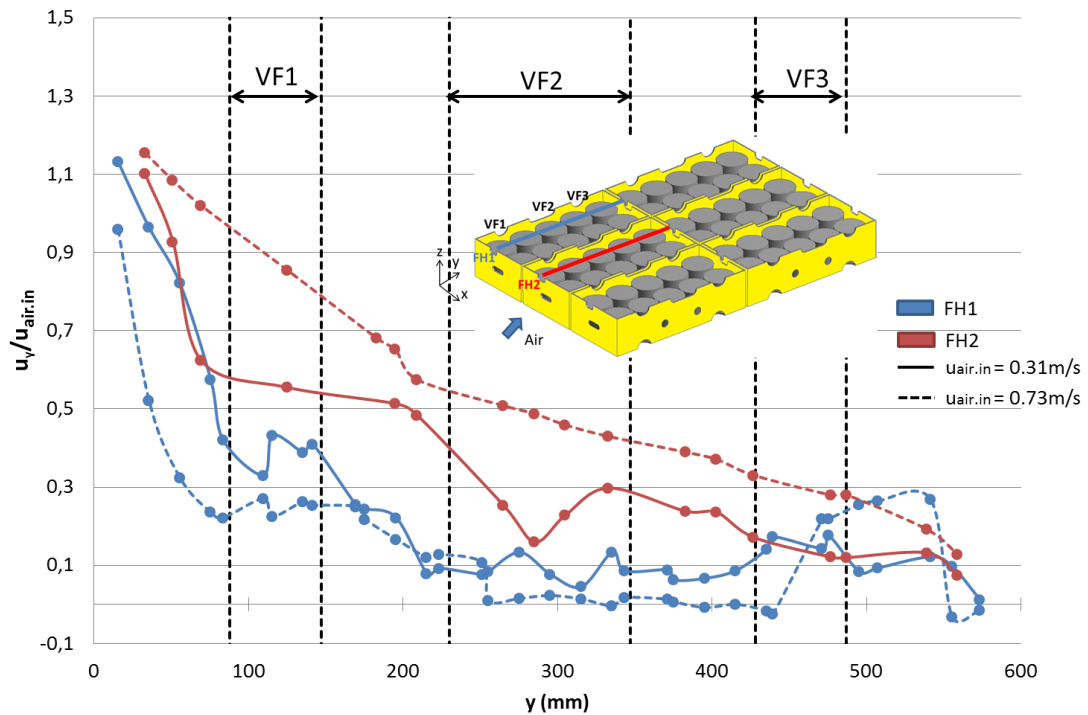


Figure V-16 Longitudinal airflow profile under frontal ventilation without heating product

Close to the lateral side of the pallet (FH1), the air velocity decreases drastically at the position of the lateral vent holes VF1. This can be explained by the deviation of the airflow as

in side ventilation. The measurement of air velocity in the downstream boxes (C4, C5 and C6) gave very low values ($u_y/u_{air,in}$ was lower than 0.1 in almost all positions). Therefore, only the results for the upstream boxes (C1, C2 and C3) are presented. Also, there was no huge difference between the two air inflow velocities (0.31 m/s and 0.73 m/s). Thus it was decided to only study the airflow pattern with $u_{air,in} = 0.31$ m/s, which is close to the values observed in warehouses during storage.

Figure V-17 presents the longitudinal profiles of dimensionless velocity ($u_y/u_{air,in}$) FH1 and FH2 with $Q = 0$ W, 0.05 W, and 0.30 W.

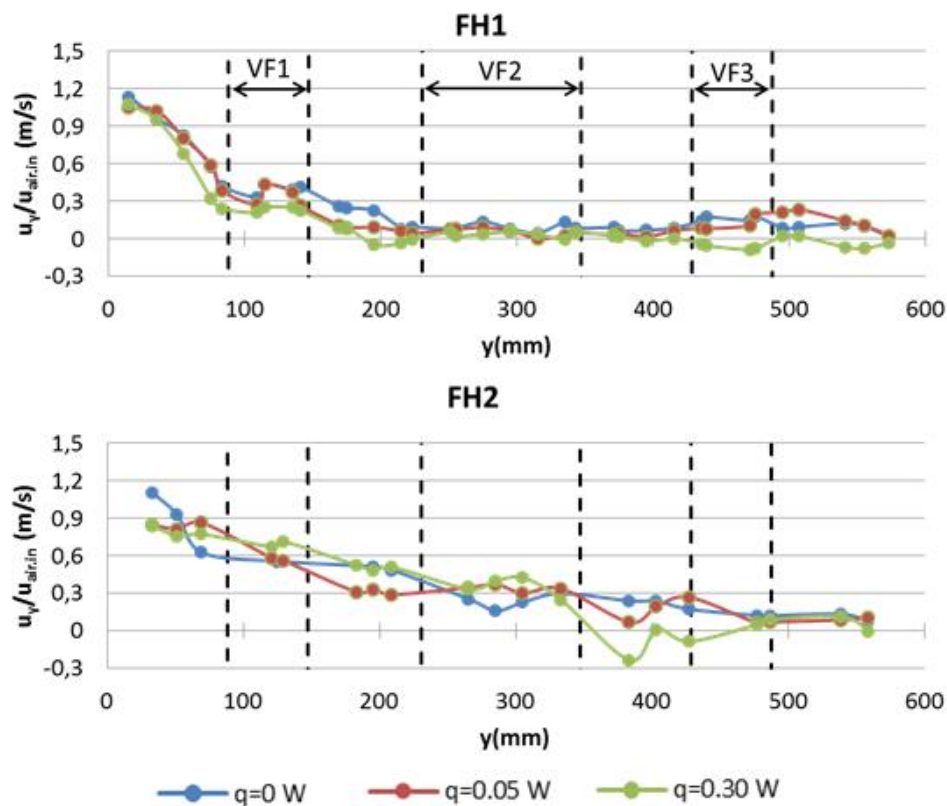


Figure V-17 Longitudinal airflow profile under frontal ventilation

Overall, in the upstream boxes where higher velocities predominate, all the curves show the same trend as in pure forced convection: air velocity decreases as it goes through the pallet. The main differences are observed in stagnant areas located downstream from the boxes. Low but positive velocities areas are observed for $Q = 0$ W and 0.05 W. However, high heat generation ($Q = 0.30$ W) gives rise to reverse flow with negative velocities induced by secondary natural air circulation (also seen for side ventilation).

Figure V-18 represents three transversal profiles of dimensionless velocity FT1, FT2 and FT3. These profiles are in front of vent holes VF1, VF2 and VF3 (Figure V-4).

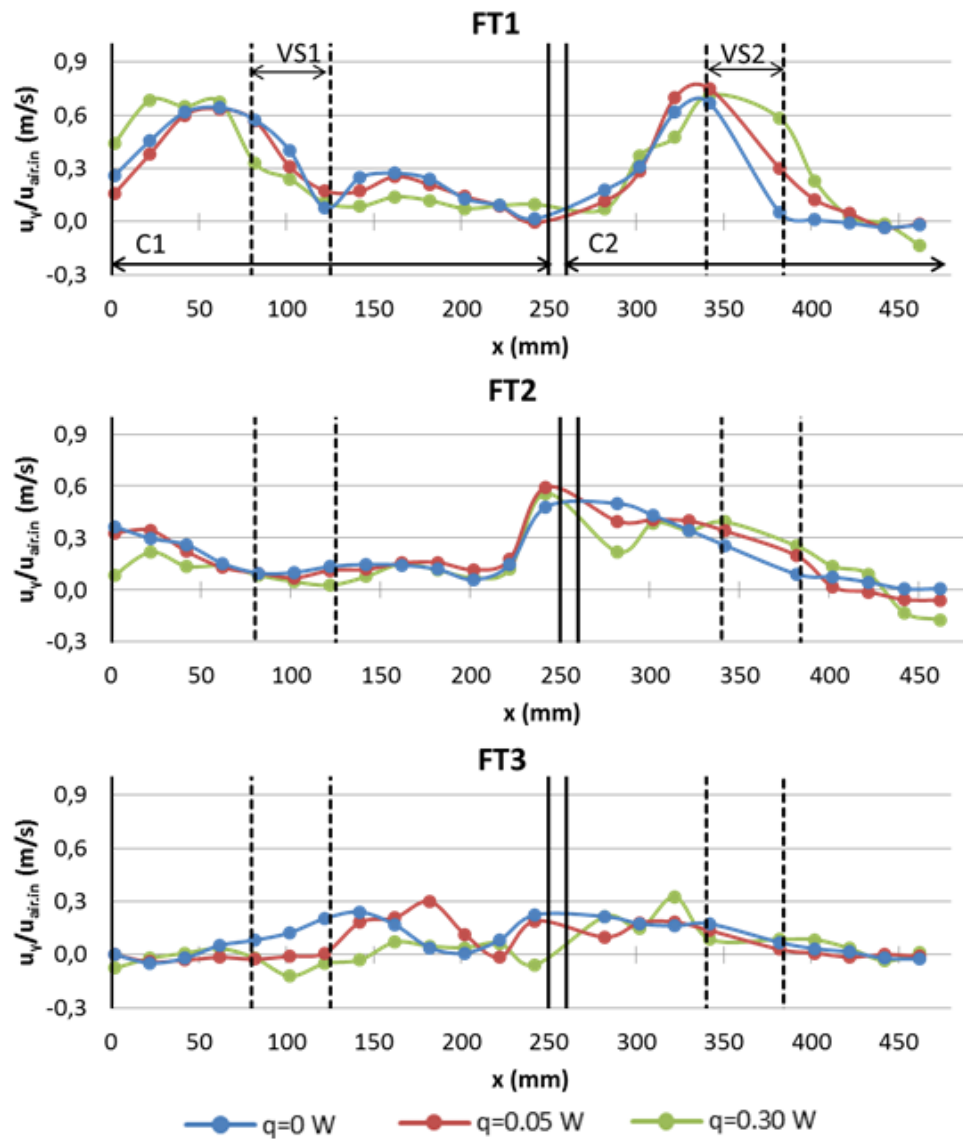


Figure V-18 Transversal airflow profiles under frontal ventilation

In the first profile (FT1), there are two main peaks of velocity located at $x = 50$ mm and 350 mm. The first peak related to VS1 demonstrates higher deviation towards lateral holes than the VS2 peak. According to the second profile FT2, it seems that the jet emerging from the vent hole VS2 is further deviated to the left and passes from box C2 to box C1. As a consequence, the highest velocity related to the FT2 profile (Figure V-18.b) is observed at the lateral interface between the two cardboard boxes.

Concerning the influence of heat generation on the velocities: similar profiles are observed for $Q = 0 \text{ W}$ and 0.05 W . However for $Q = 0.30 \text{ W}$, we noticed a slight increase in the jet deviation related to VS1. This reflects a greater amount of airflow leaving the box through the lateral holes. Figure V-19 shows a simplified diagram of the airflow pattern.

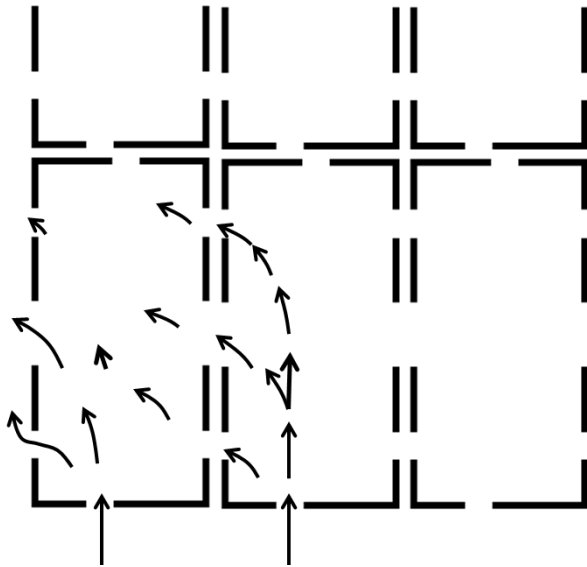


Figure V-19 Simplified diagram of airflow under frontal ventilation without heating

Figure V-20 shows the longitudinal profile of the dimensionless temperature T^* : a row of products in boxes C2 and C5.

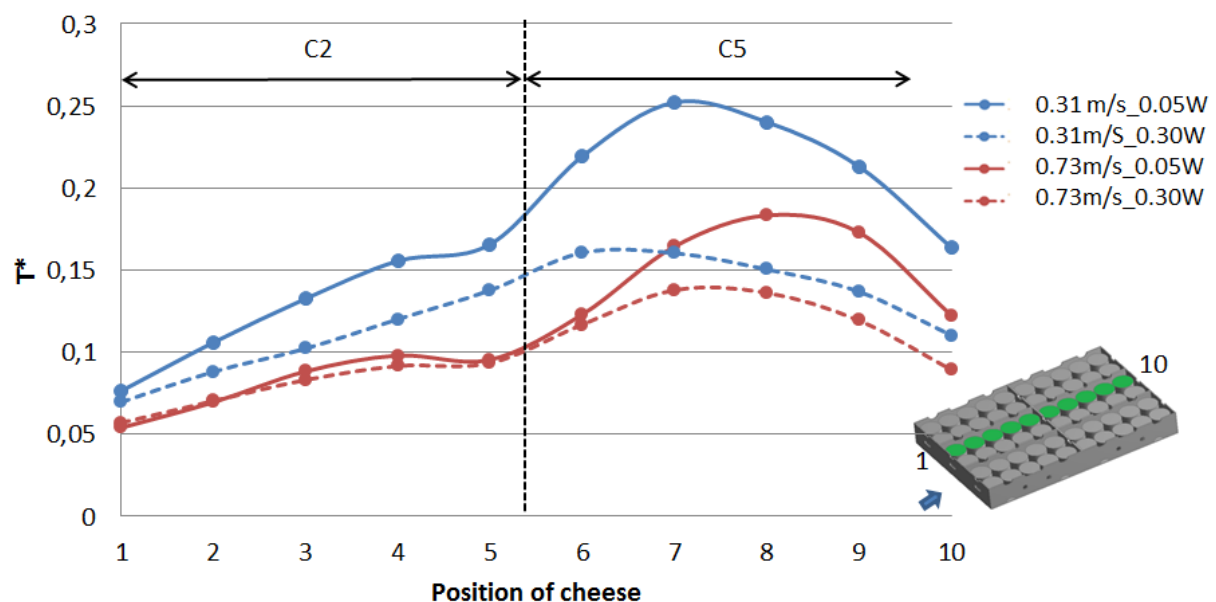


Figure V-20 Dimensionless product temperature profiles under frontal ventilation

In the first box (C2), the product temperature increases as a function of its position. For the high upwind velocity (0.73 m.s^{-1}), T^* is independent of the heat flux. This signifies the predominance of forced convection. However, in box C5, the product temperature increases up to a certain level, then decreases. This can be explained by incoming cold ambient air through the vent holes of box C5 by free convection. The higher the heat flux, the lower the dimensionless temperature and the sooner the temperature product decreases. This means that increasing the heat flux leads to higher ingress of ambient air by free convection.

Even though free convection promotes cooling, in the case of frontal ventilation, overall side ventilation gave better cooling (lower maximal temperature and average temperature).

V.4 Conclusion

A full-scale model of a pallet of heat-generating cheese was built to characterize airflow and heat transfer within the pallet under steady-state conditions. Transparent boxes were used to allow air velocity measurement by LDV. Transversal and longitudinal velocity profiles within the headspace above the products were obtained. Hot wire anemometer measurements at the external vent holes and laser tomographic visualization were also performed to better understand the complexity of the airflow behavior within the pallet. Two upwind velocities of 0.31 m.s^{-1} and 0.73 m.s^{-1} and two heat fluxes of 0.05 W and 0.30 W per product with a mass of 0.25 kg were investigated and compared for two pallet orientations related to side and frontal configurations.

For side ventilation, the airflow distribution was observed within the pallet. Most of the inflow air exits the pallet via lateral vent holes before reaching the end of the pallet. This leads to poor ventilation downstream from the pallet where higher product temperatures are observed.

The analysis of velocity profiles shows that the size of the vent holes influences the exit velocity, airflow rate and the jet deviation. The larger the vent hole surface, the higher the air velocity, airflow rate, momentum flux and jet stability in front of the hole.

In the upstream part of the pallet, the system is mostly subjected to forced convection. The air velocity decreases as air passes through the pallet, and the product temperature increases. However, when the forced airflow becomes sufficiently low, the natural convection induced by product heat generation can predominate within the pallet (Richardson number higher than

1). The results obtaining by laser tomographic visualization clearly show the formation of some natural circulation cells in the headspace induced by heated products. These thermal instabilities generate locally either co-flow or reverse flow with respect to the main flow direction. Natural air circulation can promote heat transfer by sucking ambient cold air through lateral and downstream holes. This results in decreases in the product temperatures downstream from the pallet.

Concerning the influence of heat generation on the velocities, quasi-similar profiles are obtained for $Q = 0 \text{ W}$, 0.05 W and 0.30 W , in the upstream part of the pallet where forced convection predominates. The main difference is observed in stagnant areas located downstream from the pallet where high heat generation ($Q = 0.30 \text{ W}$) gives rise to reverse flow induced by secondary natural air circulation.

For application, if the pallet is under forced convection, the lateral vent hole area should be reduced in order to prevent a loss of airflow through the lateral vent hole, which allows better channeling of the forced airflow. However, if the system is under natural convection, suitable distribution of the lateral vent holes can promote heat exchange between the product and ambient air.

For frontal ventilation, only one vent hole allows airflow from the upstream box to the downstream one. Therefore, the downstream part of the pallet is very poorly ventilated. Such a configuration is not recommended.

This study provides a better insight into the airflow behavior within the pallet and its influence on heat exchange between the product and the air. The experimental results will be used in further work in order to validate the CFD model.

Acknowledgements

We would like to acknowledge financial and technical support for this work provided by CNIEL (the French Dairy Interbranch Organization) and ANRT (National Association of Research and Technology)

Chapitre VI : Etude thermique (article 3)

Objectif

Cette partie a tout d'abord pour objectif d'étudier la distribution des températures de produit au sein d'une palette, permettant ainsi d'identifier les points chauds. L'étude s'est focalisée sur un alignement de produits, incluant ces points chaud, au centre de la palette. Des mesures de température d'air autour des produits ont aussi été utilisées pour estimer les coefficients d'échange thermique des produits. L'effet de différents paramètres a été étudié : la position des produits dans la palette, la puissance de chauffage, la vitesse de soufflage et l'orientation de la palette. Des corrélations de température adimensionnelle des produits ont ainsi été établies en fonction de ces paramètres.

Résultats principaux

Une forte hétérogénéité de la température est présente à l'intérieur de la palette sur la longueur et la profondeur mais pas sur la hauteur. Plus le produit est éloigné des faces externes de la palette, plus la température est élevée. De plus, la température et les hétérogénéités augmentent avec l'accroissement de la puissance de chauffage et la diminution de la vitesse de soufflage. Dans le sens de l'écoulement forcé, la température des produits augmente jusqu'à environ $\frac{3}{4}$ de la palette puis diminue, ce qui peut être expliqué par l'effet d'aspiration de l'air froid par convection naturelle déjà observé dans l'étude aéraulique.

Concernant l'orientation de la palette, la moyenne, la valeur maximale et l'écart-type de la température des produits ont été comparés pour le soufflage latéral et de face. Le soufflage latéral présente un meilleur résultat (niveau de température et hétérogénéités moins importantes) du fait d'une surface d'ajourage plus importante pour la face ventilée et d'un meilleur alignement des orifices entre les différents cartons.

Les corrélations ont montré un bon accord avec les résultats expérimentaux. Elles peuvent donc être utilisées pour prédire la température du produit dans différentes conditions de fonctionnement (température ambiante, vitesse d'air, génération de chaleur). Une corrélation donnant la température maximale a été proposée pour les deux orientations de la palette.

Valorisation

1 article dans le journal « Journal of Food Engineering » (publié)

Experimental characterization of heat transfer within a pallet of product generating heat

Anh Thu Pham^{(1)(2)(3)(*)}, Jean Moureh⁽¹⁾, Denis Flick⁽²⁾

(1) Irstea, GPAN, 1 rue Pierre-Gilles de Gennes, CS 10030, 92761 Antony Cedex, France

(2) AgroParisTech, Inra, Université Paris-Saclay, UMR Ingénierie Procédés Aliment, 1 Rue des Olympiades, 91300 Massy, France

(3) CNIEL, 42, rue de Châteaudun – 75314 PARIS Cedex 9, France

() anh-thu.pham@irstea.fr*

Abstract

Along the cold chain, cheese product temperatures need to be maintained below 6°C. However, cheese generates heat via the metabolism of the micro-organisms. Therefore, to ensure the uniformity of temperature within a pallet of cheese, it is important to take into account this amount of heat. This work aimed to study the influences of different parameters on the heat transfer for which forced convection around the pallet interacts with free/mixed convection inside it. An experimental device was used in which cheese was replaced by plaster blocks; each block being equipped with a heating resistance to simulate the product heat generation. Two upwind air velocities were selected: 0.31 m.s⁻¹ and 0.73 m.s⁻¹; the heat generating varied between 0.05 W and 0.30 W per product of 0.25 kg; two pallet orientations were studied. The results of the present study can also benefit fresh horticultural products which generate heat and require temperature-controlled equipment.

Keywords: Heat transfer, temperature distribution, heat transfer coefficient, correlation, cheese, heat generating product

NOMENCLATURE

A	Heat exchange surface area	$[m^2]$
D	Cheese diameter	$[m]$
g	Acceleration due to gravity	$[m.s^{-2}]$
H	Height	$[m]$
h	Convective heat transfer coefficient	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
L	Latent heat of water vaporization	$[J.kg^{-1}]$
I	Electrical current	$[A]$
q_v	Volumetric heat generation rate	$[W.m^{-3}]$
q	Heat flux	$[W.m^{-2}]$
Q	Heat flow per product item	$[W]$
R	Resistance	$[\Omega]$
T	Temperature	$[K]$
U	Voltage	$[V]$
u	Flow velocity	$[m.s^{-1}]$

Greeks symbols

ΔT	Temperature difference: $T-T_{a.in}$	$[K]$
β	Thermal expansion coefficient	$[K^{-1}]$
λ	Thermal conductivity	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
ρ	Density	$[kg.m^{-3}]$
ν	Kinematic viscosity	$[m^2.s^{-1}]$

Dimensionless number

Nu	Nusselt number	$[-]$
Gr	Grashof number	$[-]$
Pr	Prandtl number	$[-]$
Re	Reynolds number	$[-]$
Ri	Richardson number	$[-]$

Indices

a	air
amb	ambient
in	inflow
p	product
s	solid surface

VI.1 Introduction

The most important factor that affects the quality of food products during storage is the temperature (Defraeye et al. 2015, Ambaw et al. 2016). The temperature heterogeneity of product in refrigerating equipment has been shown by many studies: cold room (Flick et al. 1999), refrigerated vehicle (Moureh and Flick 2004), display cabinet (Laguerre et al. 2012), domestic refrigerator (Laguerre et al. 2010). One of the reasons of heterogeneity is over-ventilation in areas near the refrigerating unit with temperature close to the blowing temperature and under-ventilation in the areas far from the refrigeration unit causing local hot spots within the pallet (Moureh et al. 2009). Alvarez and Flick (1999) explained the heterogeneity of cooling principally by the increase in air temperature and the variation of heat transfer coefficient as a function of position along the air flow paths.

This project focuses on the control of temperature of cheese stacked on vented pallets throughout the cold chain. In this case, heat transfer becomes complex since it involves in aerodynamic and thermal interactions between the airflow around the pallet, and natural convection within the pallet generated by internal production of heat by microorganism in the product (Beukema et al. 1982)

The heat transfer and air flow within a pallet of product generating heat is then under mixed convection regime. The forced flow and the flow induced by natural convection can be in the same direction (assisting mixed convection), opposing direction (opposing mixed convection) or perpendicular (transverse mixed convection) (Sumon et al. 2016). Depending on the system, free convection can promote or prevent heat transfer.

The heat transfer within a pallet of products under forced convection has been well studied. However, the assumption that heat generation is a negligible factor is commonly made (Ferrua and Singh 2008, Defraeye et al. 2013). It was claimed to have an insignificant impact on the cooling rate of fresh horticultural produce during forced-convective precooling (Sadashive Gowda et al. 1997). In the total energy transferred during forced-air cooling applications, respiration energy represents less than 1% (Chuntranuluck et al. 1998). O'Sullivan et al. (2016) modelled a half-pallet (5 layers) of kiwis. According to Holman (2010) for Grashof numbers lower than 1700 the fluid motions generated by natural convection can be considered negligible. The Grashof number was calculated at 2.1×10^7 . Therefore, the study took into account the natural convection in the numerical model.

However, the forced-air cooling process did not exceed 29h to cool a single modular pack. The contribution of the heat of respiration was found less than 5%. Therefore, the study neglected its contribution. Making the same hypothesis, Defraeye et al. (2013) did not include the heat generation in the model of a stack of 1.2 m x 1.0 m x 0.81 m of orange because it is quite low ($\sim 50\text{W/ton}$). Nevertheless, this assumption is likely to be untrue for lengthy precooling processes (Redding et al. 2016) or during storage when the forced air velocity is very low (Beukema et al. 1982). Very few studies took into account the heat flux generated by product. The heat transfer between cheese and air under natural convection was studied by Iezzi et al. (2011). The heat generated by lactic acid bacteria was neglected. A model was created and validated by experimental results for 8 samples of cylindrical shaped cheese cooled at room temperature by natural convection (air temperature $22.8\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2.0$ and velocity $4.5 \pm 8.3\text{ mm.s}^{-1}$). The study showed that the heat transfer coefficient varies between 7.83 and $15.15\text{ W.(m}^2.\text{K)}^{-1}$ for the vertical surfaces and between 7.17 and $9.16\text{ W.(m}^2.\text{K)}^{-1}$ for the horizontal flat surfaces facing upward. The horizontal flat surfaces facing downward have smaller h , ranging from 3.58 to $4.58\text{ W.(m}^2.\text{K)}^{-1}$.

Chourasia and Goswami (2007) developed a 3D CFD model of a single potato bag placed in a cold room. The metabolic rate of heat generation $Q_r(\text{W.kg}^{-1})$ was considered to be function of temperature. The computational domain was $1.0\text{ m} \times 2.0\text{ m} \times 1.5\text{ m}$. The potato bag ($0.22\text{ m} \times 0.88\text{ m} \times 0.44\text{ m}$) was located in the center of this domain. The cooling condition was considered to be under natural convection due to the inadequate circulation of air by ceiling fans. However, in this study only one bag was modelled, not the whole pallet. Han et al. (2015) created a CFD model to study the airflow inside a vented box containing 24 apples of similar size (about 90 mm in diameter), only one container was studied. The model took into account the heat of respiration but the air density was assumed constant (no buoyancy forces).

Mixed convection occurs in a wide range of applications such as heat exchangers (Andrzejczyk and Muszynski 2017) or cooling of electronic devices (Durgam et al. 2017). However, to our knowledge, there are very few studies about mixed convection applied to food cooling.

The above stated studies concerned only forced convection or mixed convection in relative small domains (one box of product). To the best of the authors' knowledge, no experimental work has been carried out on a larger scale (pallet). The current study investigated the heat transfer within a stack of product generated heat flow in a test room applying for a cheese

pallet. Firstly the heterogeneity of the temperature within the pallet was studied in function of three parameters: air upwind velocity, generating heat flux and direction of ventilation. Different correlations were also proposed which allow to predict the product temperature in function of Re , Ri and position of product in the pallet.

VI.2 Materials and methods

VI.2.1 Pallet of products

A standard European industrial pallet (800 mm x 1200 mm x 1479 mm) containing 54 cardboards evenly distributed into 9 layers was used. This pallet corresponds to an often used configuration for camembert transportation (figure 1.a). The opening ratio ($OR = \frac{Vent\ hole\ area}{Total\ area}$) of frontal face (figure VI-1.c) and side face (figure VI-1.d) were the same (5.2 % approximately).

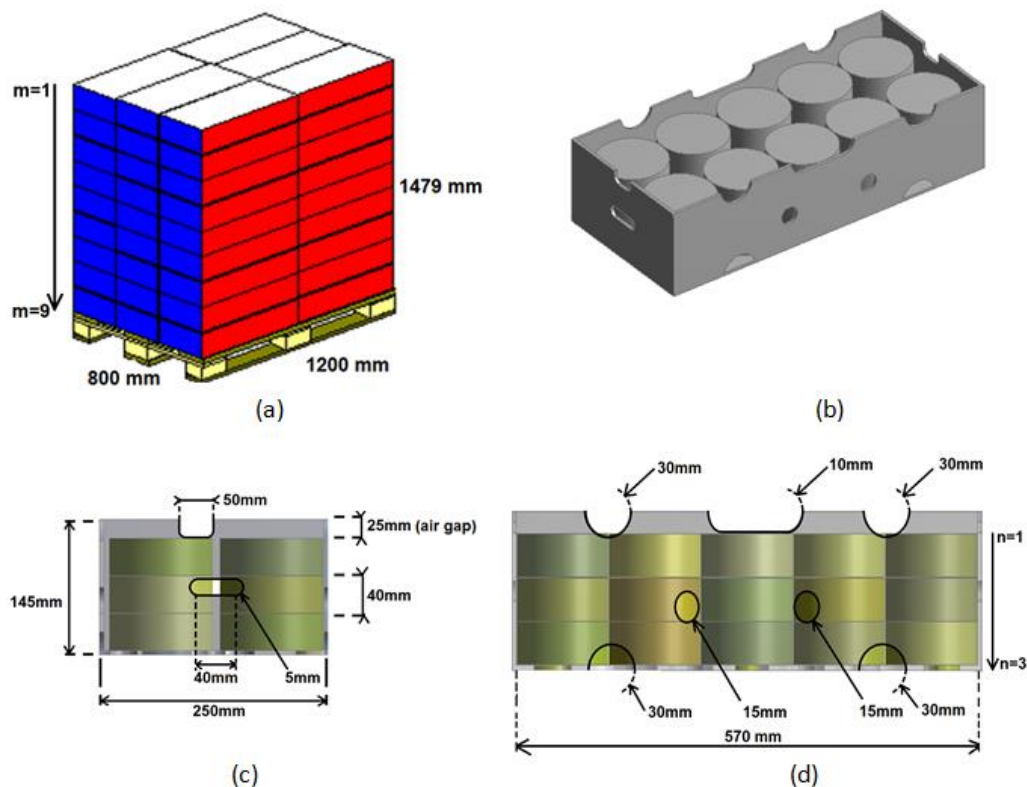


Figure VI-1(a) Pallet of cheese, (b) geometry of one cardboard box, (c) frontal view, (d) side view

In order to control the heat flux and the thermal properties of the products, cheese was replaced by plaster blocks in which electric heating resistances were inserted to simulate the heat generation. The industrial cardboard box contains 30 camemberts (3 layers of 10 products). This corresponds to a very large number of camemberts (1620 products per pallet).

Therefore, the experimental set-up was simplified by using two kinds of plaster blocks: small block (SB) which represented one camembert (40 mm height and 110 mm diameter) and big block (BB) which represented 15 camemberts (figure VI-2). The SB was then packed inside the cheese wrapping used in the industry.

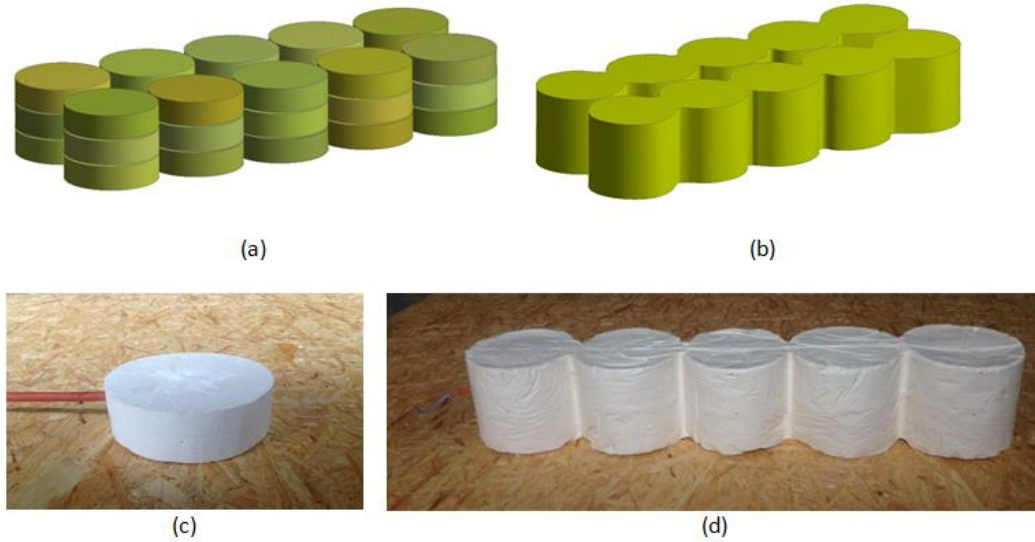


Figure VI-2(a) 30 small blocks in one cardboard box; (b) 2 big blocks in one cardboard box; (c) view of one small block, (d) view of one big block

One of the 9 cardboard layers was constructed by using the small blocks and the other 8 layers contained big blocks (BB). Each block was equipped by a silicone heating device at the center: circular form (diameter 80 mm) for the SB and rectangular form (30 mm x 500 mm) for the BB. Both types of devices had 2 mm thickness. The electric resistances of circular and rectangular heating devices were $18.0 \Omega \pm 5 \%$ and $7.3 \Omega \pm 5 \%$. All the heating resistances were connected in a parallel circuit supplied by three electrical generators. The heat flow (in Watt) was controlled by varying the voltage and can be calculated by:

$$Q = UI = RI^2 = \frac{U^2}{R} \quad (\text{VI-1})$$

Q is the heat flux generated by one product of 250g (W/250g). Because the BB represented 15 products, the heat flux of the BB was controlled to be 15 times more important than the one of the SB.

It should be remembered that the thermal properties of cheese and plaster are not the same and the heat generation of cheese is not located at the center of the product as for the plaster blocks. Nevertheless, all the presented results were obtained at the steady state so that the

differences of density and heat capacity between cheese and plaster have no effect. The conductivity of plaster: $0.35 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (data from the manufacturer) is close to the value of cheese: between $0.32 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ and $0.38 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ for different types of cheese (Iezzi et al. 2011).

VI.2.2 Measurements

The whole pallet was placed in an experimental room with controlled temperature and inflow air velocity. The cold room was 5.10 m long, 3.20 m wide and 2.86 m high. Air was blown out from one lateral surface (3.20 m x 2.86 m) across the whole room and was evacuated by the opposite surface (figure VI-3.a). The air inflow velocity was measured by a vane measurement probe (60 mm diameter, Testo 435-3).

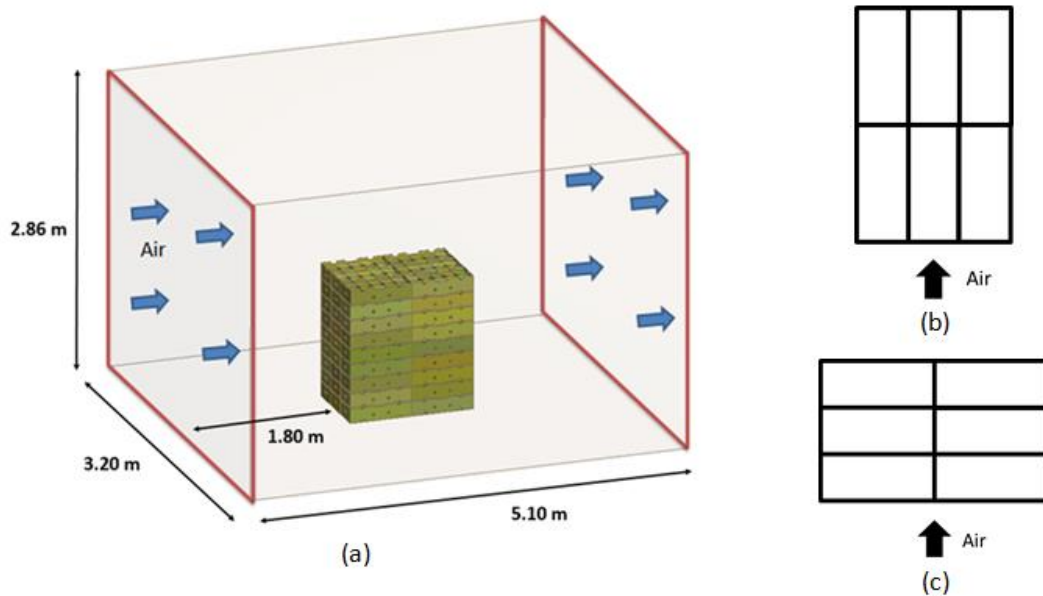


Figure VI-3(a) Experimental room; upper view of the pallet: (b) frontal ventilation, (c) side ventilation

The layer of a product was identified by m and n : m is the layer of cardboard box in the pallet (9 layers in total) (figure VI-1.a) and n is the layer number of product in the cardboard box (3 layers in total) (figure VI-1.d)

For each experimental condition, the layer containing the small blocks was placed successively at $m=1$ (top) and $m=5$ (mid height). The temperatures were measured by using T-type thermocouples (with a precision of $\pm 0.1 \text{ K}$ after individual calibration between 273 K and 293 K). The product temperatures were measured on the axis of the cylindrical small blocks, 5 mm from the top. Even the temperature in the test room was controlled at 4 °C, the

real air ambient temperature varied slightly. Therefore, three thermocouples placed upstream of the pallet were used to measure the inlet air temperature $T_{a.in}$ (mean value of these three thermocouples).

The thermocouple positions are presented in the figure VI-4.

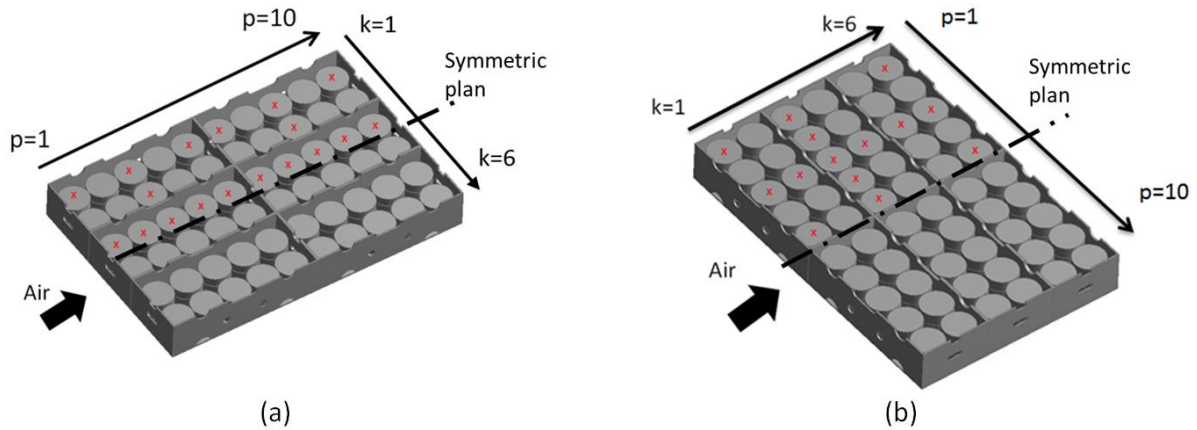


Figure VI-4 Thermocouple positions (red dot): (a) frontal ventilation; (b) side ventilation

At the marked positions, the temperatures of all three layers of product were measured ($n=1, 2, 3$). The pallet was placed at the middle of the room and all the cardboards were identical. As the system was considered quasi-symmetric (the distances between the products were not perfectly equidistant), only half of the pallet was instrumented with the thermocouples. The product temperatures were recorded every one minute by a monitor outside of the experimental room. The evolutions of temperature could be visualized. Once it was stable everywhere, we considered that the steady state was reached. All the presented results are the mean value of 30 acquisitions (30 minutes) during the steady state

VI.3 Results and discussion

The upwind air velocity varied between 0.31 m.s^{-1} and 0.73 m.s^{-1} . This velocity corresponded to the average of 24 measurements over the ventilation surface. The standard deviations of measurement were 4 % when $u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ and 7 % when $u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$. Therefore, it can be considered that air velocity distributed quite uniformly all over the surface.

According to our calculations using the data given by Hélias et al. (2008), the heat flux generated by one camembert 250 g was estimated about 0.1 W. The table VI-1 summarizes the operating conditions of the warehouse and our test room.

Table VI-1 Comparison of operating conditions between warehouse and experimental room

	<i>Warehouse</i>	<i>Experimental room</i>
Ventilation velocity (m.s ⁻¹)	[0.1; 1]	[0.31; 0.73]
Heat flux per product (W/250g)	≈ 0.1	[0; 1]

The Richardson number (Ri) characterizes the mixed convection, which represents the ratio between the buoyancy and the inertial forces:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta(T_s - T_a)H}{u^2} \quad (VI-2)$$

Generally, the solid surface temperature T_s is the average temperature of heated surfaces, and T_a is the air temperature around the product, the characteristic length H is the height; the velocity u is the inlet or upwind velocity. At low Richardson number ($Ri < 0.1$), forced convection dominates the airflow and at high Richardson ($Ri > 10$), free convection dominates the flow structure. Mixed convection is obtained when $Ri \approx 1$. In our case, it is not practical to calculate the Richardson number by using the temperature difference ($T_s - T_a$) since the local air temperature inside the pallet is not easy to measure accurately. Therefore, the Richardson number is based on the heat flux Q as in the study of Sumon et al. (2016). The Reynolds, Grashof and Richardson number are defined as follows:

$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad (VI-3)$$

$$Gr = \frac{g\beta Q D^2}{\lambda \nu^2} \quad (VI-4)$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta Q}{\lambda u^2} \quad (VI-5)$$

Where D is the diameter of one camembert (110 mm) which is close to the height of three superposed camemberts (3x40 mm); u is the upwind velocity and Q is the heat flow corresponding to one camembert 250g (or SB); $g=9.81 \text{ m.s}^{-2}$, $\nu=1.57 \times 10^{-5} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$, $\lambda=0.026 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\beta=0.0036 \text{ K}^{-1}$. The ventilation velocity in our test room can only vary between 0.31 and 0.73 m.s⁻¹. However, within actual facilities of the cold chain like trucks or warehouses, the upwind air velocity can vary from 0.1 m.s⁻¹ to about 1 m.s⁻¹ (table VI-1) depending on the position of the pallet in the refrigerated domain. It is not possible in our case

to replicate these conditions of ventilation in the test room, especially for low velocities for which higher product temperatures are expected within pallets. To overcome this limitation, we chose to adjust the heat flux in such a way to obtain the same range of the Richardson number between test room and warehouse. The experimental conditions are defined in the table 2 and 3 for the two pallet orientations (figure VI-3.b and c). The range of Richardson number in warehouse ($Q=0.1$ W, $0.1 < u < 1$ m.s⁻¹) is from 0.1 to 11.2 whereas for the experiments it was from 0.1 to 4.2. The air temperature in our test room was controlled at 4 °C, which is about the same temperature as in the warehouse.

Table VI-2 Test conditions for frontal ventilation

	$u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 2172$)	$u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 5115$)
Heat flux	0.05W ($Ri=0.58$)	0.05W ($Ri=0.11$)
(per cheese item of 250 g)	0.15W ($Ri=1.75$)	0.15W ($Ri=0.32$)
	0.30W ($Ri=3.51$)	0.30W ($Ri=0.63$)

Table VI-3 Test conditions for side ventilation

	$u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 2172$)	$u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 5115$)
Heat flux	0.05W ($Ri=0.58$)	0.05W ($Ri=0.11$)
(per cheese item of 250g)	0.30W ($Ri=3.51$)	0.30W ($Ri=0.63$)

Each test condition presented in table VI-2 and VI-3 had two repetitions.

Since the inlet air temperature can vary from one experiment to another, instead of showing the product temperature, the difference with inlet air temperature is presented and used in the calculations.

$$\Delta T = T_p - T_{a.in} \quad (\text{VI-6})$$

VI.3.1 Frontal ventilation

VI.3.1.1 Produce temperature

Figure VI-5 presents the profile of $\Delta T = T_p - T_{a.in}$ of half of the pallet at 6 layers: 2 cardboard box layers: $m=1$ (top) and $m=5$ (mid height); 3 product layers: $n=1, 2$ and 3 (see figure VI- 2.a

and 2.d for m and n), for $u = 0.32 \text{ m.s}^{-1}$ and $Q = 0.05 \text{ W}$. The positions of the products in the main flow direction were identified by p : $p=1$ is the line of product closest to the ventilated surface and $p=10$ is the farthest one

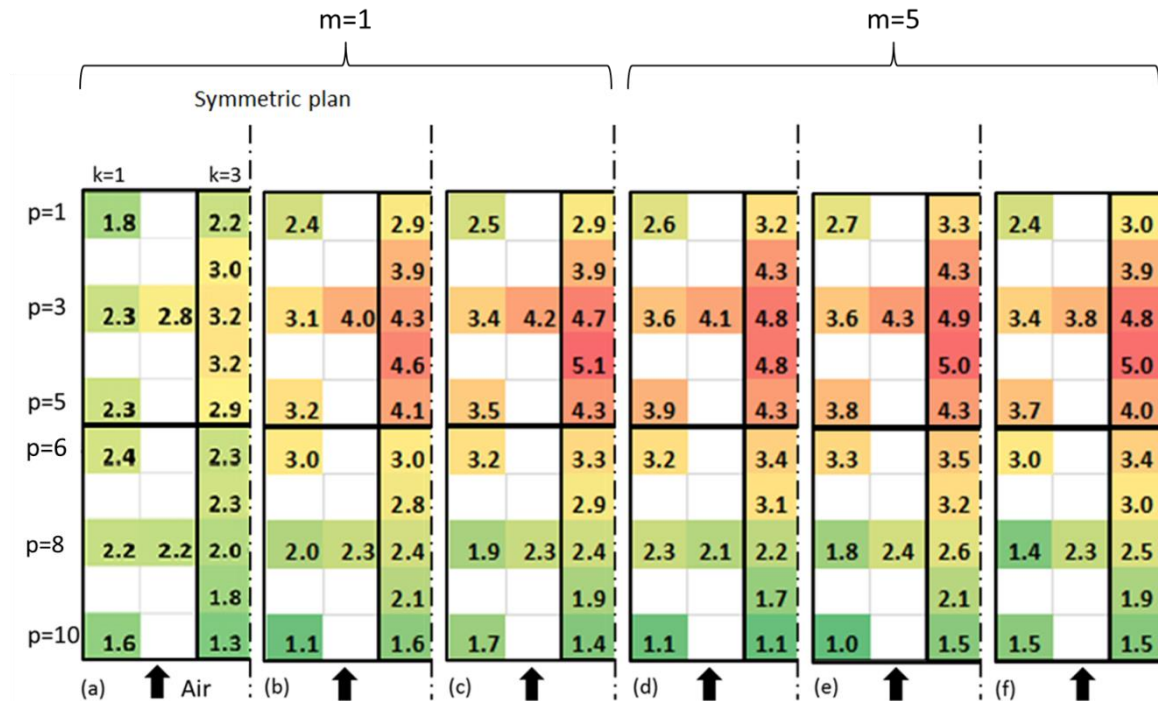


Figure VI-5 Profile of $\Delta T = T_p - T_a$ in ($^{\circ}\text{C}$) for frontal ventilation: $Q = 0.05\text{W}$, $u = 0.31\text{m/s}$: top layers: a) $m=1$, $n=1$, b) $m=1$, $n=2$, c) $m=1$, $n=3$ mid-height layers: d) $m=5$, $n=1$, e) $m=5$, $n=2$, f) $m=5$, $n=3$. The ambient temperature was 3.3°C in case (a), (b), (c) and 3.5°C in case (d), (e), (f)

The general trend shows that the temperature rose along the main flow direction (from the ventilated face to the opposite one). The same phenomenon was observed by O'Sullivan et al. (2016) inside a stack of kiwi and was attributed to the rise in air temperature as it was pulled through the pallet. Another possible reason of heterogeneity could be that the heat transfer coefficient is in function of position (Alvarez and Flick 1999).

The maximal temperature reached at the position $p=7$ or 8 . After that the product temperatures decreased. One of the possible reasons is that air accelerates towards the outlet of the cardboard box by passing through the vent holes which promotes the heat exchange. Another explanation is that cold air could enter the cardboard boxes by lateral holes.

In the same cardboard box, the temperatures changed progressively (from $p=1$ to $p=5$ and from $p=6$ to $p=10$), the maximal temperature difference between two side by side products was 0.4°C . However, temperatures increased more significantly from one cardboard box to

another (from $p=5$ to $p=6$), by about 1 °C for most of the case at position $k=3$. This can be due to air recirculation in the cardboard: part of the air which is in contact with product in position $p=7$ or 8 (hot spot) possibly returns in contact with product at position $p=6$. In the transverse direction (k), the further the product from the external wall of the pallet, the higher the product temperature was. The heterogeneity was more pronounced at the center of the pallet ($k=3$): where the maximal temperature difference was 3.7 °C than on the side ($k=1$) where the maximal difference was 2.6 °C.

The temperature profiles show similar trend for different layers except for the top layer of the pallet $m=1, n=1$. This can be explained by the fact that this layer was on the top of the pallet and the cardboard boxes were not covered. Therefore, there was much more contact with ambient air. Except for the top layer, the product temperature can be considered independent of the height position (maximum temperature difference was 0.5 °C). Obviously, the similar conditions of airflow within internal air gap headspace contribute to reduce thermal gradients in products in the vertical direction. The same tendencies were observed for the others operating conditions of table VI-2.

VI.3.1.2 Dimensionless temperature and correlation

The main goal is to predict the hot spot within the pallet as a function of different operating conditions. While the top layer $m=1, n=1$ is the most ventilated and the other ones had quite the same profile we further focused on a layer at mid-height $m=5, n=2$. Moreover, the warmest zone was near the center line, therefore we chose the lateral position $k=3$. Similarly to Bhoite et al. (2005) a dimensionless temperature is defined as:

$$T^* = \frac{(T - T_{a.in})\lambda D}{Q} \quad (VI-7)$$

Figure VI-6 represents the profile of T^* of the chosen line of product ($m=5, n=2, k=3, p=1$ to 10) under different conditions presented in table VI-2. The average difference of T^* between the two repetitions was 0.009.

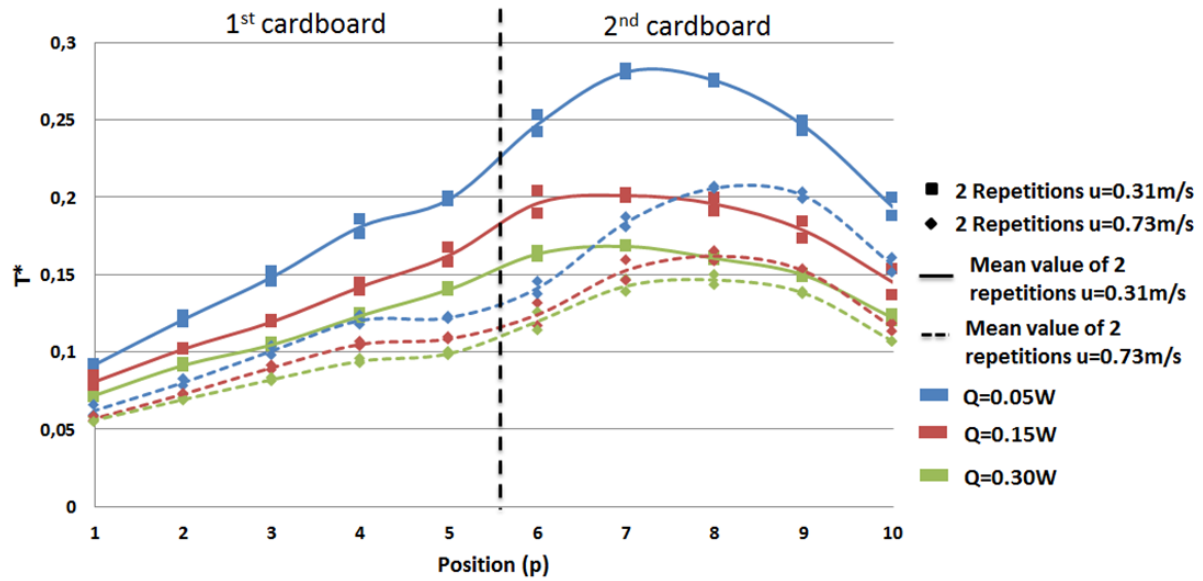


Figure VI-6 Dimensionless temperature T^* of the line of product at the center of the pallet under frontal ventilation in 6 different configurations: $u = 0.31\text{m/s}$ and 0.73m/s ; $Q = 0.05\text{W}$, 0.15W and 0.30W per product of 250g

Figure VI-6 clearly shows two different trends related to the two cardboard boxes. In the first cardboard box ($p=1$ to 5), a monotonic increase of T^* was observed for all the curves. In the second cardboard box ($p=6$ to 10), T^* experienced a concave shape with a sudden increase at the entrance (between $p=5$ and 6) followed by an almost plateau where the highest T^* values were observed, and then a significant decrease of T^* values in the rear part of the cardboard box.

In case of forced convection, one could expect that the temperature increases at a given point compared to the upstream air temperature is proportional to the heat flux. Thus for a given air velocity and a given position p , T^* would be independent on heat flux. This is clearly not the case here: the higher the heat flux, the lower the dimensionless product temperature. Indeed for a higher heat flux, the buoyancy forces increase, generating additional air circulation which enhances heat transfer by free convection. The lowering of T^* with increasing Q were more pronounced for lower velocity. For example at position $p=8$, T^* decreased by 40 % for $u=0.73\text{ m.s}^{-1}$ and by 25 % for $u=0.31\text{ m.s}^{-1}$. This is coherent with the fact that natural convection becomes predominant for low velocity and high heat flux (increase of Richardson number). Sumon et al. (2016) found that when $Ri = 1$, the buoyancy and inertia forced balance each other. As the Ri increases, the system is in the regime of natural convection.

VI.3.1.3 Effect of forced ventilation (Re) and free convection (Ri) on product temperature

In forced convection regime, the Nusselt number is usually correlated under the form (Awbi and Hatton 2000):

$$Nu = a Re^{\beta} \quad (VI-8)$$

The dimensionless temperature T^* is inversely proportional to the Nusselt number. Therefore, if Nu is proportional to Re^{β} , T^* should be proportional to $Re^{-\beta}$.

In mixed convection regime, the effect of the Richardson number has been taken into account in different ways. The table VI-4 summarizes the correlations found in literature

Table VI-4 Correlations of Nusselt number under mixed convection regime

Correlation	References	Range of use
$Nu_{mixed}^n = Nu_{forced}^n \pm Nu_{free}^n$	Churchill (1983)	n and the sign (+ or -) depend on the type of mixed convection (assisting, opposing or traverse)
$Nu = 0.0959 Re^{0.69} \left(\frac{Ri}{1 + Ri} \right)^{0.0331}$	Radhakrishnan et al. (2007)	$0.003 \leq Ri \leq 0.2$ $2200 \leq Re \leq 10000$
$Nu = (0.044 \times Ri^{0.25} + 0.07) \times Re^{0.65}$	Sumon et al. (2016)	$0 \leq Ri \leq 10$ $50 \leq Re \leq 200$

Generally, Nusselt number increases with Richardson number, therefore, T^* decreases with Richardson number. The function $\frac{1}{1+\alpha Ri}$ was chosen for the effect of Ri on T^* . When $Ri = 0$ (negligible free convection) this term is equal 1 so that the correlation returns to the form of the forced convection.

In order to predict the product temperature, a dimensionless correlation was proposed under the form:

$$T^* = f(p) \frac{Re^{-\beta}}{1 + \alpha Ri} \quad (VI-9)$$

The function $f(p)$ depends only on the position of the product in the pallet. This function works uniquely for this configuration. The function of T^* was determined by mean square error minimization by using 2/3 of the data and remaining data (1/3) was used to validate the correlations (table VI-5)

Table VI-5 Summary table of data used for calibration and validation of the correlations

	$u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 2172$)	$u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 5115$)
q=0.05W/product	● $\sigma = 0.007$	● $\sigma = 0.013$
q=0.15W/product	x $\sigma = 0.015$	● $\sigma = 0.008$
q=0.30W/product	● $\sigma = 0.007$	x $\sigma = 0.009$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{p=1}^{p=10} (T_{\text{exp}}^* - T_{\text{corr}}^*)^2}{10}}$$

●: data used for calibration of the correlations; x: data used for validation of the correlations

Since the product temperature trends in the first cardboard box ($p=1-5$) and in the second cardboard box ($p=6-10$) were different, two functions were proposed as follow:

$$1 \leq p \leq 5 : T^* = 10.22 * 1.19^p \frac{Re^{-0.63}}{1 + 0.119 Ri} \quad (VI-10)$$

$$6 \leq p \leq 10 : T^* = \frac{0.105 * 7.81^p}{p!} \frac{Re^{-0.63}}{1 + 0.264 Ri} \quad (VI-11)$$

In the first cardboard box ($1 \leq p \leq 5$), it was observed that T^* increased vs p following a geometric progression with the common ratio of 1.19. In the second cardboard box ($6 \leq p \leq 10$), to take into consideration the decrease of T^* near the outlet, the correlation was divided by a factorial term. The coefficient related to Reynolds number β is 0.63 which is in the range of literature (0.5-1) and very close to the one found by Radhakrishnan et al. (2007) ($\beta = 0.69$) and (Sumon et al. 2016) ($\beta = 0.65$). The overall correlation coefficient was 0.95 which shows that the proposed functions fit well in the range of considered parameters (figure VI-7).

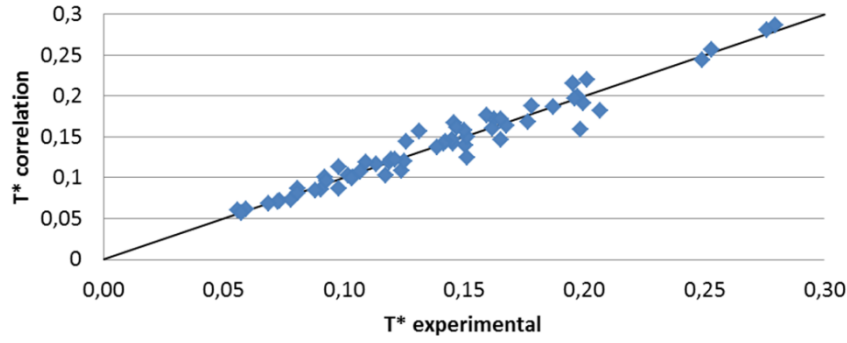


Figure VI-7 Comparison of the dimensionless temperatures T^* obtained from the correlation and from the experimental data for the products placed at the center of the pallet ($m=5$, $n=2$, $k=3$, $p=1-10$) under the 6 operation conditions defined in table 2 (frontal ventilation)

Figure VI-8 represents the correlation curves and the experimental results under different conditions. It can be seen that the correlation curves follow well the evolution of the experimental points; even the data that was not used to establish the correlation (figure VI-8b and f). The standard error of T^* between experimental data and correlation (table V-5) is averagely of 0.009 for the configurations used for parameter adjustment and of 0.012 for the validation data

Therefore, these correlations can be used to predict the product temperature for the same configuration, i.e. the same pallet and ventilation direction for different values of $T_{a.in}$, u and Q . The hot spot is expected at $p=8$ (figure VI-6) so that by using the equation VI-11 with $p=8$, the correlation to predict the T^* maximal is:

$$T_{max}^* = 36.1 \frac{Re^{-0.63}}{1 + 0.264 Ri} \quad (VI-12)$$

From the calculation, it appears that free convection (Ri) has a lower influence in the first cardboard box ($p=1-5$) than in the second one ($p=6-10$): $\alpha = 0.119$ when $1 \leq p \leq 5$ and $\alpha = 0.264$ when $6 \leq p \leq 10$. This can also be seen in figure VI-8: for a given Re , T^* for $p=1$ to $p=5$ do not change a lot with Ri . In the second cardboard box, free convection has a significant effect especially on T_{max}^* . For the low air velocity ($Re=2172$) when heat flow is multiplied by 6 (Ri passing from 0.70 to 4.21), T_{max}^* decreases from 0.28 to 0.17, $(T_{max} - T_{a.in})$ is only multiplied by 3.6.

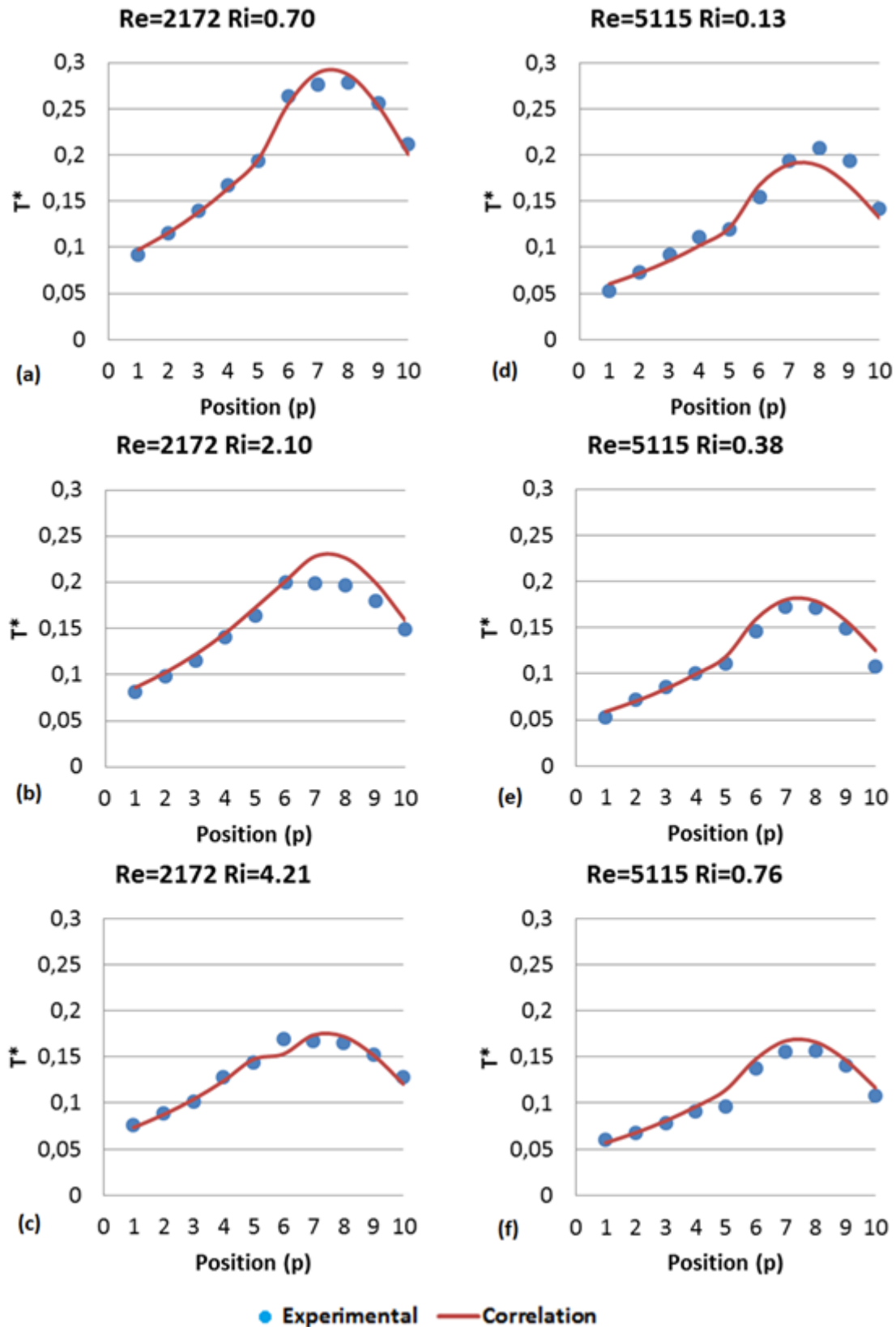


Figure VI-8 Figure 8: T^* correlation and T^* experimental in function of p for a line of products placed at mid-height of the pallet ($m=5$, $n=2$, $k=3$) $p=1-10$ under the 6 operation conditions defined in table 2: $Q/u =$ (a): $0.05w/0.31m.s^{-1}$; (b): $0.15w/0.31m.s^{-1}$; c): $0.30W/0.31m.s^{-1}$; (d): $0.05W/0.73m.s^{-1}$; (e): $0.15W/0.73m.s^{-1}$; (f): $0.30W/0.73m.s^{-1}$

This correlation can be useful to predict the hot spot within the pallet under different configurations. For example, taking the case where the heat generation is $Q=0.05\text{W}$ per product item and if the upwind air velocity is low ($u = 0.3\text{m.s}^{-1}$) then the maximal temperature difference between the product and inlet air is estimated to be $\Delta T = 4.4^\circ\text{C}$. Therefore, to maintain the product temperature below 6°C , the ambient air temperature need to be below 1.6°C . If a higher upwind air can be used ($u = 1 \text{ m.s}^{-1}$), $\Delta T = 2.4^\circ\text{C}$, so ambient air can be controlled at 3.6°C .

VI.3.1.4 Air temperature, heat transfer intensity

The most commonly found correlations in literature are for local heat transfer coefficient. However, calculating heat transfer coefficient in our case becomes very challenging due to two main reasons:

- The products are not perfectly isolated from each other. There are conductive and radiative heat transfers between them. Therefore, the determination of heat transfer between the product and air is not obvious.
- Flow cannot be considered as a plug flow not even 1D flow because the cardboard box has numerous vent holes that allow air to flow in or out which lead to a complex 3D flow. Therefore it is impossible to estimate a bulk air temperature from heat balance.

Local air temperatures at different positions within the pallet were measured. The air temperatures presented in the figure VI-9 were recorded at the layer $m=5$ (mid-height of the pallet), in the air gap between the product and the cardboard box above ($m=4$), at the center line of the pallet.

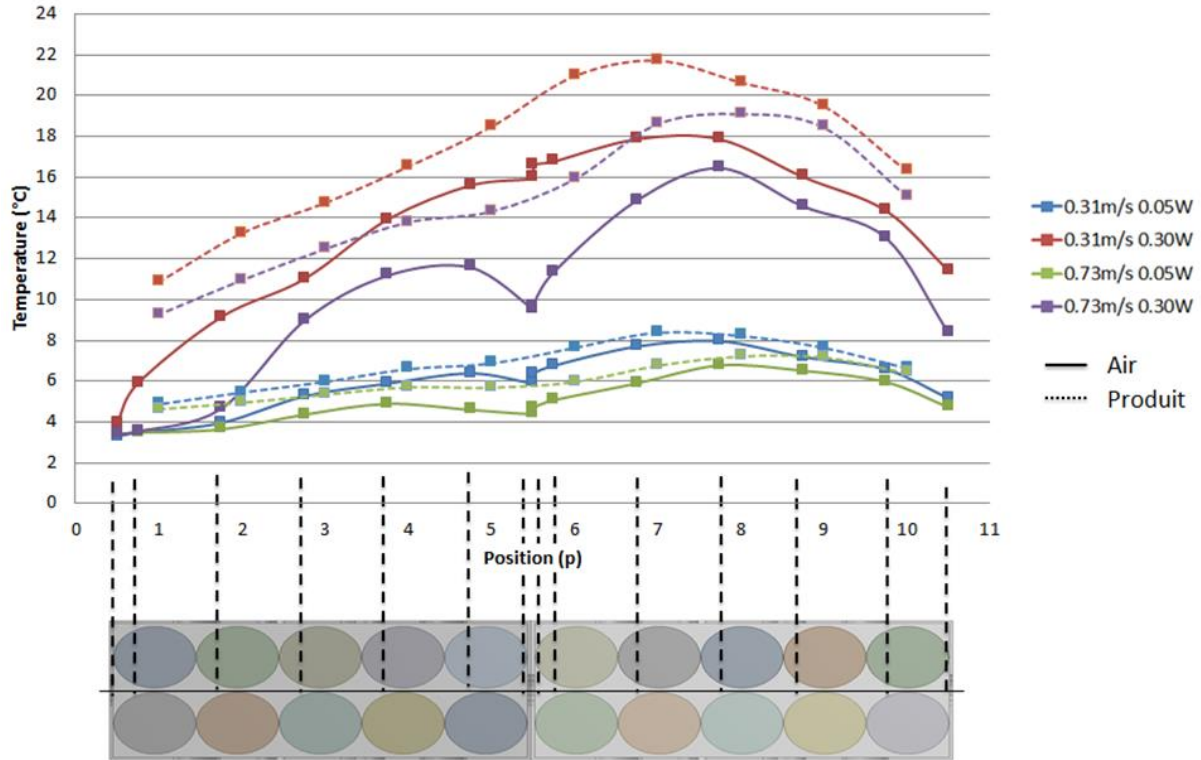


Figure VI-9 Product temperature and air temperature in the air gap of the mid-height layer ($m=5$). Air ambient temperature was: $0.31\text{m.s}^{-1}/0.05\text{W}$: 3.3°C , $0.31\text{m.s}^{-1}/0.30\text{W}$: 3.5°C , $0.72\text{m.s}^{-1}/0.05\text{W}$: 3.4°C , $0.72\text{m.s}^{-1}/0.30\text{W}$: 3.3°C

It can be observed that air temperatures were always lower than that of product. The temperature differences increased with the generated heat flow. In addition, air temperatures had the same tendency as the product temperatures. Air temperatures increased from inlet ($p=0$) to position $p=7$ or 8 , then decreased. This decrease of air temperature proves that there is a source of ambient cold air entering the pallet by vent holes which promotes the cooling process.

The convective heat transfer coefficient (CHTC) of the first row of product ($p=1$) can be calculated by considering the three layers of product ($n=1-3$) as an unique block submitted to air at the inlet value $T_{a.in}$. This CHTC is therefore calculated by:

$$h_{p=1} = \frac{3Q}{A(T_{av} - T_{a.in})} \quad (\text{VI-13})$$

where T_{av} is the average surface temperature of three blocks (measured at 5mm from the surface), A is the exchange area of the of 3 blocks with air. The heat transfer coefficients are

presented in table VI-6. The CHTC increased slightly with the increase of air velocity (effect of forced convection) and heat flux (effect of free convection)

Table VI-6 Heat transfer coefficient of the product at p=1

$h_{p=1}$ (W.m ⁻² .K ⁻¹)	$q=0.05$ W	$q=0.30$ W
$u=0.31$ m.s ⁻¹	2.2	2.5
$u=0.72$ m.s ⁻¹	3.3	3.4

In fact, there is not only the heat transfer by convection between product surface and air but also conduction inside the product and from product to product, radiation and possibly evaporation (not for plaster blocks but for real cheese).

The heat exchange by radiation can be neglected in comparaison with convection since products which radiate each on the others have approximately the same temperature whereas for convection, product temperature is significantly higher than the air temperature. Duret et al. (2014) also found that heat transfer by radiation was negligible while studying the heat transfer in a cold room filled with food products.

The temperature gradient related to conduction within the product can be estimated by:

$$\left\| \vec{\nabla} T \right\| = \frac{Q}{S\lambda} \quad (\text{VI-14})$$

When $Q=0.05$ W, $\left\| \vec{\nabla} T \right\|=0.11$ K/cm. Therefore the temperature difference between the center and the product surface is typically around 0.1K. So it can be neglected

The heat transfer by conduction from product to product can occur through still air trapped in the wrapping (figure VI-10).

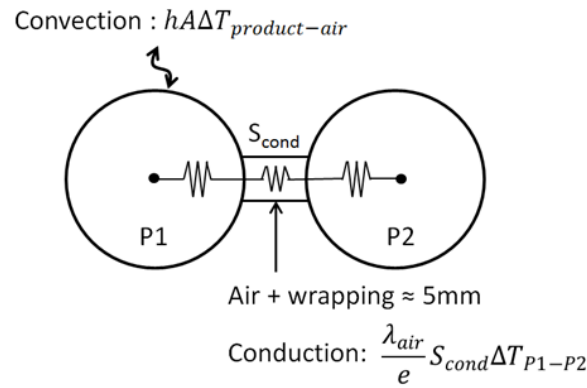


Figure VI-10 Schema of heat transfer by conduction and convection

The heat flow can be estimated by:

$$\frac{\lambda_{air}}{e} S_{cond} \Delta T_{P1-P2} \quad (VI-15)$$

Where e is the thickness of air and wrapping (≈ 5 mm), S_{cond} is the contact surface between two products and ΔT_{P1-P2} is the temperature difference of neighboring products. This heat flow is much lower than the convective exchange from product to air $hA\Delta T_{product-air}$ knowing that $h \approx 3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. So it seems that forced or mixed convective transfer from product with air is the dominant mode of heat exchange.

We used plaster block as a food simulator. Therefore, there is no evaporation. However, we can still estimate the heat transfer by evaporation of the real cheese by assuming that cheese losses 1% of its weight after 1 week. The heat transfer by evaporation of 250g cheese is:

$$Q_{evap} = \frac{mL}{t} \approx \frac{0.01 * 0.25 * 2.5 * 10^6}{3600 * 24} 0.01 \text{ W} \quad (VI-16)$$

Which is low compared to the typical heat generation 0.1W/250g.

For other rows of product ($p=2-10$) the temperature of air increases progressively as it passes through the pallet. Strictly speaking, we cannot use neither the inflow air temperature nor the air temperature measured in the air gap to calculate the CHTC. However, by using the temperature of the air gap, we can at least estimate the order of magnitude. These CHTC values were found to be about 3 to 4 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ and did not vary significantly with the operating conditions and the product positions. Therefore, it seems that the influence of the

operating conditions and the position on the temperature of the product are much related to the evolution of the temperature of the surrounding air than to the heterogeneity of heat transfer intensity.

VI.3.2 Side ventilation

As for frontal ventilation, the thermocouples were instrumented in 3 layers of product ($n=1, 2, 3$) (figure VI-5b) at the mid-height of the pallet ($m=5$). The average difference of T^* between the two repetitions was 0.009.

VI.3.2.1 Product temperature

Figure VI-11 presents the temperature profile in 6 layers of products, for $u=0.31 \text{ m.s}^{-1}$ and $Q=0.05 \text{ W}$.

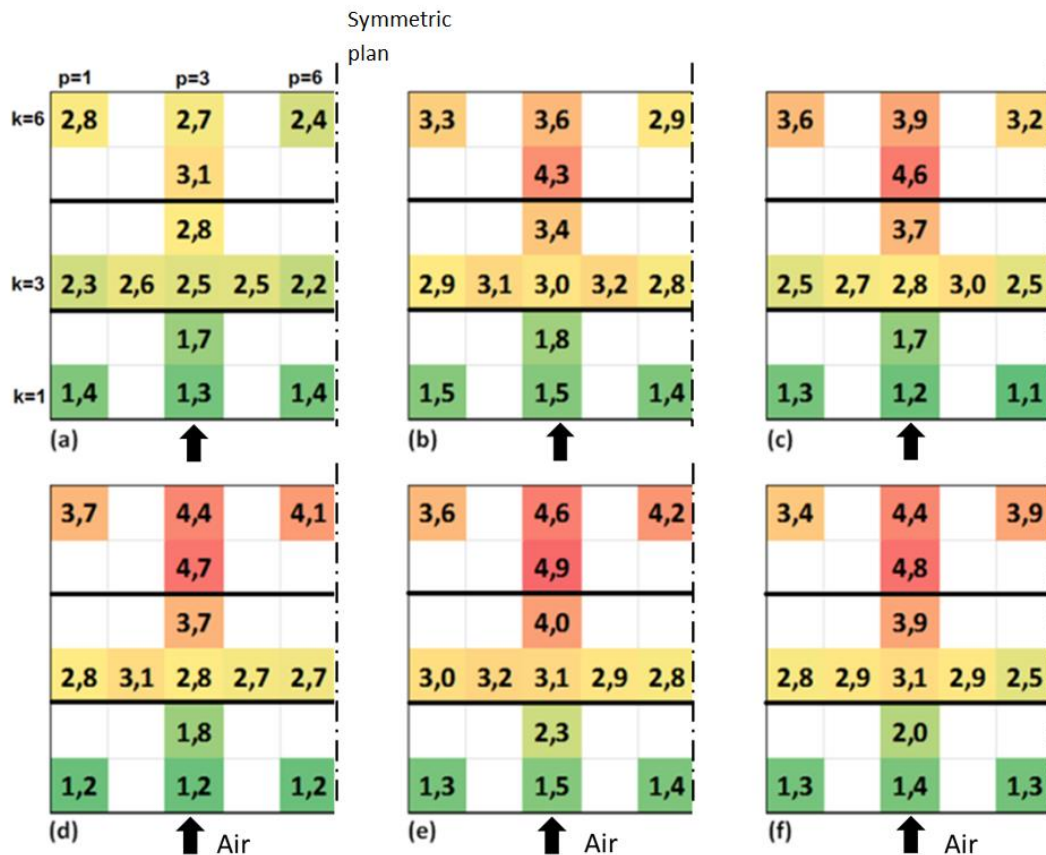


Figure VI-11 Profile of $\Delta T = T_p - T_a$ in ($^{\circ}\text{C}$) for side ventilation conditions: $Q = 0.05\text{W}$, $u = 0.31\text{m/s}$; top layer: a) $m=1 \ n=1$ b) $m=1 \ n=2$ c) $m=1 \ n=3$ mid-height layer: d) $m=5 \ n=1$ e) $m=5 \ n=2$ f) $m=5 \ n=3$. The ambient temperature was 3.4°C in case (a), (b), (c) and 3.5°C in case (d), (e), (f)

The same trend as for frontal ventilation can be observed: The temperature increases along the main flow direction from $k=1$ to $k=5$ then decreases from $k=5$ to $k=6$. In the p direction, the heterogeneity is not as pronounced as in the frontal ventilation: the maximal temperature difference between positions $p=1$ and $p=3$ was $1\text{ }^{\circ}\text{C}$. As for frontal ventilation, except for the top layer ($m=1, n=1$) the temperature is about independent of height position.

Figure VI-12 represents the dimensionless temperature T^* for a line of product ($m=5, n=2, p=3, k=1$ to 6) under the 4 experimental conditions presented in table VI-3.

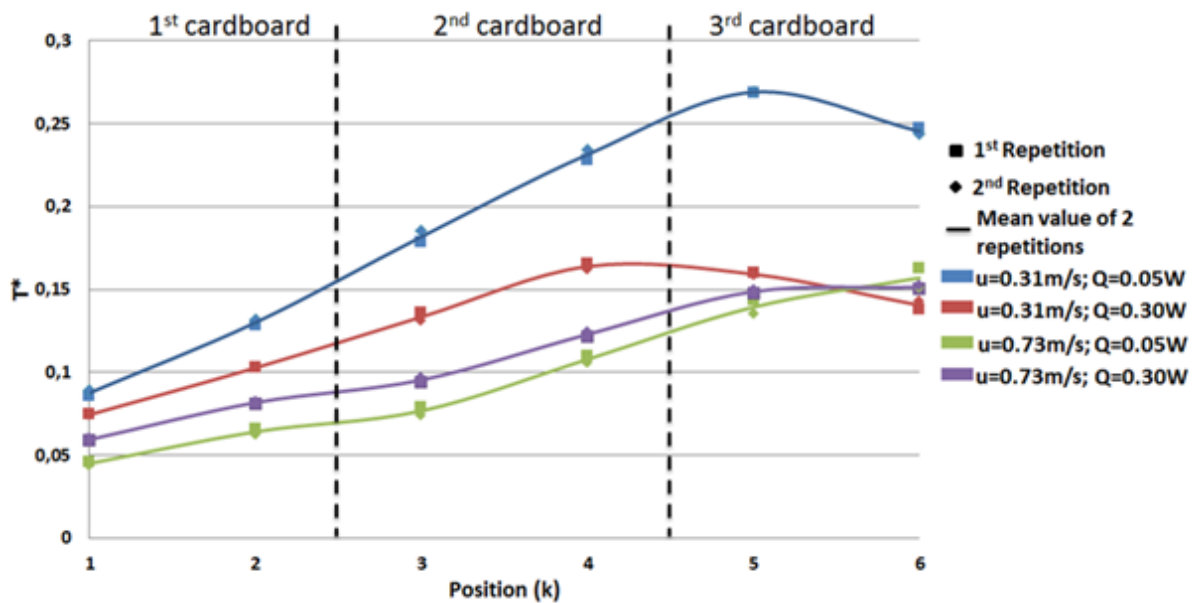


Figure VI-12 Dimensionless temperature T^* of the line of product at the center of the pallet under side ventilation in different 4 configurations: $u = 0.31\text{m.s}^{-1}$ and 0.73m.s^{-1} ; $q = 0.05\text{W}$ and 0.30W

The same trend was observed in the first two cardboards ($k=1-4$): T^* increased in function of position (k) due to the heating up of air as it passed through the pallet. From $k=4$ to $k=6$, two opposing trends were observed depending on the velocity. When $u=0.73\text{ m.s}^{-1}$, the temperatures continued to increase until $k=6$. This tendency is opposite to the one observed in frontal ventilation case. This could be due to the fact that the lateral vented area is bigger than the frontal vented area. Also the vent holes are aligned in the main flow direction of side ventilation which is not the case of frontal ventilation (figure VI-13).

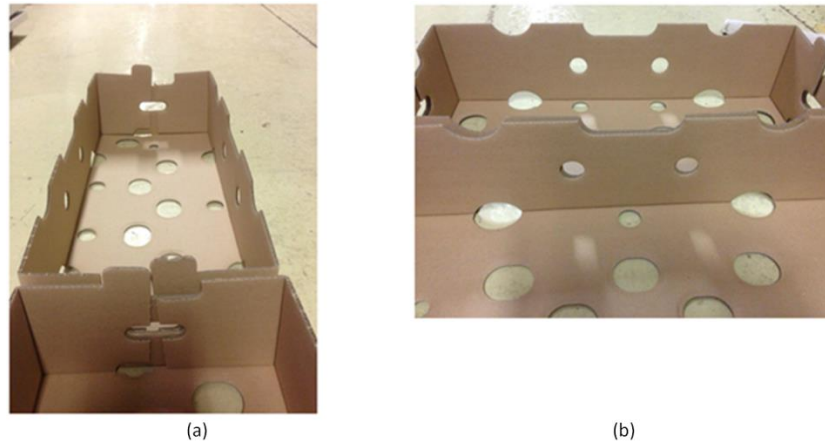


Figure VI-13 Geometry of contact vent holes of two side by side cardboard boxes: (a): frontal ventilation, (b) side ventilation

Therefore the quantity of air passing from one cardboard box to the next one is greater in case of side ventilation. However, at the lower velocity (0.31 m.s^{-1}), the temperature has the tendency to decrease toward the end. The greater the heat flux, the earlier the temperatures start to decrease: T^* start to decrease at $k=4$ when $q = 0.30 \text{ W}$ and at $k=5$ when $q=0.05$. These tendencies were confirmed by the repetitions of experiment (figure VI-12). It can be supposed that this decrease of T^* is due to natural convection. When the forced air velocity is weak, natural convection flow pattern appears: cold ambient air enters the 3rd cardboard box by vent holes located at the bottom or mid-height (figure VI-14).

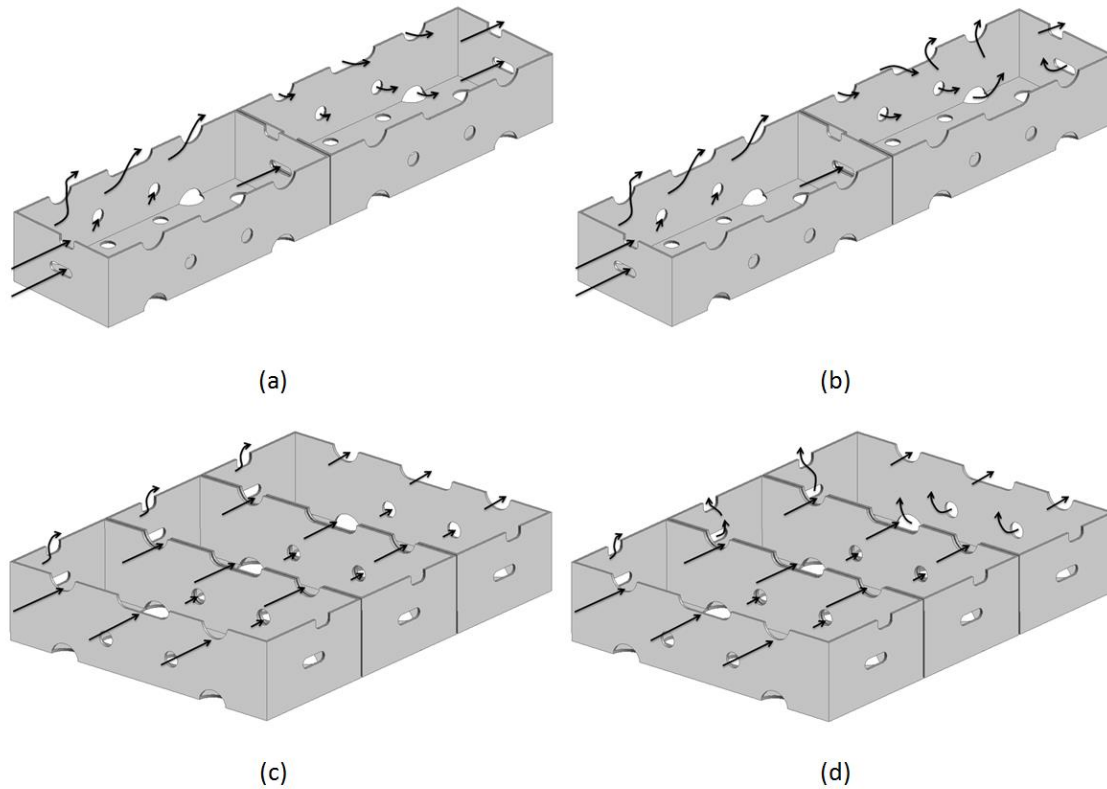


Figure VI-14 Theoretical air flow distribution schemas of interaction between forced and free convection: (a) frontal ventilation, pure forced convection, (b) frontal ventilation, mixed convection, (c) side ventilation, pure forced convection, (d) side ventilation, mixed ventilation

This air movement contributes to cool down the product located at $k=5$ and 6. Then air is warmed up and moves upwards. This upward air movement of natural convection causes the suction of cold air through vent holes (figure VI-14).

Since the evolution of temperature in this configuration is more complicated, it is needed more data in order to determine a correlation for T^* at all positions. Therefore, only one correlation to predict T_{max}^* was established:

$$T_{max}^* = 44.27 \frac{Re^{-0.65}}{1 + 0.19 Ri} (R^2=0.995) \quad (VI-17)$$

This correlation allows estimating the hot spot in the pallet for industrial applications. This T_{max}^* and its corresponding product location reflect the global thermal behavior of the pallet. It depends on the size, shape, and heat produced by the product but also on the airflow rate and the accessibility of the airflow to the product via mixed convection mechanism. The latter is determined not only by the product stacking pattern in the cardboard, the design of the

packaging related to width of air gap headspaces, vent holes location and opening ratio OR, but also by the stacking of individual cardboard box on a pallet, as vent holes might be connected or obstructed.

VI.3.3 Comparison between the two pallet orientations

For side ventilation compared to frontal ventilation:

- There are more vent holes in the main flow direction which allows more cold air entering by forced convection.
- There are more rows of cardboard box (3 instead of 2)
- There are less rows of product (6 instead of 10)

Figure VI-14 gives a schematic view of the hypothetical flow patterns for the two ventilation directions depending on free and forced convection. For frontal ventilation, since there is only one hole allowing air passing for 1st and 2nd cardboard, it is expected that part of the air entering cardboard box 1 exits laterally (figure VI-14 a). Inversely, since there is a small under-pressure downstream of the pallet (of order $\frac{1}{2}\rho u^2$), air is expected to enter cardboard box 2, even for dominating forced convection, through lateral and downstream vent holes.

The table VI-7 summarizes the maximal value, the average and the standard deviation of ($T_p - T_{a.in}$) for all the measurement positions ($m=5, n=2$) for the two ventilation directions under different operating conditions.

Table VI-7: Comparison of maximum values: average and standard deviation of $T_a - T_{a.in}$ for the two pallet orientations related to frontal and side ventilation (°C)

		Pallet orientation	
		Side ventilation	Frontal ventilation
$u=0.31 \text{ m.s}^{-1}$	$\Delta T \text{ max}$	4,9	5,2
$Q=0.05 \text{ W}$	$\Delta T \text{ average}$	2,9	3,2
	$\Delta T \text{ standard deviation}$	1,1	1,1
$u=0.31 \text{ m.s}^{-1}$	$\Delta T \text{ max}$	18,5	18,5
$Q=0.30 \text{ W}$	$\Delta T \text{ average}$	12,7	12,4
	$\Delta T \text{ standard deviation}$	3,5	3,7
$u=0.73 \text{ m.s}^{-1}$	$\Delta T \text{ max}$	3,2	3,8
$Q=0.05 \text{ W}$	$\Delta T \text{ average}$	1,7	2,2
	$\Delta T \text{ standard deviation}$	0,8	0,9
$u=0.73 \text{ m.s}^{-1}$	$\Delta T \text{ max}$	16,6	17,5
$Q=0.30 \text{ W}$	$\Delta T \text{ average}$	10,4	11,0
	$\Delta T \text{ standard deviation}$	3,6	3,9

From the table VI-7, the heterogeneity is nearly the same for the two pallet orientations, i.e the standard deviations have the same order of magnitude for given operating condition (u , Q). However, concerning the cooling efficacy, side ventilation has slightly better performance: For most of the case (except $u=0.31\text{m/s}$ and $Q=0.30 \text{ W}$), the maximal temperature and the mean temperature of the products are lower in case of side ventilation.

VI.4 Conclusion

Experiments were carried out to study the combination of forced and free convective heat transfer within a ventilated pallet of product generating heat. The study showed heterogeneity of temperature in length and in width of the pallet but insignificant in height. Two pallet orientations have been investigated: frontal and side ventilation. The product temperature evolution along the main flow direction has the same tendency: the temperatures increase on about $\frac{3}{4}$ of the length and then decrease in most cases. The comparison between two pallet orientations shows that side ventilation gives slightly better cooling because there are more vent holes allowing air passing from one cardboard box to the next one in the ventilation direction.

A dimensionless correlation was established to predict product temperature in function of position, Richardson and Reynolds number for frontal ventilation. The correlation showed a good agreement with experimental results. It can be used to predict the temperature of the product under different operating conditions (ambient temperature, air velocity, heat generation). A correlation giving the maximal temperature was proposed for both pallet orientations. These correlations can be applied only for this type of pallet. If the opening ratio of the packaging ($OR = \frac{Vent\ hole\ area}{Total\ area}$) increases, it is expected that the multiplicative parameter will increase. The relative influences of forced and free convection should not vary a lot. Therefore, in similar conditions the terms involving Re and Ri could be maintained as in our study.

In case of several pallets touching each other only one or two lateral rows would benefit from the lateral inlet of ambient air. For the other rows, the product temperature evolution would be certainly similar to the evolution observed for $k=3$ in our case.

A further study, including air velocity measurement should allow a better understanding of the interaction between forced and free convection. The results will be presented in a future paper.

Acknowledgments

We would like to acknowledge financial and technical supports for this work provided by CNIEL (the French Dairy Interbranch Organization) and ANRT (National Association of Research and Technology)

Chapitre VII : Etude numérique CFD (article 4)

Objectif

Un modèle 3D d'une couche de cartons d'une palette a été construit sur Ansys Fluent. Ce modèle numérique permet de compléter les informations manquantes de la partie expérimentale comme le débit d'air à travers chaque orifice, les pertes de charge, les champs de vitesse complets dans la palette... De plus, le modèle numérique permet facilement d'étudier l'influence des paramètres ce qui est coûteux et chronophages par la méthode expérimentale. Un cas fictif a été étudié où l'effet de la convection naturelle a été supprimé (sans gravité) afin d'évaluer la contribution de la convection naturelle sur le transfert de chaleur.

Résultats principaux

Le modèle a été validé par les données expérimentales, en effet, un bon accord a été obtenu pour les profils de vitesse d'air et de température du produit. Le modèle prédit correctement la tendance de la distribution des flux d'air et peut donc devenir un outil numérique pour la prédiction de la température des produits selon différents scénarios.

La pression diminue lorsque l'air pénètre plus profondément dans la palette, cependant, le champ de pression dans un carton est assez homogène ce qui signifie que la perte de charge due aux produits est négligeable comparée à celle due aux orifices. La vitesse d'air diminue et sa température augmente en traversant la palette, ce qui induit une augmentation de la température des produits.

Une entrée d'air par les orifices de la face aval a été visualisée et il a été montré que la convection naturelle apporte un effet positif sur l'échange de chaleur. De plus, les températures des produits sont plus élevées sans la convection naturelle, en effet, plus le produit est situé profondément dans la palette, plus l'influence de la convection naturelle est importante.

Valorisation

1 article dans le journal «Applied Thermal Engineering » (soumis)

CFD modelling of a pallet of heat generating product: applied to a cheese product

Anh Thu Pham^{(1)(2)(3)(*)}, Jean Moureh⁽¹⁾, Mourad Belaidi⁽¹⁾, Denis Flick⁽²⁾

(1) Irstea, GPAN, 1 rue Pierre-Gilles de Gennes, CS 10030, 92761 Antony Cedex, France

(2) AgroParisTech, Inra, Université Paris-Saclay, UMR Ingénierie Procédés Aliment, 1 Rue des Olympiades, 91300 Massy, France

(3) CNIEL, 42, rue de Châteaudun – 75314 PARIS Cedex 9, France

() anh-thu.pham@irstea.fr*

Abstract

This work aimed to study numerically the heat transfer and airflow within a pallet of product generating heat. A computational fluid dynamics (CFD) model of palletised cheese inside a cold room was developed. The model took into account the effect of the natural convection induced by the heat generating product. A full scale experimental set up under controlled operating conditions was built to validate the model. The air velocity within the pallet was measured by using the laser Doppler Velocimetry (LDV). Three heat fluxes and two upwind air velocities were chosen: $Q = 0.05W$, $0.15W$ and $0.30W$ per product of $250g$; $u_{air.in} = 0.31m.s^{-1}$ and $0.73m.s^{-1}$. The model predicted well both the product temperatures and airflow patterns. This model is a potential designing tool to optimize the cooling system of heat generating product. The model can also be adapted for other food products as well as other packaging.

Keywords: Heat transfer, temperature distribution, cheese, heat generating product, airflow pattern

NOMENCLATURE

D	Cheese diameter	[m]
g	Acceleration due to gravity	[m.s ⁻²]
Q	Heat flow per product item	[W]
T	Temperature	[K]
u	Flow velocity	[m.s ⁻¹]

Greek symbols

ΔT	Temperature difference: $T-T_{a.in}$	[K]
β	Thermal expansion coefficient	[K ⁻¹]
λ	Thermal conductivity	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ρ	Density	[kg.m ⁻³]
ν	Kinematic viscosity	[m ² .s ⁻¹]
k	Turbulence kinetic energy	[m ² . s ⁻²]
ε	Turbulence dissipation rate	[m ² . s ⁻³]

Dimensionless numbers

Nu	Nusselt number	[-]
Gr	Grashof number	[-]
Pr	Prandtl number	[-]
Re	Reynolds number	[-]
Ri	Richardson number	[-]

Indices

a	air
in	inflow/ upwind
p	product

VII.1 Introduction

Temperature is the most important factor to be taken into consideration when ensuring the quality of a product throughout the cold chain (Defraeye et al. 2015, Ambaw et al. 2016). The temperature evolution depends greatly on the air flow within the pallets. Moureh and Flick (2004) and Moureh et al. (2002) pointed out that the compactness of the pallets increases the heterogeneity of ventilation. Moureh et al. (2009) showed that in the same enclosure, the rear pallet was 20 times less ventilated than the front pallet. Cooling heterogeneity exists also within the pallet (Hoang et al. 2012).

A constant uniform temperature is difficult to obtain for stacked food products in general and is even more challenging for heat-generating products such as cheese. Air distribution is one of the most important factors to be taken into consideration when ensuring the level and the uniformity of cooling. In cold chain facilities, cheese is often packed in vented cardboard boxes which are then stacked on pallets. An optimal ventilation system associated with a suitable vented package design should promote internal ventilation within the pallet. This allows cold air to flow within and around the packed product and enables evacuation of warm air.

The heat generated by the product induces natural convection while the airflow is dominated by forced flow around the pallet. Therefore, a mixed convection regime can occur within the pallet. The airflow and heat transfer within a stack of product have been studied numerically by many authors. Different parameters have been taken into account: packaging material (Ngcobo et al. 2012), package vents (Castro et al. 2004, Ferrua and Singh 2009, Defraeye et al. 2014), stacking pattern (Ferrua and Singh 2009) and air flow rate (Tutar et al. 2009). However, none of these studies took into account the effect of the respiration heat of the product. The assumption that heat generation is a negligible factor is commonly made (Ferrua and Singh 2008, Defraeye et al. 2013). It was claimed to have an insignificant impact on the cooling rate of fresh horticultural produce during forced-convective precooling (Sadashive Gowda et al. 1997). However, mixed convection can occur during the storage of heat-generating product because of poor ventilation.

The mixed convection regime is rarely studied in the case of stacked food products. However, mixed convection can be found in many other fields such as solar collectors, ventilation of

electronic devices, compact heat exchangers and nuclear reactors (Durand-Estebe et al. 2014, Tian et al. 2018)

The presence of natural convection can create recirculating zones between the products (Boutina and Bessaïh 2011) and reverse flow (Maré et al. 2005). These two phenomena were found to play an important role in heat transfer (Boutina and Bessaïh 2011, Tian et al. 2018). The occurrence of mixed convection can be determined by the combination of the Reynolds, Grashof and the Prandtl numbers (Maré et al. 2005). The recirculating zones decrease when the Reynolds number increases and the heat flux decreases (Boutina and Bessaïh 2011). The most common criterion used to determine the mode of convection is the Richardson number (Gr/Re^2) which represents the ratio between the buoyancy and the inertial forces. When $Ri < 0.1$, natural convection is negligible; when $Ri > 10$, forced convection is negligible and mixed convection occurs when $0.1 < Ri < 10$ (Tian et al. 2018). However, in some cases: non-uniform heat flux (Huang et al. 2017), inclined and narrow rectangular channel (Tian et al. 2018)... mixed convection cannot be uniquely determined by Richardson number.

Forced flow and flow induced by natural convection can be in the same direction (assisting mixed convection), opposing direction (opposing mixed convection) or perpendicular (transverse mixed convection) (Sumon et al. 2016). Depending on the system, free convection can promote or prevent heat transfer. Joye (1996) found that an opposing direction gives better overall heat transfer than assisting direction. While studying heat transfer inside a horizontal circular cylinder, Mohammed and Salman (2007) concluded that natural convection improves the heat transfer for high Reynolds numbers and decreases heat transfer where Reynolds numbers are low. Transverse mixed convection allows better mixing and a higher heat transfer coefficient (Tian et al. 2018). Since the position of natural convection flow with respect to forced flow greatly influences heat transfer, a number of authors have chosen to study the angle of the heating surface (Maughan and Incropera 1987, Chong et al. 2008, Boutina and Bessaïh 2011). Mohammed and Salman (2007) found that at low Reynolds numbers, the Nusselt number increased as the cylinder moved towards the horizontal position. While at high Reynolds numbers, the Nusselt number increased as the angle of inclination moves towards 60° . These studies proved that the inclination angle of the heating surface is not the only parameter that influences heat transfer under mixed convection. The Nusselt number can increase or decrease with the increase in the inclination angle under different conditions (Chong et al. 2008).

The geometrical parameters of the system also play an important role in heat transfer. Boutina and Bessaïh (2011) found that heat transfer increases when the dimensions of the heat source increase compared with the height of the channel. Also, when the distance between the heat sources is increased the average Nusselt number rises (Ali et al. 2018).

The increasing development of both computers and the field of computational fluid dynamics (CFD) in recent years has opened up possibilities to perform numerical modelling and simulations with an acceptable level of accuracy and with fewer experiments required. This makes it possible to obtain a complete description of the three-dimensional flow in the entire system in terms of velocity field and temperature distribution.

To take into account the effect of products on the airflow within the stack, numerous studies (van der Sman 2002, Zou et al. 2006, Moureh et al. 2009, Delele et al. 2013) used the porous-medium approach since it is easy to implement in the numerical model. This two-phase approach eliminates the need to generate complicated meshes to describe the geometric details of individual products in terms of size, shape, and air gap spaces within the load. However, the continuous-medium assumption becomes questionable especially when the ratio of package-to produce diameter is less than 10 (Verboven et al. 2006), which often occurs in the case of individual packages of cheese. In these cases, the heterogeneity of the local airflow pattern within packages exerts a major impact on the transport phenomena (Ferrua and Singh 2008). Another significant limitation of this approach is that it neglects internal product gradients and the inertial effects of airflow around vents (Zhao et al. 2016)

To overcome the limitations of the porous-medium approach, direct CFD simulations based on the explicit geometry of produce and ventilated boxes were developed to investigate the airflow and temperature distribution within stacks of horticultural products. Despite the computational requirements and numerical difficulties, direct CFD simulations lead to a more fundamental understanding of the local behavior of the fluid flow and heat transfer within packages.

In a review, Zhao et al. (2016) recommend the use of the porous medium approach for large spaces (such as cold room, a refrigerated vehicle, refrigerated containers) in order to understand the macro phenomena of spatiotemporal heat and mass transfer, and direct CFD simulations for small ensembles of packages to obtain the detailed characteristics of the airflow and heat transfer (Delele et al. 2008, Ambaw et al. 2013, Defraeye et al. 2015).

Despite all the above-mentioned advantages, the accuracy and reliability of CFD simulations remain important concerns and therefore, CFD validation and verification are imperative. However, it is noteworthy that the validation of the majority of CFD models reported in the literature (Delele et al. 2008, Dehghannya et al. 2012, Ngcobo et al. 2013) was obtained by using intrusive pointwise velocity measurements or indirect techniques such as measurements of pressure drop or temperatures. Thus, there is a need to use more advanced non-intrusive techniques such as LDV in order to obtain sufficiently high resolution to characterize air flow patterns and velocity profiles. The obtaining of such results provides a better understanding of airflow characteristics and also improves the quality of CFD validation.

Although many aspects of heat transfer under mixed convection have been studied, no study applied to palletized food product was identified. This study aimed to predict heat transfer and airflow within a pallet of heat-generating product (cheese) by direct three-dimensional CFD modelling. The model took into account the detailed geometries of the products and of the boxes (size, shape and location of vent holes) as well as the heat generated by the respiration of the product. The aim was to gain a better insight into the effect of all these parameters on the local heterogeneities of velocities and temperatures within the packages. Finally, validation of the model was obtained by comparisons with experimental data related to velocities obtained by LDV and temperature measurements.

VII.2 Materials and methods

VII.2.1 Experimental set-up

The experimental pallet consisted of 9 layers of boxes (figure VII-1). Each layer contained 6 boxes, and 30 products per box. In order to ensure reproducible experiments, cheese was replaced by plaster blocks in which heating resistances were inserted in order to simulate the heat flux of the product. The pallet was placed inside a room with controlled temperature and upwind air velocity (figure VII-2). The upwind air velocity in the experimental room varied between 0.31 m.s^{-1} and 0.73 m.s^{-1} . More details on the experimental set-up can be found in Pham et al. (2019)



Figure VII-1 Experimental set-up

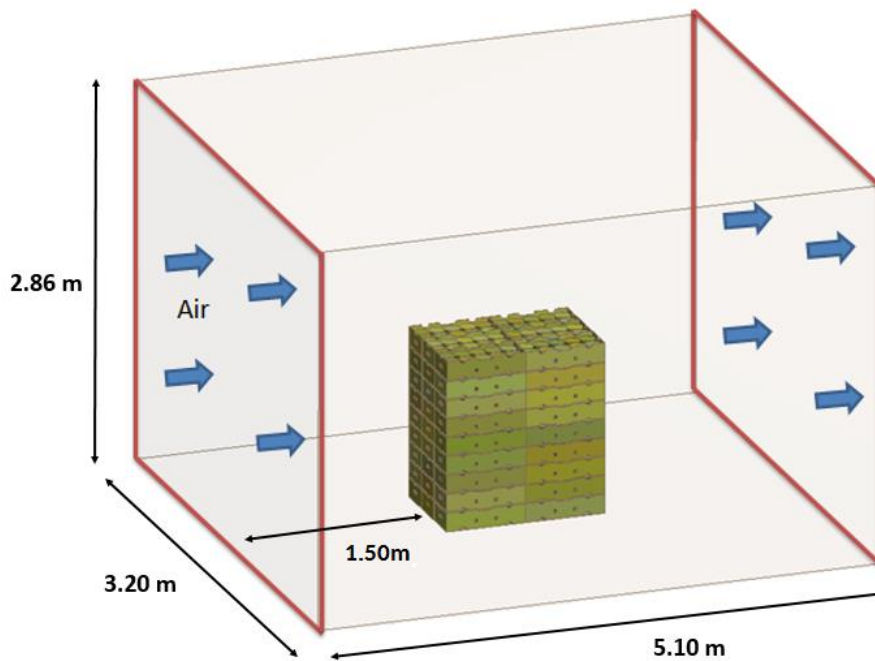


Figure VII-2 Simplified diagram of the room in which the experimental work was conducted

The temperature was measured using T-type thermocouples (with a precision of ± 0.1 K after individual calibration between 273 and 293 K). The air velocity within the pallet was measured using LDV. The accuracy of LDV (Dantec – FlowExplorer-2D) is estimated to be less than 1% for velocity measurement of one tracer particle (manufacturer's data) and less

than 2.3% for the time-averaged velocity. The LDV was placed on a displacement system that makes it possible to control movement in three directions (x , y , z). The movement of the LDV was controlled by a computer placed outside the experimental room. The number of tracked particles at each measurement point varied between 2000 and 10 000. Since LDV cannot measure directly the air velocity, the presence of microscopic particles in the air is needed. Therefore, an atomizer (manufactured by Areco, reference OD V7) was used to spread water droplets inside the air stream. These water particles were then conveyed into the pallet by the air stream and allowed LDV measurements when they passed through the laser beams.

Due to its low airflow resistance, the headspace (the space between the top of the product in a box and the bottom of the box located above it) which is directly connected to the main vent holes, forms an important internal channel acting as a preferential pathway within a pallet layer. In forced-convection dominating flow, the horizontal headspace flow makes it possible to capture and evacuate the heat generated by the packed products for the considered layer. This ensures internal ventilation while avoiding heat accumulation in the core of the pallet. Figure VII-3 presents the lines along which the velocity profiles were measured at the mid-height of the headspace.

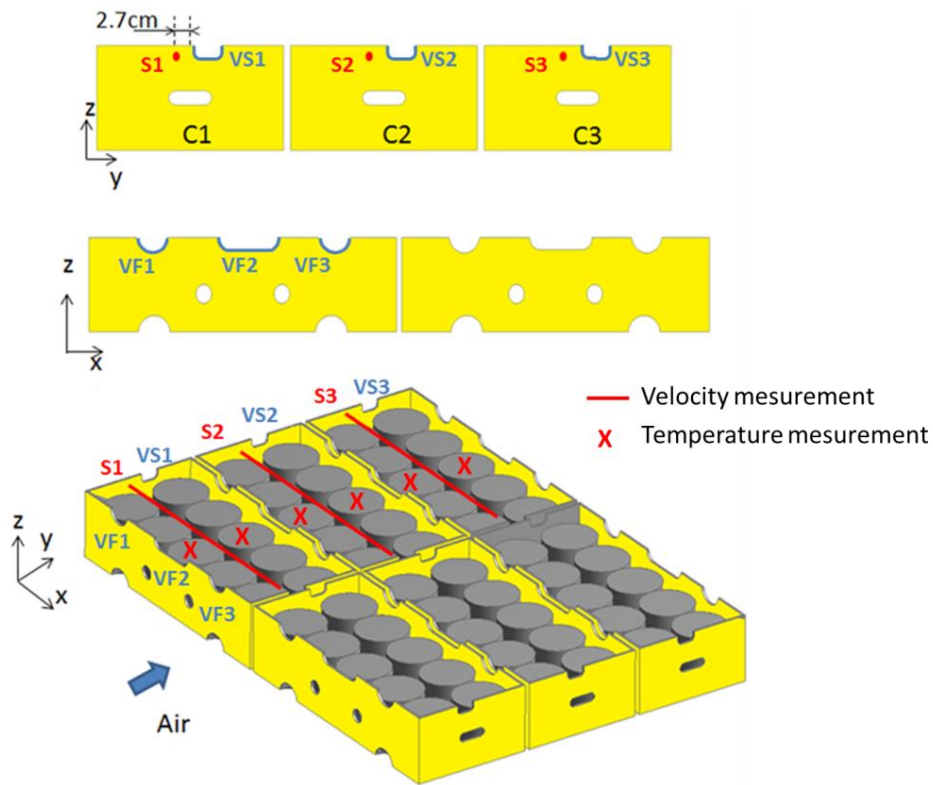


Figure VII-3 Velocity and temperature profiles used to validate the model

Experimental conditions

The fan speed was adjusted to obtain an upwind air velocity of 0.31 m.s⁻¹ and 0.73 m.s⁻¹. The heat flux generated by product was varied in order to cover a wide range of Richardson number, which is the number characterizing the mixed convection. For this study the Reynolds, Grashof and Richardson number are defined as follows:

$$Re = \frac{u_{air.in} D}{\nu} \quad (VII-1)$$

$$Gr = \frac{g\beta Q D^2}{\lambda \nu^2} \quad (VII-2)$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta Q}{\lambda u_{air.in}^2} \quad (VII-3)$$

where D is the diameter of one camembert (110 mm) which is close to the height of three superimposed camemberts with packaging (3 x 40 mm); $u_{air.in}$ is the upwind velocity and Q is the heat flow corresponding to one camembert; $g = 9.81 \text{ m.s}^{-2}$, $\nu = 1.57 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$, $\lambda = 0.026 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\beta = 0.0036 \text{ K}^{-1}$. In the experiments, the Richardson numbers ranged from 0 to 3.5. Table 1 summarizes the experimental conditions.

Table VII-1 Test conditions

	$u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 1541$)	$u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$ ($Re = 4203$)
Heat flux	0W ($Ri=0$) ^Δ	0W ($Ri=0$) ^Δ
(per cheese item of	0.05W ($Ri=0.58$) * ^Δ	0.05W ($Ri=0.11$) * ^Δ
250 g)	0.15W ($Ri=1.75$) *	0.15W ($Ri=0.32$) *
	0.30W ($Ri=3.51$) * ^Δ	0.30W ($Ri=0.63$) * ^Δ

*Temperature measurements; ^Δ Velocity measurements

VII.2.2 CFD model

VII.2.2.1 Geometrical configurations

One pallet contains 1620 camemberts. Due to the limit of the computational resources, it was not possible to model a whole pallet. Also, it was found that there was no significant

temperature difference between the 9 layers of the pallet with the exception of the top layer which was in direct contact with ambient air (Pham et al. 2019). Therefore, only the middle box layer of the pallet was modelled, since the most important objective was to identify the maximum temperature of the product. Ambaw et al. (2017) made the same hypothesis when studying the heat transfer of a pallet of pomegranates. The dimensions of the box are presented in figure VII-4. The model considered cylindrical blocks representing 3 superimposed camemberts (figure VII-4). The thickness of the cardboard was neglected. The camemberts were equidistantly arranged inside the cardboard box. The air gaps between boxes (1 cm) were also modelled.

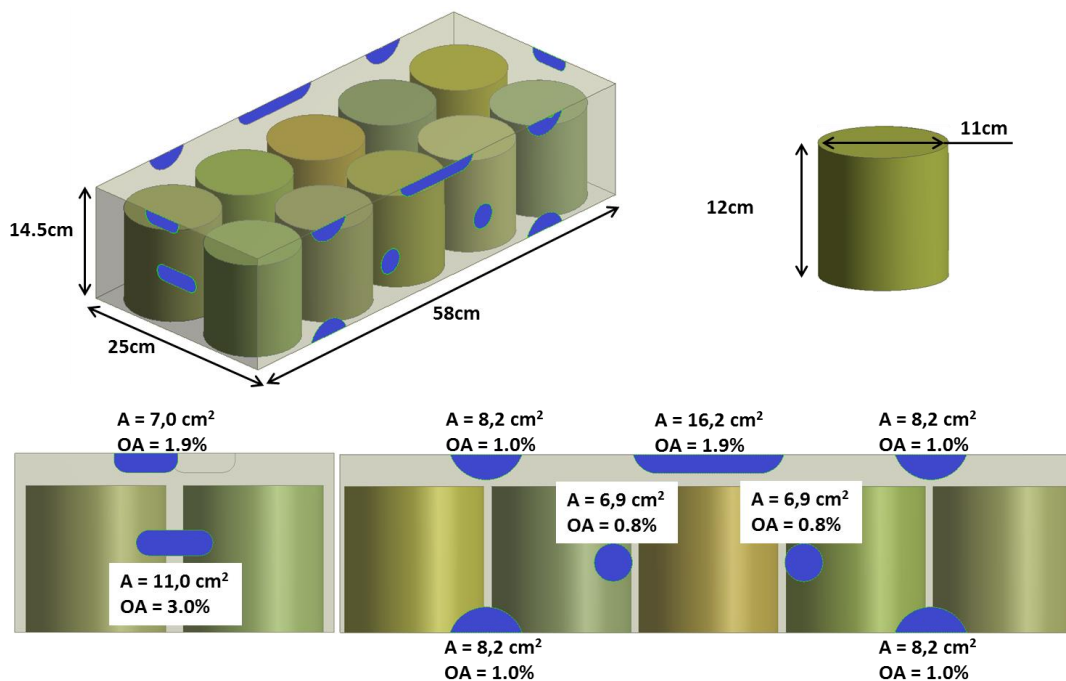


Figure VII-4 Dimensions of the box and the product (OA: opening area)

VII.2.2.2 Hypotheses

In order to reduce the calculation time, several hypotheses were applied to our model:

- Heat transfer by radiation during forced-air cooling is small compared with convective heat transfer (Defraeye et al. 2013, O'Sullivan et al. 2016). Therefore, the model did not include radiation. Heat transfer by conduction and convection was taken into account. Natural convection was also included in the model by using the ideal gas law and activating gravity
- Each product was packed in primary packaging including stagnant air (figure VII-5)

- A source term was defined within the product with a constant volumetric heat generation $q=Q/V_p$ where Q is the heat load (W) and V_p the product volume (m^3).

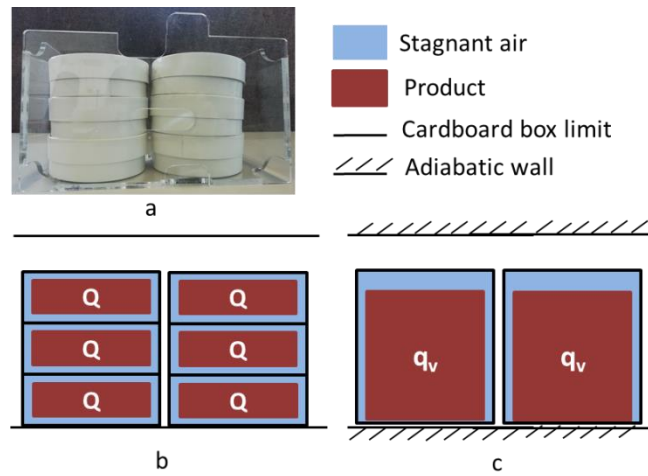


Figure VII-5 a) Photo of cheese wrapped in the primary packaging; b) simplified diagram showing cheese packaging; c) diagram of the model

VII.2.2.3 Governing equations

The airflow and heat transfer predictions are based on the conservative laws of mass momentum and energy. They were formulated using the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. The buoyancy effect is included in the momentum equation, and density is treated using the incompressible ideal gas law (density varies with temperature alone).

In this study, the realizable κ - ϵ turbulence model (Shih et al. 1995) with the Enhanced Wall Treatment was used. This near-wall modelling method, that combines a two-layer model, guarantees the correct asymptotic behavior for large and small y^+ values and reasonable representation of velocity profiles in the cases where y^+ falls inside the buffer region. This is obtained by blending the linear (viscous-sublayer) and logarithmic (turbulent) laws using a function suggested by Kader (1981)

The κ - ϵ turbulence model was chosen by many studies (Asako and Faghri 1991, O'Sullivan et al. 2016, Ali et al. 2018, Park et al. 2018). Sarper et al. (2018) also claimed that the realizable k - ϵ is more accurate for modelling flows with recirculation and flow separation. The equations can be written as follows:

Mass conservation:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{VII -4})$$

Momentum conservation:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) \right] + (\rho - \rho_0) g_i \quad (\text{VII 5})$$

Energy conservation

$$\frac{\partial \rho C_p u_j T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p \overline{u_j' T'}) \quad (\text{VII -6})$$

Where $\overline{u_i' u_j'}$ and $\overline{u_j' T'}$ are, respectively, the unknown Reynolds stresses and turbulent heat fluxes. The obtaining of these quantities depends on the turbulence closure. A common method is to use the Boussinesq hypothesis that relates the Reynolds stresses with mean velocity gradient through eddy viscosity and the turbulent heat fluxes are modelled based on the Boussinesq analogy to turbulent momentum transfer expressed as:

$$-\rho C_p \overline{u_j' T'} = \frac{C_p \mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (\text{VII -7})$$

Where μ_t is the turbulent eddy viscosity; σ_t is turbulent Prandtl number.

The realizable k- ϵ model of Shih et al. (1995) improves the standard k- ϵ model described by Launder and Spalding (1974) by introducing a new dissipation rate equation model for ϵ while keeping the same transport equation for turbulent kinetic energy k.

The eddy viscosity formulation is same as for the standard k- ϵ model Eq. (VII-8)

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (\text{VII -8})$$

To achieve the positivity of normal Reynolds stresses, the C_μ is no longer constant but a function of the turbulence fields, mean strain and rotation rates (Shih et al. 1995)

VII.2.2.4 Computational grid

The space between the products is very narrow (about 1 mm), which is less than 1% of the diameter of the product. In certain cases, the contact between the products can cause highly skewed elements which may compromise the convergence of the numerical solution; one solution involves the creation of small gaps to avoid meshing problems. For this purpose, Ferrua and Singh (2008) modelled spheres with a diameter equal to 99% of the real ones, O'Sullivan et al. (2016) found that 2 mm is the minimum distance between two kiwi fruit that makes it possible to avoid distorted and unstable mesh. Therefore, in our model, the length of the cardboard box was 1 cm longer than that of the real one in order to avoid meshing problems.

Due to the complexity of the geometric configuration including rectangular shapes (box, external domain) and circular shapes (vents, products), a hybrid grid combining tetrahedral and hexagonal cells was built within the computational domain.

A coarser mesh was created close to the inlet and outlet boundaries, which became finer near the package domain where high velocity and temperature gradients are expected. The size and density distribution of the mesh were determined to ensure a good mesh in regions where critical features of flow occur such as around the vent holes and within air gaps separating products. Very fine hybrid mesh was also used inside the products to determine the heat transfer. Special care was taken to create a finer mesh around the product walls to accurately capture the interfacial heat fluxes.

Prior to performing numerical model simulations, mesh sensitivity analysis was conducted to determine the most suitable mesh configuration for our model. Different numbers of elements were tested: $5 \cdot 10^5$, $5 \cdot 10^6$, $8 \cdot 10^6$, 10^7 and $1.7 \cdot 10^7$. To examine the reliance of numerical accuracy on grid sizes, the configuration with the highest natural convection effect ($u_{\text{air.in}} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ and $Q = 0.30 \text{ W}$) was chosen to compare the results. Figure VII-6 shows the maximum temperature as a function of the number of elements. It can be seen that from 10^7 elements, the results stabilize. The maximum temperature difference between 10^7 and $1.7 \cdot 10^7$ cells is 0.2°C . Also, the airflow rate difference between these two grids is 1.6%. Therefore, it can be considered that increasing the grid number to more than 10^7 does not improve significantly the precision of the result.

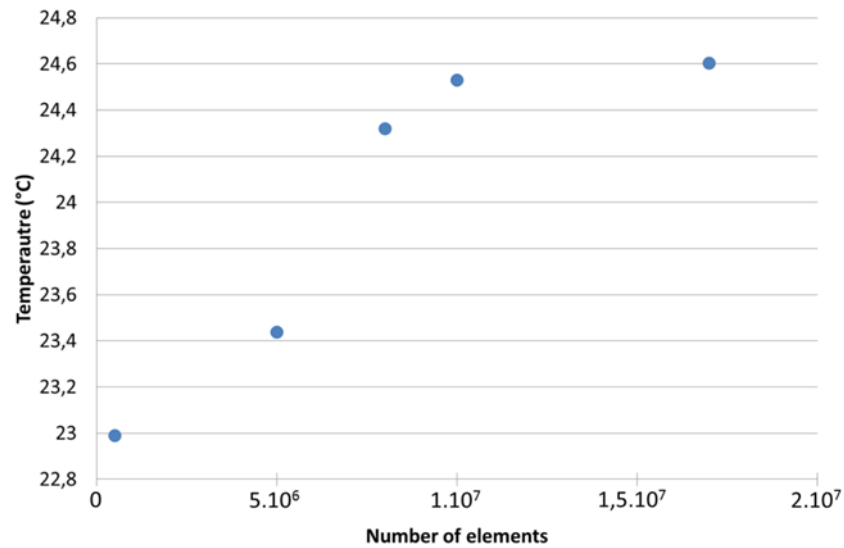


Figure VII-6 Maximum temperature as a function of the number of elements

VII.2.2.5 Boundary conditions

The boundary conditions applied to the domain are presented in Figure VII-7. The air inflow temperature was set at 4°C. The air inlet and outlet of the experimental room included perforated plates in order to create homogeneous flow. In the model, uniform inlet velocity was assumed and a high pressure drop was applied at the outlet in order to homogenize the flow. The inlet air velocity was 0.31 m.s⁻¹ and 0.73 m.s⁻¹. Three heat fluxes were applied: $Q = 0.05$ W, 0.15 W, and 0.30 W.

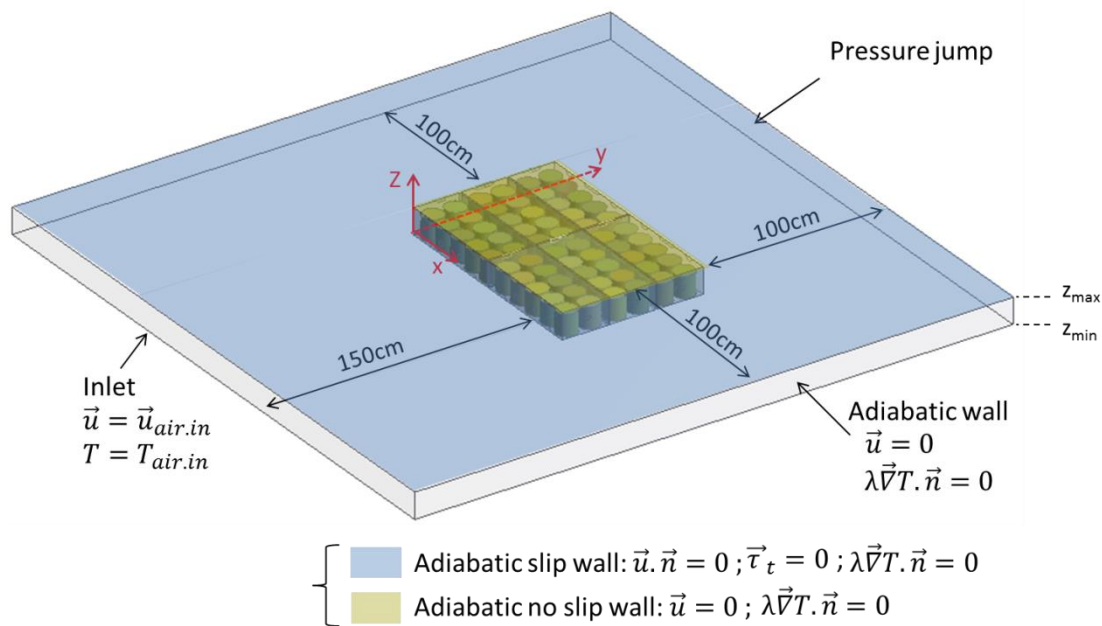


Figure VII-7 Simulated domain and boundary conditions

VII.2.3 Simulation setup

The geometry realization, domain meshing and numerical simulation were performed by the commercial CFD code ANSYS Fluent 18.1. Pressure interpolation was second order. Second Order Upwind discretization was used for momentum and energy. First Order Upwind discretization was used for turbulent kinetic energy and turbulent dissipation rate. The simulations were performed on a 64-bit Windows 7 computer with a 3.70 GHz Intel® Xeon® CPU E5-1630 v4 and 192 Go (RAM). The calculation time for each simulation was about 48 hours.

VII.3 Results

VII.3.1 Model validation

Validation of the model was performed by comparing the numerical results with the experimental data which included airflow and product temperature measurements (Pham et al. 2019).

VII.3.1.1 Airflow validation

Figure VII-8 presents the distribution of airflow rate expressed in percentage of the inflow rate, on each face of the box without heating for two upwind velocity ($u_{\text{air.in}} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$ and 0.73 m.s^{-1}).

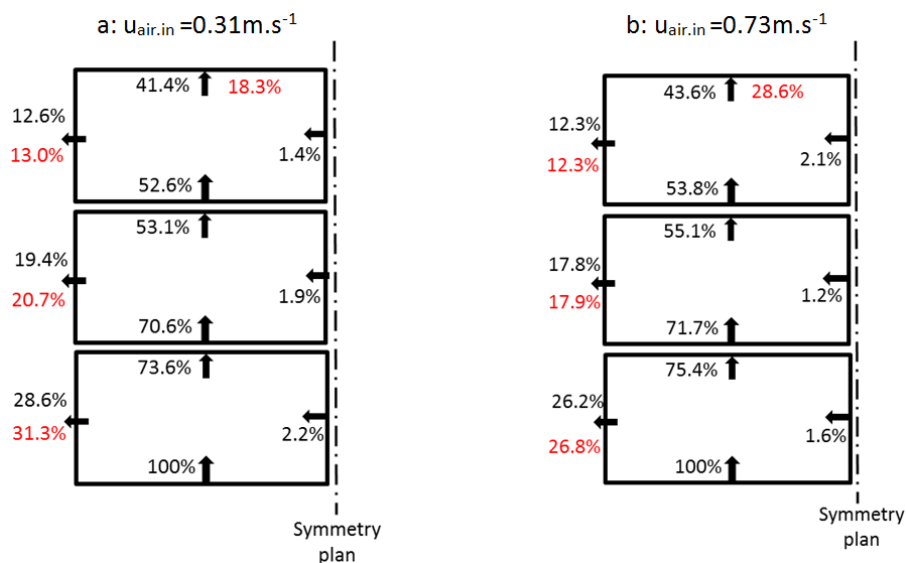


Figure VII-8 Distribution of the airflow rate (%) entering and exiting the cardboard box without heating ($Q=0\text{W}$); numerical results (in black) and experimental results (in red): a) $u_{\text{air.in}} = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$; b) $u_{\text{air.in}} = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$

The experimental results are based on hot wire anemometer measurements. It can be seen that the model predicts very well the airflow rate through lateral vent holes for both upwind velocities. However, the difference became significant on the downstream face of the pallet. There are several reasons that lead to this uncertainty:

- The hot wire anemometer measures only one component of the velocity which could be different from the normal component used by the numerical model to compute the corresponding airflow rate. Therefore, the results depend greatly on the orientation of the velocity vector at the vent hole under consideration.
- The precision of the hot wire anemometer is 5% of the read value or $\pm 0.03 \text{ m.s}^{-1}$, so it failed to measure the very low velocity that occurs in the downstream part of the pallet.
- The size of the hot wire anemometer is relatively large compared with the size of the vent holes, and can thus influence the airflow pattern.

For these reasons, the sum of these percentages given by the hot wire measurements on the external faces of the pallet is not equal to 100%. When the product is heated, the airflow becomes more complex due to the occurrence of natural convection. Therefore, the hot wire anemometer measurements were not used to validate the model. Airflow measurements were performed using LDV.

The airflow measurements performed using LDV were carried out at the mid-height of the headspace (air gap between the product and the top of the carton). The measured and simulated dimensionless air velocities ($u_y/u_{\text{air,in}}$) are presented in figure VII-9. The results obtained using the model were consistent with the experimental results. It can be seen that the model allows prediction of the major airflow trends dominated by three velocity peaks related to the three vent holes VF1, VF2, VF3 (Figure VII-3). Numerical and experimental results show that the peaks in air velocity were not located at the centre of the vent holes (VF1, VF2): they shifted to the left. This is due to the deviation in the airflow as it exits the pallet through the lateral vent holes. However, in the first box (C1), the maximum air velocity related to the VF2 jet is less deviated than that of the VF1 jet. This can be explained by the fact that the surface of VF2 (16.2 cm^2) is twice that of VF1 and VF3 (8.2 cm^2) as indicated in figure VII-4. As the jet formed after exiting VF2 has a higher momentum flux (given by the flow rate multiplied by the velocity), it is more stable. The larger the vent hole area, the higher the air velocity in front of the hole.

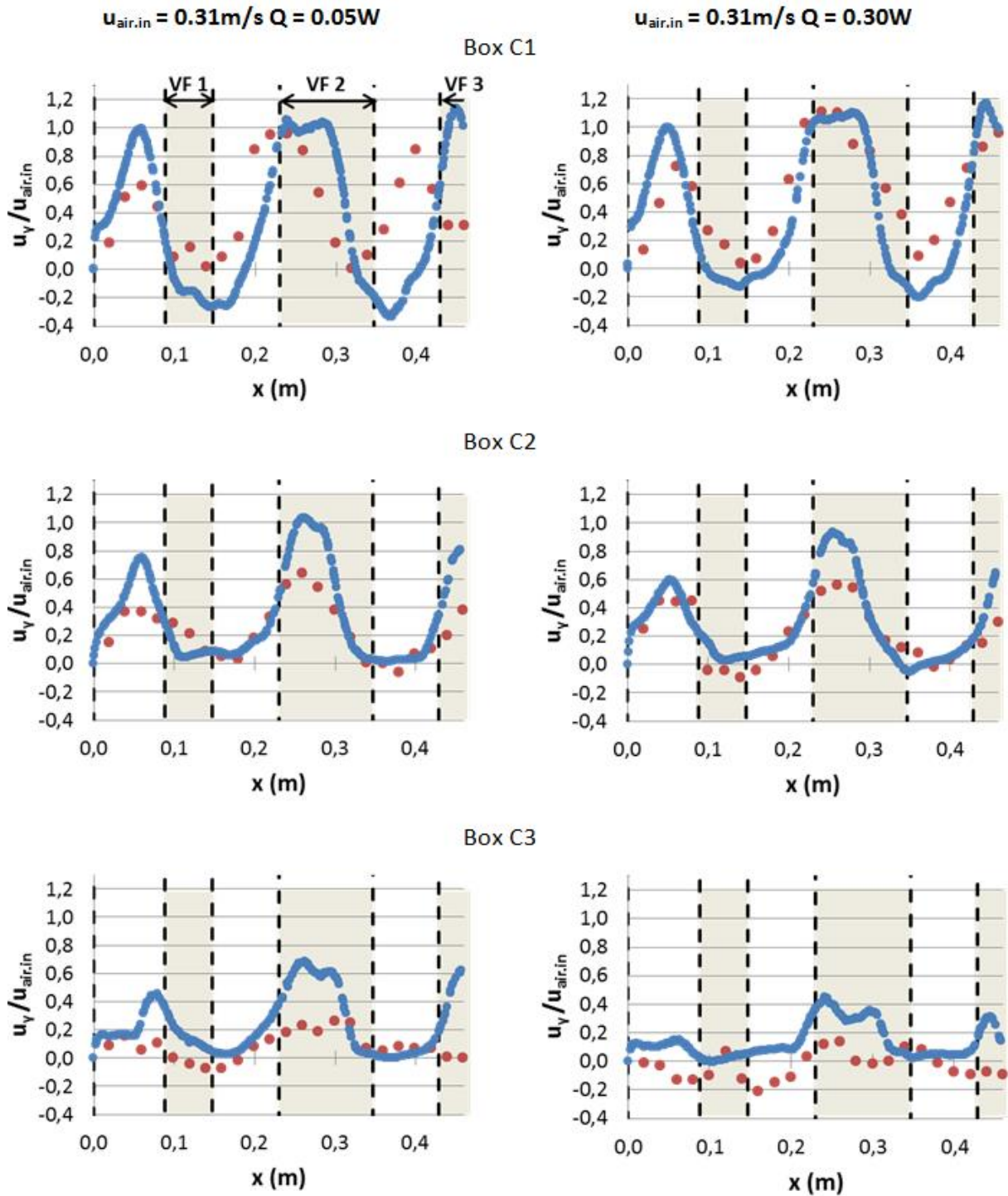


Figure VII-9 Comparison the velocity transversal profiles in 3 boxes (C1, C2 and C3) where $u_{air,in} = 0.31m.s^{-1}$ and $Q = 0.05W$ (on the left) and $0.30W$ (on the right): experiment (red dots), simulation (blue curve)

Also, it can be observed that air slows down as it passes through the pallet. Numerical and experimental data show that the maximum velocity in the first box is of the same order of magnitude as the inflow air ($u_y/u_{air,in} \approx 1$). However, the numerical model under-predicts the decay of the velocity ($u_y/u_{air,in}$) in boxes C2 and C3.

One of the explanations concerning the differences between the experimental and numerical results is that during the experiment, the products are not necessarily located at the same height and the surface of the packaging is not smooth. This increases the friction between fluid and walls. Therefore, the pressure drop in the head space was higher than predicted. Moreover, in the experiment, the products were not perfectly distributed inside the box. If two products touch each other, this may block the air circulation between them, implying the generation of a secondary vertical upward flow which can interact and slow down the main flow in the headspace.

Concerning the influence of heat generation on the velocities: similar profiles are observed in box C1 for $Q = 0.05 \text{ W}$ and 0.3 W . This clearly reflects the predominance of forced convection in the upstream part of the pallet where high velocities are observed. The main differences are observed in stagnant areas located downstream in boxes C2 and C3. Low but positive velocity areas are observed for $Q = 0.05 \text{ W}$. However, high heat generation ($Q = 0.30 \text{ W}$) gives rise to reverse flow with negative velocities which could be induced by secondary natural air circulation. We can observe that the numerical model fails to predict these local reverse flows associated with negative velocities which predominate in box C3 for $Q = 0.30 \text{ W}$, where all predicted velocities have positive values.

The inability of the $k-\varepsilon$ model to predict secondary reverse flows could be explained by the fact that it is more suitable for fully developed turbulence under steady state conditions for relatively high Reynolds values. However, in downstream boxes, stagnant areas associated with high heat generation ($Q = 0.30 \text{ W}$) give rise to unsteady flow highly governed by thermal instabilities inherent in mixed convection regimes.

VII.3.1.2 *Temperature validation*

The thermal validation of the model was performed using the temperature profile along one line of product at the centre of the box (Figure VII-3) because this line was found to be representative of the distribution of the product temperature within the pallet (Pham et al. 2019). The profiles of temperature difference with the incoming air ($\Delta T = T_p - T_{air.in}$) given by the model and the experiments are presented in figure VII-10.

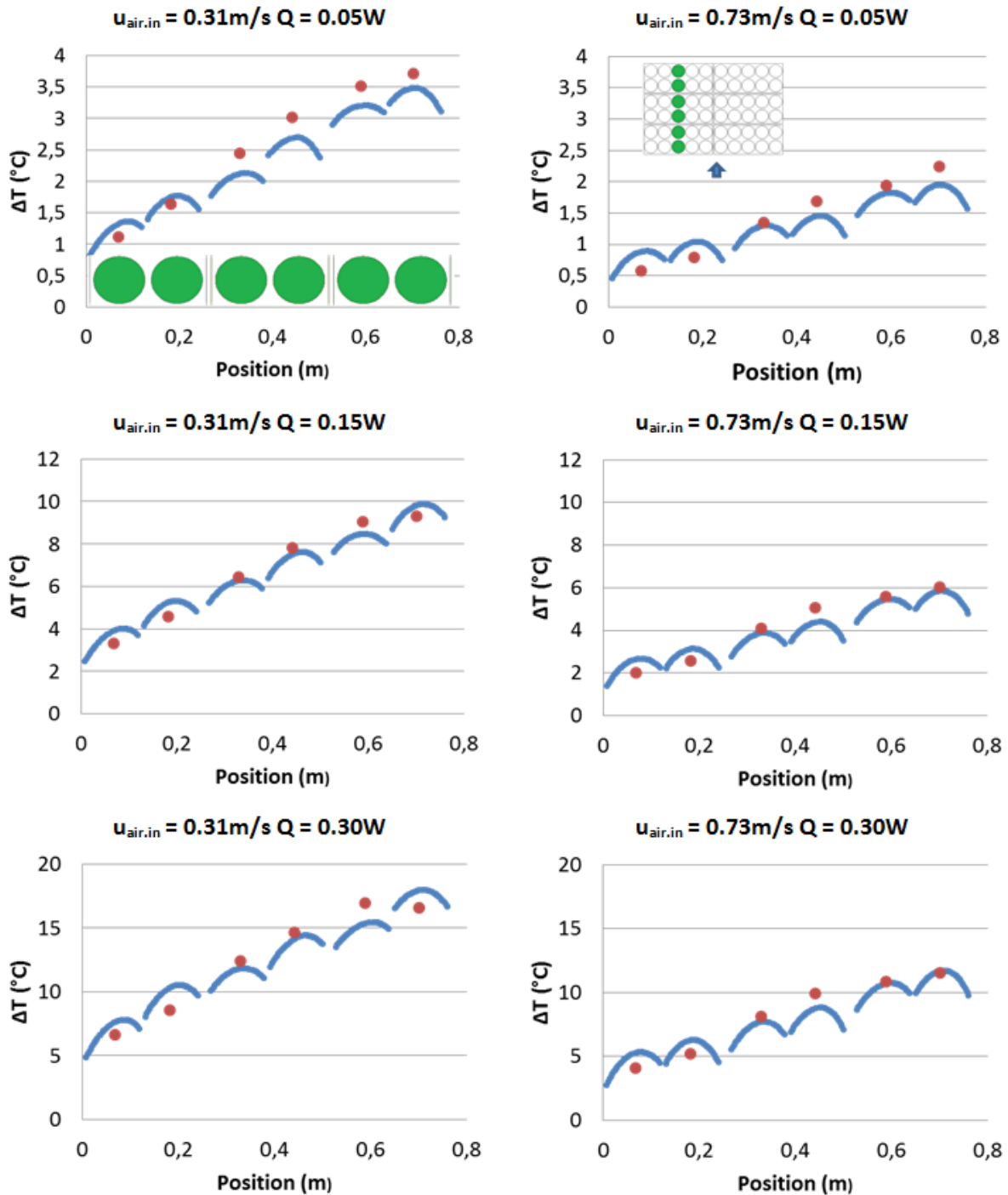


Figure VII-10 Comparison the temperature profile in the center row of products with three heat fluxes and two upwind air velocities were chosen: $Q = 0.05\text{W}$, 0.15W and 0.30W per product of 250g ; $u_{\text{air},\text{in}} = 0.31\text{m.s}^{-1}$ and 0.73m.s^{-1} : experiment (red dots), simulation (blue curve)

The numerical results make it possible to obtain the temperatures along the diameter of the product (blue curve) and the experimental temperatures were measured at the center of the product (red dots). The local maximum temperature of one product is at its core as the temperature difference between the surface and the core of the product: the temperature difference is about 0.5°C when $Q = 0.05\text{W}$ and 2°C when $Q = 0.3\text{W}$.

As expected, the greater the distance between the product and the ventilated surface, the higher the product temperature becomes. Overall, the model well predicted the trend as well as the temperature values. The maximum temperature difference between the model and the experimental value was less than 1.5°C in all cases. .

VII.3.2 Analysis of the numerical results

VII.3.2.1 Pressure drop and airflow distribution

The contour of the pressure on 3 vertical plans passing by the centre of the three vent holes is presented in the figure VII-11.

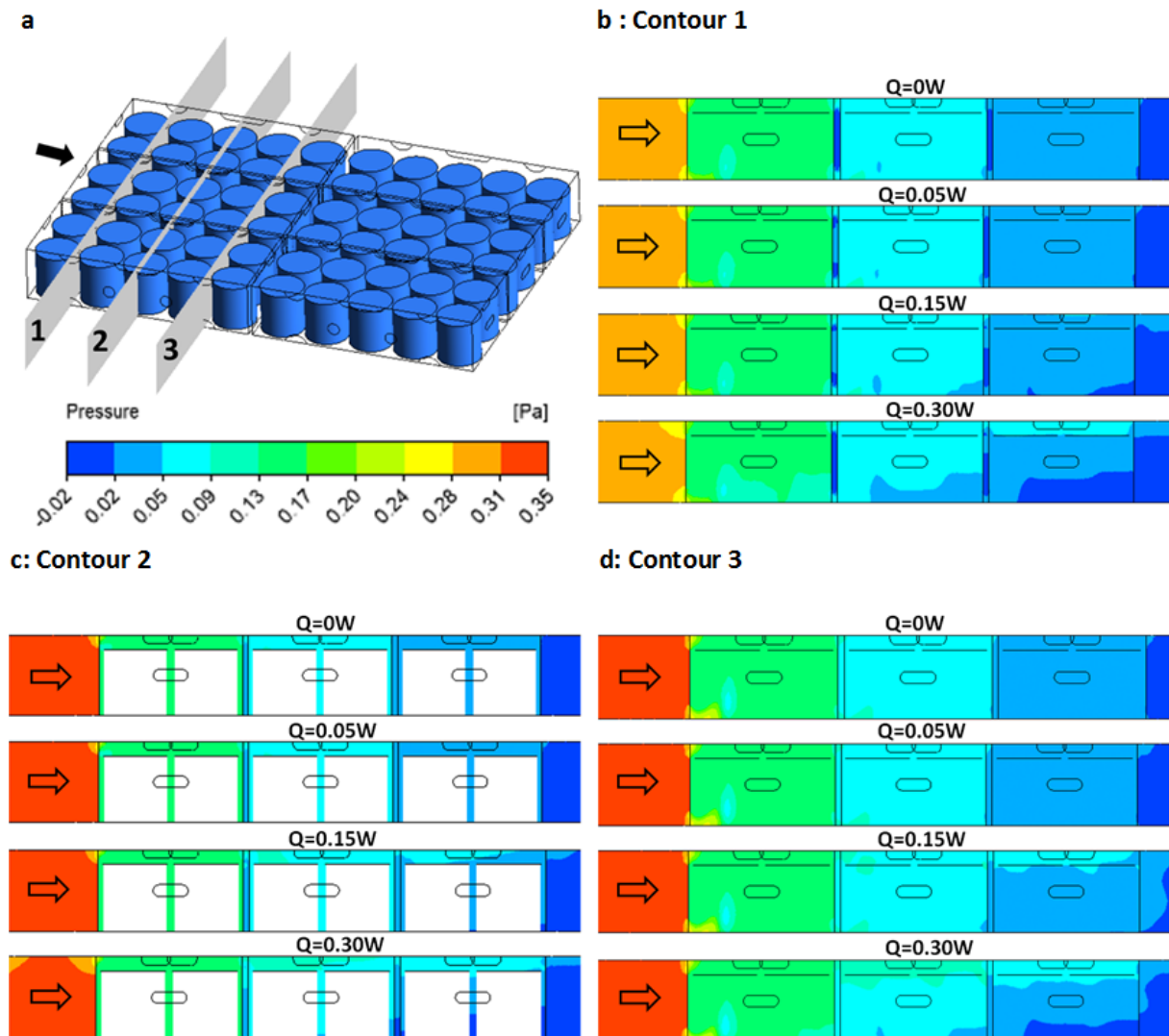


Figure VII-11 Vertical pressure contours where $u_{air,in}=0.31m.s^{-1}$: a) Positions of three contours; b, c, d correspond to contour 1, 2, 3 presented in a) respectively

The pressure just before entering the pallet is lower on the side of the pallet (contour 1) than at the center of the pallet (contour 2 and 3). This is due to the blockage effect of the pallet. The pressure decreases as air goes deeper into the pallet. However, the pressure field in each box is quite homogenous; the resistance of airflow due to products is negligible compared to that due to the vent holes. This is the case with the loosely packed products (Ambaw et al. 2017). The pressure drop due to the product is more important for small and tightly packed product (Verboven et al. 2006). Except at the high heat flux ($Q=0.30W$), the pressure field in the first box is independent of the heat flux. However, starting from the end of the box C2 and especially in the box C3, the pressure balanced at the bottom with the outlet pressure. This suggests the entering of airflow due to natural convection at the bottom of box C3.

The figure VII-12 presents the contour of velocity at mid-height of the headspace air gap when $u_{air.in} = 0.31m.s^{-1}$.

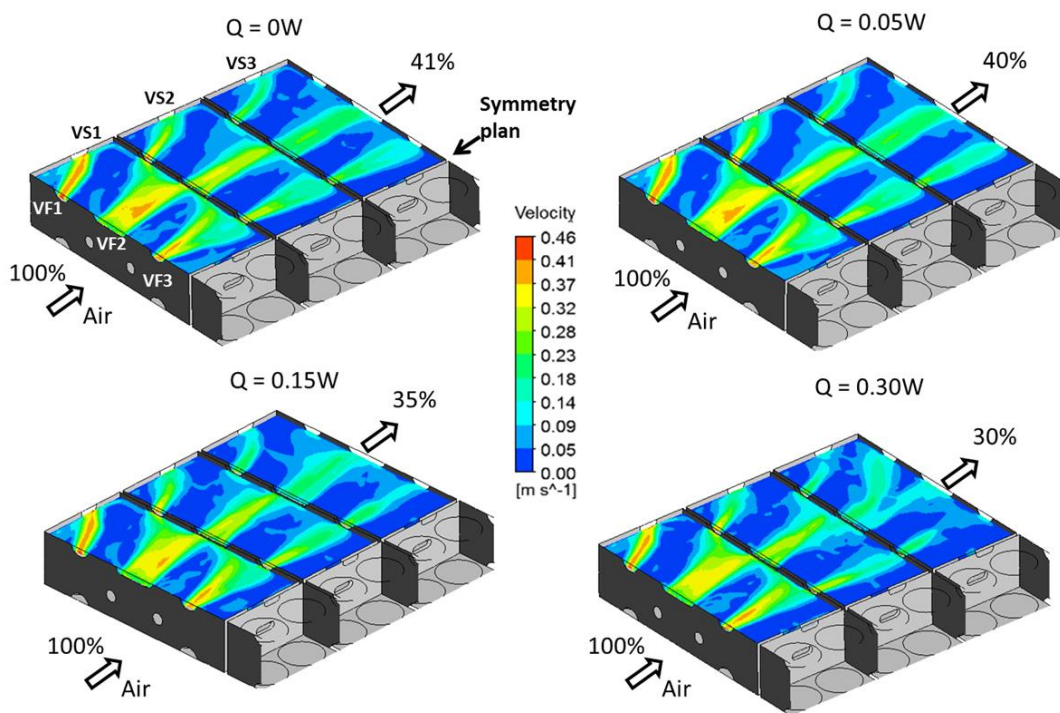


Figure VII-12 Velocity contours at the mid-height of the headspace air gap where $u_{air.in}=0.31m.s^{-1}$

Air entering by the three vent holes can be considered as three separate jets. The jet coming from the frontal vent hole VF1 is greatly influenced by the side vent hole (VS1), and is thus highly deviated. Most of air entering the box by the vent hole VF1 leaves the pallet through the side vent hole. The jets VF2 and VF3 were maintained to a greater extent since they were located further from the side wall of the pallet and thus allowed better internal ventilation of

the whole pallet. Without heat flux ($Q = 0 \text{ W}$) or low heat flux ($Q = 0.05 \text{ W}$), the three jets become separated in the third box. However, when the heat flux is high ($Q = 0.15 \text{ W}$ and 0.30 W), the jets diffuse to a greater extent in the third box and mix together. These phenomena can also be observed through the air streamline (Figure VII-13). The airflow pattern in the third box (C3) changes significantly with the appearance of vertical airflow induced by natural convection.

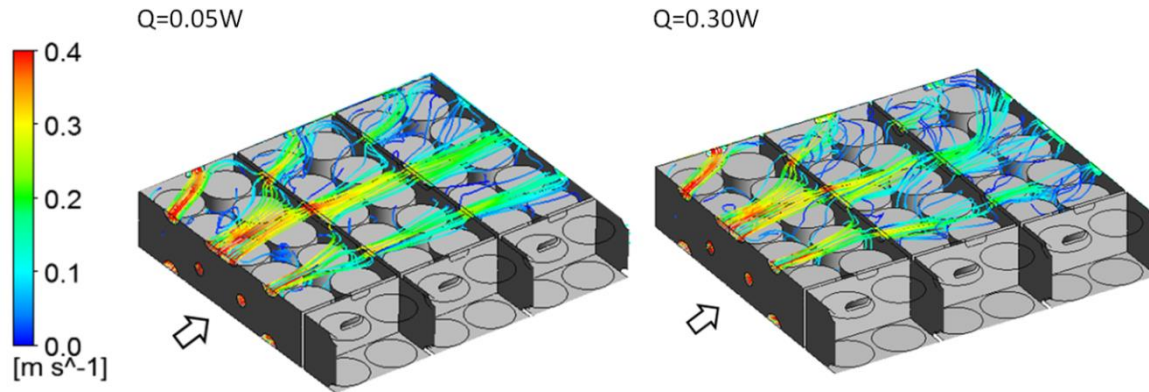


Figure VII-13 Air streamline passing through vent holes when $u_{\text{air.in}}=0.31\text{m.s}^{-1}$

Figure VII-14 presents air velocity vectors in a vertical plan in the third box (C3). This plan passes through the middle of the vent hole VF3 (figure VII-14.a).

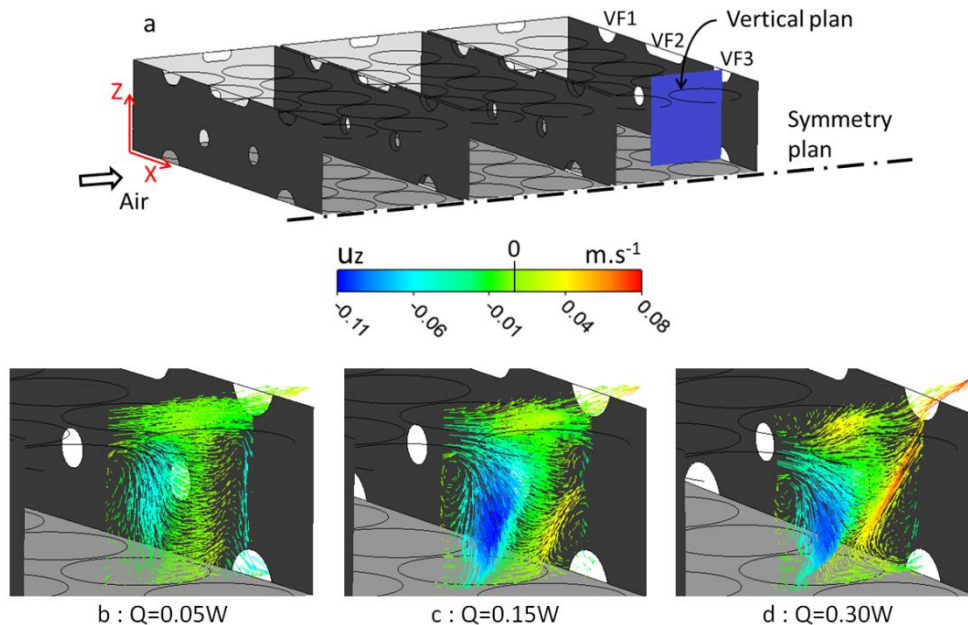


Figure VII-14 Air velocity vectors in a vertical plan in the third box $u_{\text{air.in}}=0.31\text{m.s}^{-1}$: a) position of the vertical plan; b: $Q=0.05\text{W}$; c: $Q=0.15\text{W}$; d: $Q=0.30\text{W}$. The color scale is based on the vertical component of the velocity.

It can be seen that when the heat flux is low ($Q = 0.05$ W), air exits the box via both the top and bottom vent holes and the vertical component of velocity is near zero. However, when the heat flux is higher ($Q = 0.15$ W), air starts to enter the box through the bottom vent hole. The amount of air entering the box increases when the heat flux increases ($Q = 0.30$ W), creating more active air circulation well within the box between the bottom and top holes. This confirmed the influence of natural convection in the third box. The fact that air is no longer exiting the bottom vent holes for $Q > 0.15$ W and even entering through these vent holes for $Q = 0.30$ W explains why the percentage of air flowing out through the downstream face decreases from 41% when $Q = 0$ W to 30% when $Q = 0.3$ W (figure VII-12)

VII.3.2.2 Temperature distribution

The figure VII-15 presents the temperature profile at the mid-height of the product. Since air heats up and its velocity decreases as it passes through the pallet, the product temperature increases in the forced airflow direction.

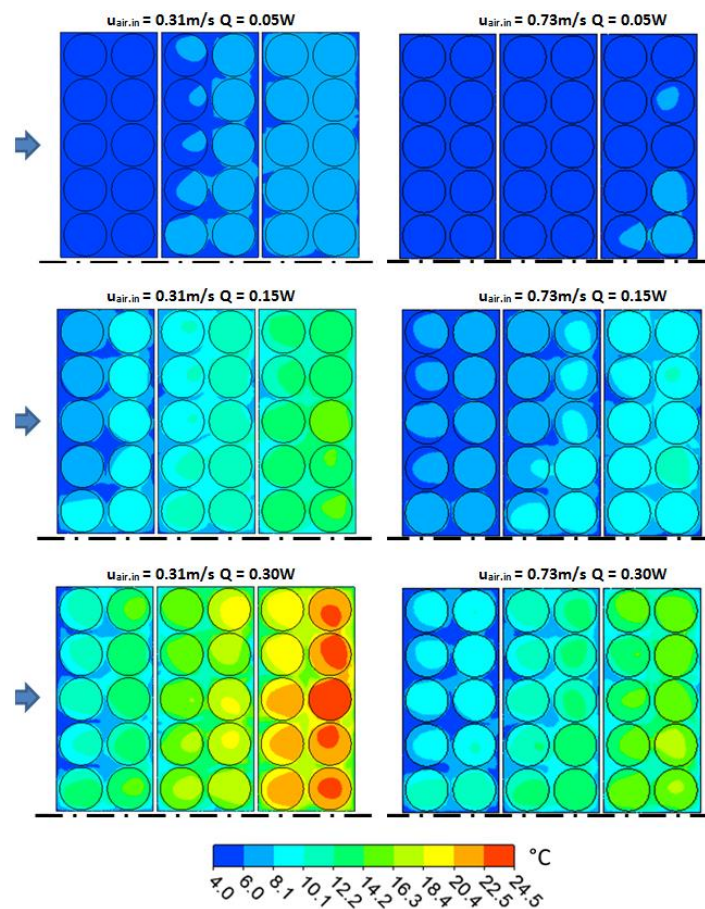


Figure VII-15 Temperature contours at the mid-height of the product.

Obviously, the higher the heat flux and the lower the upwind air velocity, the higher the product temperature becomes. With the exception of the last row, the temperature of the product in a given row is quite uniform, and this trend could be explained by the relatively large opening area of 8.5% in this configuration (figure VII-4)

When the heat flux is low ($Q = 0.05 \text{ W}$), the hot spot (position of the highest temperature) is near the symmetry plane of the pallet. However, when the heat flux is high ($Q = 0.30 \text{ W}$) the hot spot is located at the centre product in the last row. This is because when natural convection is marked, air can enter the pallet through the bottom vent holes and these vent holes are not in the centre of the box wall (figure VII-2).

In order to evaluate the influence of the natural convection on the heat transfer, a simulation without taking into consideration gravitation was carried out. The figure VII-16 presents the product temperature profiles with and without the natural convection in the case $Q=0.30\text{W}$ and $u_{\text{air.in}} = 0.31\text{m.s}^{-1}$.

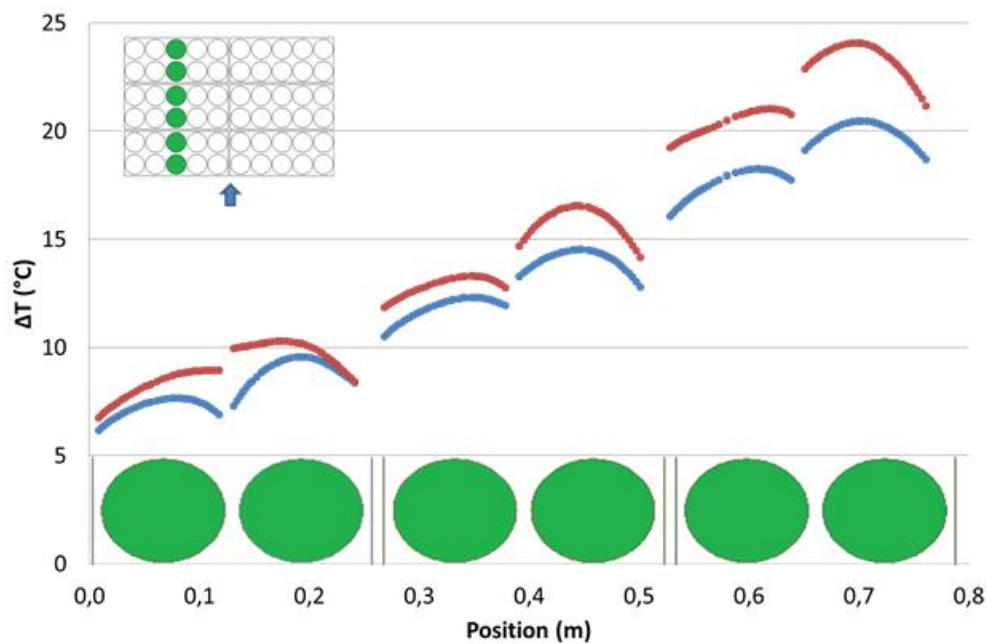


Figure VII-16 Comparison of the temperature profile at the center row of products ($Q = 0.05\text{W}$, $u_{\text{air.in}} = 0.31\text{m.s}^{-1}$): with gravitation (natural convection) in blue and without gravitation in red

It can be seen that natural convection exerts a positive effect on heat transfer. The product temperatures are lower with natural convection. The deeper the product in the pallet, the greater the influence of natural convection (the higher the temperature difference between two simulations). This observation agrees with the results obtained by Bergman et al. (2011)

indicating that buoyancy acts to enhance the rate of heat transfer associated with pure forced convection in transverse mixed convection (the forced flow is perpendicular to free flow).

VII.4 Conclusion

In this study, experimental investigation and numerical simulation of a pallet of heat-generating product were carried out in order to characterize the distribution of the airflow and the product temperature within the pallet.

The model was validated by the experimental data. Satisfactory agreement was obtained for both air velocity and temperature profiles. The model predicted airflow distribution trends well.

A marked deviation of airflow was induced by the air loss through the lateral vent holes. Great heterogeneity of cooling was observed: the greater the distance of the products from the ventilated surface, the higher their temperatures became. Also, the higher the heat flux and the lower the air inflow velocity, the higher the product temperatures were.

This model can be used to study the influences of various pallet-related parameters, for example the area and the distribution of the vent holes. To simulate a case involving several pallets, the lateral boundary could also be modified. Moreover, it was possible to modify the arrangement of the boxes in a layer of the pallet, and also the pallet orientations.

Acknowledgements

We would like to acknowledge financial and technical supports for this work provided by CNIEL (the French Dairy Interbranch Organization) and ANRT (National Association of Research and Technology)

Chapitre VIII : Modèle simplifié

Objectif

L'étude réalisée par un modèle CFD permet d'obtenir des informations détaillées sur l'écoulement ainsi que le transfert de chaleur. Cependant, cela demande à l'utilisateur d'avoir de bonnes connaissances en modélisation et un temps de calcul assez important. Pour cette raison, un modèle zonal a été développé sous Matlab. Ce modèle représente une couche de cartons d'une palette de produit placé dans une chambre froide (comme le modèle CFD). Le modèle divise le domaine principal en sous domaines (18 dans l'exemple présenté), de plus, les calculs thermiques et aérauliques sont effectués dans chaque sous domaines, sur lesquels des calculs de perte de charge et de bilan thermique sont effectués.

Le modèle nécessite d'estimer les coefficients de pertes de charge linaires et singuliers au travers de la palette et le coefficient d'échange convectif.

Résultats principaux

Le modèle a été validé par les données expérimentales. Un bon accord a été obtenu pour les débits d'air entrant et sortant de chaque face de carton ainsi que les températures de produits. Le temps de calcul chute significativement (quelques secondes) par rapport à des calculs CFD (plusieurs jours)

La validation du modèle montre sa pertinence en tant qu'outil de prédiction pour le niveau de température des produits. Certains paramètres peuvent être facilement modifiés comme la surface d'ouverture de chaque face des sous-domaines, la vitesse de soufflage, la puissance de chauffage, la pression de l'air autour de la palette. Cela permet à l'utilisateur de simuler de nouvelles configurations de palette dans différentes conditions de fonctionnement.

Un autre avantage de ce modèle provient de sa simplicité d'utilisation, l'utilisateur n'a pas besoin d'avoir des connaissances approfondies en simulation numérique. Il peut être utilisé par un industriel pour différentes applications, ce qui est aussi un aspect important de la thèse.

Valorisation

- 1 communication au congrès international FABE (Food and Biosystems Engineering), 30 mai – 2 juin 2019, Héraklion, Grèce

Simplified model of air-flow and heat transfer in a pallet of food product generating heat

Anh Thu Pham^{(1)(2)(3)(*)}, Jean Moureh⁽¹⁾, Denis Flick⁽²⁾

(1) Irstea, GPAN, 1 rue Pierre-Gilles de Gennes, CS 10030, 92761 Antony Cedex, France

(2) AgroParisTech, Inra, Université Paris-Saclay, UMR Ingénierie Procédés Aliment, 1 Rue des Olympiades, 91300 Massy, France

(3) CNIEL, 42, rue de Châteaudun – 75314 PARIS Cedex 9, France

() anh-thu.pham@irstea.fr*

Abstract

During storage, pallets of food product generating heat (e.g. cheese, fruit, vegetable) are exposed to low velocity ventilation. In addition the boxes have often little perforation. Therefore airflow is weak inside the boxes located downstream of the pallet; and if the product generates heat, its temperature can rise above the recommended one. CFD modelling can predict these phenomena but needs an expertise of numerical fluid flow, a detailed description of product and packaging and leads to expensive computational costs. A simplified model is here developed based on a hydraulic network analogy. Given the vent holes areas of the boxes and the heat generation, it predicts the global air flow (flow through the box faces) and the product temperature. The predictions are in good agreement with experimental data. The software (Matlab executable) is easy to use and needs only some seconds to compute. It can be used to predict temperature evolution along a cold chain and to improve packaging and logistic operating conditions.

Keywords: Mathematical modeling, temperature distribution, heat generating product, zonal model

VIII.1 Introduction

The most important factor that affects the quality of the product during storage is the temperature (Defraeye et al. 2015, Ambaw et al. 2016). The cooling system needs to be able to keep the constant low temperature within a narrow range during the entire cold chain (Kupferman 2003) but at the same time it should not cause any product chilling injury (Thompson 2003). The temperature heterogeneity of product in a refrigerated enclosure has been showed by many studies: cold room (Flick et al. 1999), refrigerated vehicle (Moureh and Flick 2004), display cabinet (Laguerre et al. 2012). One of the reasons is the over-ventilation in areas near the refrigerating unit with temperature close to the blowing temperature and the under-ventilation in the far areas from the refrigeration unit causing locally hot spot within the pallets (Moureh et al. 2009). Moreover, there is also an heterogeneity within a pallet: the external packages are well ventilated, compared to the ones in the center of the pallet. Consequently, very high temperature differences are often observed between pallets and within the pallets.

To study airflow and heat transfer in ventilated packages of fresh foods, the experimental approach is usually considered expensive, time-consuming and situation-specific (Zou et al. 2006). Moreover, it is difficult to generalize the problem and control the experimental conditions while dealing with biological products (Delele et al. 2013). Numerical approach is considered one of the most powerful alternative methods. It allows studying different configurations of the system at low cost. Most of the numerical studies in the literature used Computational Fluid Dynamics (CFD)(Moureh and Flick 2004, Chourasia and Goswami 2007, Ambaw et al. 2013, Defraeye et al. 2013, Delele et al. 2013). It covers a wide range of product: apple (Ambaw et al. 2016), strawberry (Ferrua and Singh 2009), kiwi (O’Sullivan et al. 2017), grape (Ngcobo et al. 2012)...Many parameters of the system were also studied: air gap between palettes (Defraeye et al. 2015), packaging design (Defraeye et al. 2013, Delele et al. 2013, Han et al. 2015, O’Sullivan et al. 2017), package resistance (Amanlou and Zomorodian 2011, Ngcobo et al. 2012).

Even CFD model present as a powerful modeling tool that allows studying complicated configurations, it requires a lot of computational resources. Moreover, the wide range use is limited since the user need to have a good knowledge of simulation in order to modify the model. Another alternative to overcome this limit is the zonal approach. Evidently, it cannot give the detail results as CFD approach. However, the calculation time can be reduced

significantly. Hoang et al. (2012) have developed a simplified model of heat transfer within a refrigerated vehicle in which two zones of pallets (front and rear) are considered. The calculation took less than 1 min, while the CPU time corresponding to the CFD model was estimated at 60 h. The zonal model of a cold room of Laguerre et al. (2015) required only one second for the calculation time, compared to that of the CFD model for the same configuration (> 24 h for about 8.10^5 cells).

This study aimed to create a zonal model of one layer of the pallet of product generating heat. This pallet is placed inside a cold room. The model took into account the geometry of the package (opening area) and the heat flux generated by the products. The product temperatures and the air velocity were calculated in each zone. This model can be applied to other palletized products.

VIII.2 Material and method

VIII.2.1 Experimental set-up

The experimental set-up includes a pallet of artificial products placed inside a cold room (figure VIII-1). Each artificial product is made of plaster instrumented with a heating resistance to simulate the heat generated by the product. The air temperature and velocity in the cold room (upstream of the pallet) can be controlled. More details of the experimental set-up can be found in our previous paper (Pham et al. 2019).



Figure VIII-1 Experimental set-up

The air velocity at the center of the vents was measured by a hot wire anemometer TESTO 435-4 (precision 5% of the read value or $\pm 0.03 \text{ m.s}^{-1}$). The hot wire anemometry was oriented to measure the component of the velocity which is perpendicular to the vent hole. Each measure was repeated twice and the mean value of these two measures was used. These measurements are delicate because positioning the sensor exactly at the center is difficult and the sensor can disturb the flow. In addition, flow is not necessary normal to the vent section. Nevertheless, an order of magnitude of velocity can be obtained which allows estimating the corresponding airflow rate.

The temperature was measured by using T-type thermocouples (with a precision of $\pm 0.1 \text{ K}$ after individual calibration between 273 and 293 K). The product temperature was measured on the axis of the cylindrical plaster blocks, 5 mm from the top.

VIII.2.2 Model

It has been shown (Pham et al. 2019) that inside a pallet, the temperature profile is almost the same for all the box layers except for the upper one which is better ventilated. Since the product quality issue is related to high temperature, the upper layer was not considered and the study was focused only on the intermediate layer. This layer is constituted by several boxes, and each box is divided in some zones. It is assumed that the pallet is submitted to an external horizontal upstream airflow normal to one of its vertical face (called later upstream face). Generally, the pallet has a longitudinal symmetry plane so only half of a pallet has to be considered.

VIII.2.2.1 Geometric representation

Figure VIII-2 presents an example of the division of a half pallet layer (dimension $L_x L_y$) into $I \times J$ (here 3×6) zones. Δx and Δy are the width and the length of a zone. Δz is the height of the layer (excluding the thickness of the bottom cardboard face of the box).

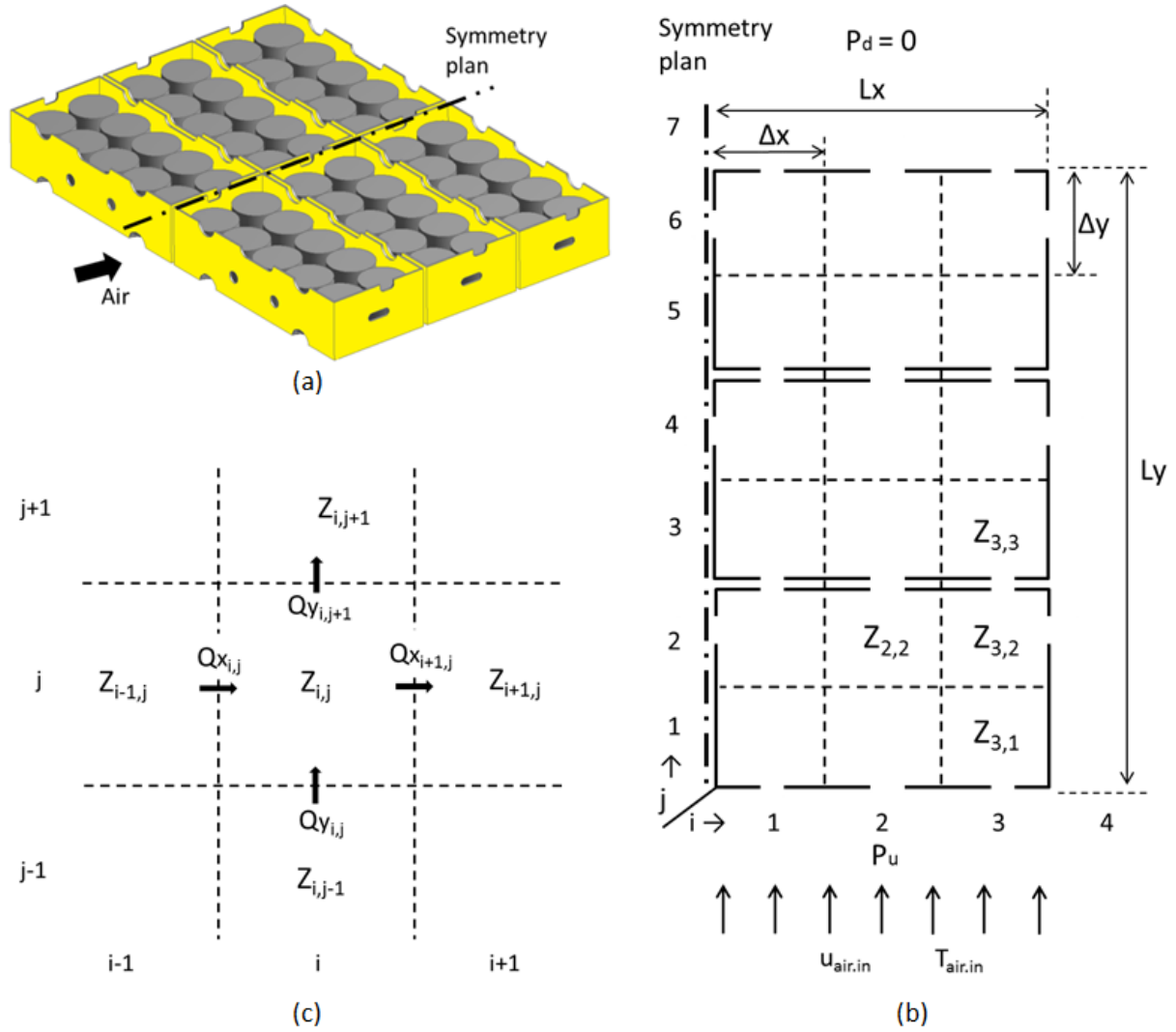


Figure VIII-2: Division of the pallet layer: a) 3D view of the layer; (b) 2D zonal model; (c) zoom of zone $Z_{i,j}$

In this example, the zone $Z_{3,2}$ ($i=3, j=2$) is separated from $Z_{3,3}$ by two perforated cardboard faces (the vent holes being at same location); it is separated from the lateral free space by one perforated face. There is no separation between $Z_{3,2}$ and $Z_{2,2}$ or $Z_{3,1}$.

The airflow rate (m^3s^{-1}) from $Z_{i-1,j}$ to $Z_{i,j}$ (in the x direction) is referred as $Q_{x_{i,j}}$. In a similar way the vent hole area in the face separating $Z_{i-1,j}$ and $Z_{i,j}$ is called $S_{x_{i,j}}$. Likewise, the flow rate and the perforation area between $Z_{i,j-1}$ and $Z_{i,j}$ (in the y direction) are called $Q_{y_{i,j}}$ and $S_{y_{i,j}}$.

VIII.2.2.2 Fluid flow

The global fluid flow estimation is based on a hydraulic network analogy. The density is assumed as constant. The centre of each zone is considered as a pressure node. The pressure

drop between $Z_{i-1,j}$ and $Z_{i,j}$ is the sum of the singular pressure drop corresponding to the airflow through the vent holes and the linear pressure drop corresponding to the airflow through the gaps between and above the products along a distance Δx :

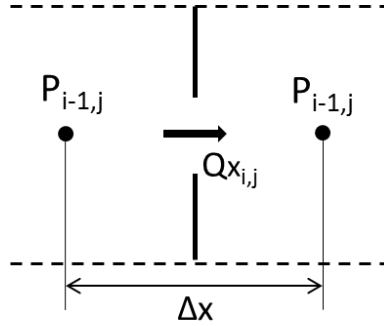


Figure VIII-3: Flux flow from zone $Z_{i-1,j}$ to $Z_{i,j}$ in x direction

$$P_{i-1,j} - P_{i,j} = - \left[K \frac{\rho v_h^2}{2} + \lambda_f \frac{\rho v_g^2}{2} \frac{\Delta x}{D_h} \right] \quad (\text{VIII-1})$$

The average velocity in the vent holes is equal to the flow rate divided by the vent hole area:

$$v_h = \frac{Qx_{i,j}}{Sx_{i,j}} \quad (\text{VIII-2})$$

The value of the singular pressure drop coefficient K depends on the exact geometry of the perforation; it is typically comprised between 1 and 1.5

In addition, the air flows in different complicated channels between and above the products. This is like a very rough duct for which the friction factor λ_f can be assumed as constant. Often there is preferential air flow in the headspace (air gap between the top of the product and the bottom face of the upper box). Therefore the characteristic velocity can be calculated from the height of the air gap (Δz_g) and its width (Δy):

$$v_g = \frac{Qx_{i,j}}{\Delta z_g \Delta y} \quad (\text{VIII-3})$$

The hydraulic diameter of this gap is equal to twice its height: $D_h = 2\Delta z_g$

Finally, the pressure drop can be calculated by:

$$P_{i-1,j} - P_{i,j} = -\frac{\rho}{2} \left[KSx_{i,j}^{-2} + \frac{\lambda_f}{2} \Delta x \Delta y^{-2} \Delta z_y^{-3} \right] |Qx_{i,j}| Qx_{i,j} \quad (\text{VIII-4})$$

For the outer zones, the length considered for the linear pressure drop (e.g. from $Z_{3,1}$ to lateral free space) is $\Delta x/2$ instead Δx .

The same procedure can be applied for flow and pressure drop calculation in the y direction.

In addition, the mass balance of zone $Z_{i,j}$ becomes:

$$Qx_{i,j} - Qx_{i+1,j} + Qy_{i,j} - Qy_{i,j+1} = 0 \quad (\text{VIII-5})$$

There is no flow rate through the symmetric plane:

$$\forall j : Qx_{0,j} = 0 \quad (\text{VIII-6})$$

The external pressure is assumed to be known all around the pallet. The difference between upstream and downstream pressure for the turbulent flow around an obstacle is of the order of the dynamic pressure: $\frac{1}{2} \rho v_u^2$ where v_u is the upstream velocity (far from the pallet). Therefore the downstream pressure is set to zero:

$$\forall i : P_{i,J+1} = P_d = 0 \quad (\text{VIII-7})$$

And the upstream pressure is assumed to be:

$$\forall i : P_{i,0} = P_u = a_u \frac{1}{2} \rho u_{air.in}^2 \quad (\text{VIII-8})$$

Where a_u is a dimensionless parameter close to 1.

The pressure in the lateral free space depends on the proximity of other pallets; it evolves between the upstream and downstream pressures. It is assumed that it varies linearly with y position.

$$P_{i+1,j} = \left[b_u + \frac{y}{L_y} (b_d - b_u) \right] P_u = \left[b_u + \frac{j-0.5}{J} (b_d - b_u) \right] a_u \frac{\rho v_u^2}{2} \quad (\text{VIII-9})$$

Where b_u et b_d are dimensionless parameters between 0 and 1. The software allows also imposing a given mean velocity in the vent holes of the upstream face u_m indeed it was observed that this mean velocity is close to the upstream one (Pham et al. 2019). Therefore, the problem is first solved with $P_u = \frac{1}{2} \rho u_m^2$ and the mean velocity in the upstream face is calculated for this boundary condition: u_m' . Then, all the flow rates and velocities calculated with the first boundary condition are multiplied by u_m/u_m' and the pressures by $(u_m/u_m')^2$. Indeed, since all the pressure drops are assumed proportional to the square of local flow rate, the ratio between two flow rates is independent of the upstream pressure.

VIII.2.3 Heat transfer

The heat generation per unit area (q' in $W m^{-2}$) is assumed uniform in the box. It can be calculated from the heat generation per unit mass (q in $W kg^{-1}$), the weight of a product item (m in kg) and the number of items in a layer of a half pallet (n)

$$q' = \frac{m \times n \times q}{L_x L_y} \quad (VIII-10)$$

Only convective fluxes are considered in the model. The heat balance of zone $Z_{i,j}$ is written by distinguishing the flows coming in and out. For example, $\max(0, Q_{x_{i-1,j}})$ is the eventual inflow coming from $Z_{i-1,j}$, and $\max(0, -Q_{x_{i+1,j}})$ is the eventual inflow coming from $Z_{i+1,j}$. The following equations (applied on each zone) allows the prediction of the air temperatures $T_{i,j}$ inside the pallet:

$$\begin{aligned} & \max(0, Q_{x_{i,j}})T_{i-1,j} + \max(0, -Q_{x_{i+1,j}})T_{i+1,j} + \max(0, Q_{y_{i,j}})T_{i,j-1} + \max(0, -Q_{y_{i,j+1}})T_{i,j+1} \\ & + q' \Delta x \Delta y / (\rho C_{p,air}) = (\max(0, -Q_{x_{i,j}}) + \max(0, Q_{x_{i+1,j}}) + \max(0, - \\ & Q_{y_{i,j}}) + \max(0, Q_{y_{i,j+1}}))T_{i,j} \end{aligned} \quad (VIII-11)$$

The air temperature around the pallet is assumed to be the upstream one (normally there is no inflow on the downstream face).

$$\forall i : T_{i,0} = T_{i,J+1} = T_{air,in} \quad (VIII-12)$$

$$\forall i : T_{I+1,j} = T_{air,in} \quad (VIII-13)$$

The local product temperature: T_p , is higher than the local air temperature T . The difference depends on the convective heat transfer coefficient: h ($W m^{-2} K^{-1}$) and the area of product/air interface of a product item (S). This coefficient depends theoretically on product geometry,

local velocity and turbulence intensity. Here a constant value is applied. The product temperature in each zone can be calculated by:

$$Tp_{i,j} = T_{i,j} + \frac{mq}{hS} \quad (\text{VIII-14})$$

This hypothesis leads to a constant difference between local air and product temperature. Experimental observations (Pham et al. 2019) confirmed that this is almost the case.

VIII.3 Numerical solving

The fluid flow problem is nonlinear because of the quadratic influence of flow rate on pressure drop. Therefore a fixed point iterative method with under-relaxation was used to solve it. At a given iteration step, following approximation is used:

$$P_{i-1,j} - P_{i,j} = -\frac{\rho}{2} \left[KSx_{i,j}^{-2} + \frac{\lambda_f}{2} \Delta x \Delta y^{-2} \Delta z_g^{-3} \right] Qx_{i,j}|_{old} Qx_{i,j} \quad (\text{VIII-15})$$

Where $Qx_{i,j,old}$ is the previous estimation of the flow rate. This way, the set of approximate equations becomes linear and is easily solved in a matrix form. The iterations are carried out until the relative variation of the flow rates become smaller than 0.1%.

Once the flow rates are determined the linear set of air temperature equations are solved. Finally the product temperature is deduced. The model was numerically solved using MATLAB R2015b.

VIII.4 Comparison between model prediction and experimental results

VIII.4.1 Experimentally studied configuration / Parameters values

It was shown by a CFD model considering one pallet in the cold room that the lateral pressure around is close to the downstream one. Therefore, for a single pallet, it is assumed that $b_u=b_d=0$.

The heat transfer coefficient was estimated in our previous study (Pham et al. 2019). This coefficient varies between 2.2 and 3.4 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. The mesure of a local representative air temperature is difficult. Moreover, the flow is not a plug flow. Therefore; the heat transfer

coefficient given by the experiment remains estimative value. For the simulation, the heat transfer coefficient h was fixed at $3\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

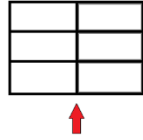
The value of the friction factor λ_f is difficult to estimate because it depends on the complex geometry of the air flow channels. In analogy with very rough tubes (roughness being around 10% of tube diameter) λ_f is around 0.2 (according to Nikuradze's correlation $\lambda_f = [2 \log_{10}(3.71D/\varepsilon)]^{-2}$). The table VIII-1 summarizes the coefficient values in the model.

Table VIII-1

K	λ_f	b_d	b_u	h	$u_m/u_{air,in}$
1.5	0.2	0	0	3	1

The chosen configuration represents half layer of a pallet of camembert (figure VIII-2). There are 30 products per box. Each box is divided into 6 zones in the model. The experimental conditions are presented in the table VIII-2

Table VIII-2

	$u_{air,in}=0.31 \text{ m.s}^{-1}$	$u_{air,in}=0.73 \text{ m.s}^{-1}$	
Heat flux Q	0.05W	0.05W	
(per cheese item of 250g)	0.15W	0.15W	
	0.30W	0.30W	

VIII.4.2 Example of model prediction

Figure VIII-4 presents the predictions of the model for $u_{air,in}=0.31 \text{ m.s}^{-1}$, $T_{air,in}=4^\circ\text{C}$, $Q=0.05\text{W}$

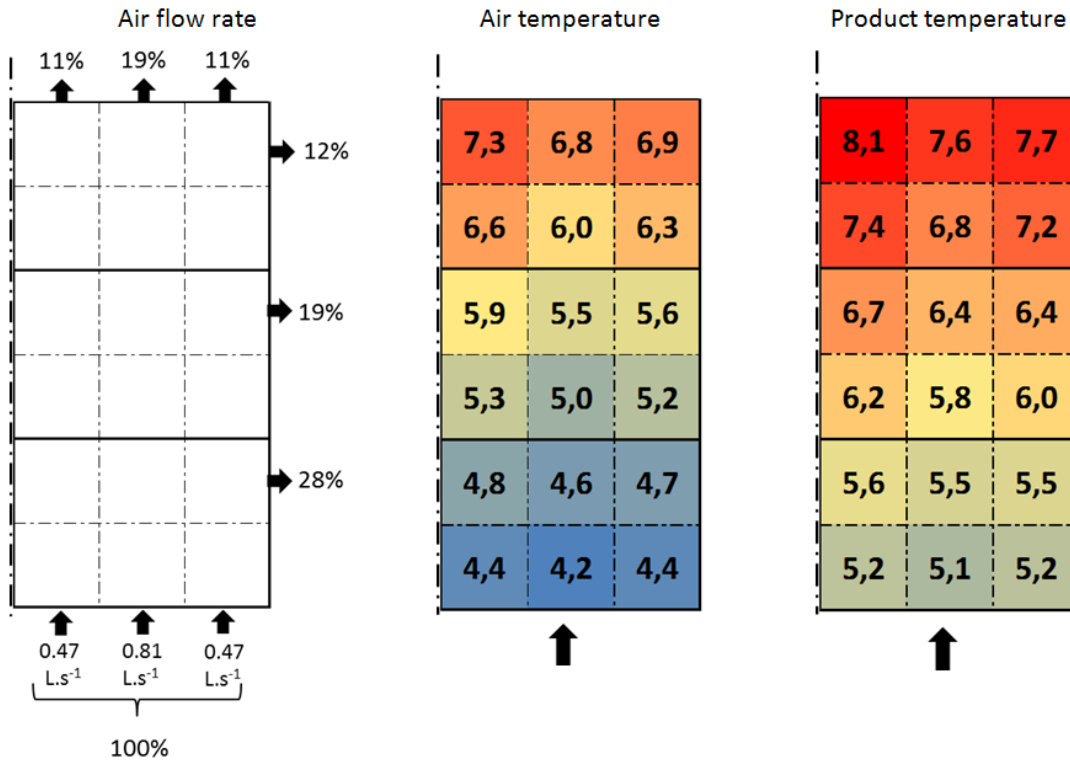


Figure VIII-4: Numerical results given when $u_{\text{air.in}}=0.31 \text{ m.s}^{-1}$, $T_{\text{air.in}}=4^{\circ}\text{C}$, $Q=0.05\text{W}$

It can be observed that a great part of the incoming airflow does not reach the rear part of the pallet but flows out through the lateral vent holes. The air temperature progressively increases as it passes through the pallet. The highest product temperature is observed near the symmetry plane at the last row of the pallet. This conditions ($u_{\text{air.in}}=0.31 \text{ m.s}^{-1}$, $Q=0.05\text{W}$) can be encountered in practice for camemberts in a cold room. In this case, the ripening of the warmest camembert (8.1°C) would be accelerated compared to the coldest one.

VIII.4.3 Comparison between predicted and observed flow rates

The experimental flow rates at each face of the boxes were estimated by multiplying the air velocity measured in front of the vent holes by their surface. The figure VIII-5 represents the simulation results in function of the experimental ones without heating products at two upwind velocities ($u_{\text{air.in}}$) 0.31 m.s^{-1} and 0.73 m.s^{-1}

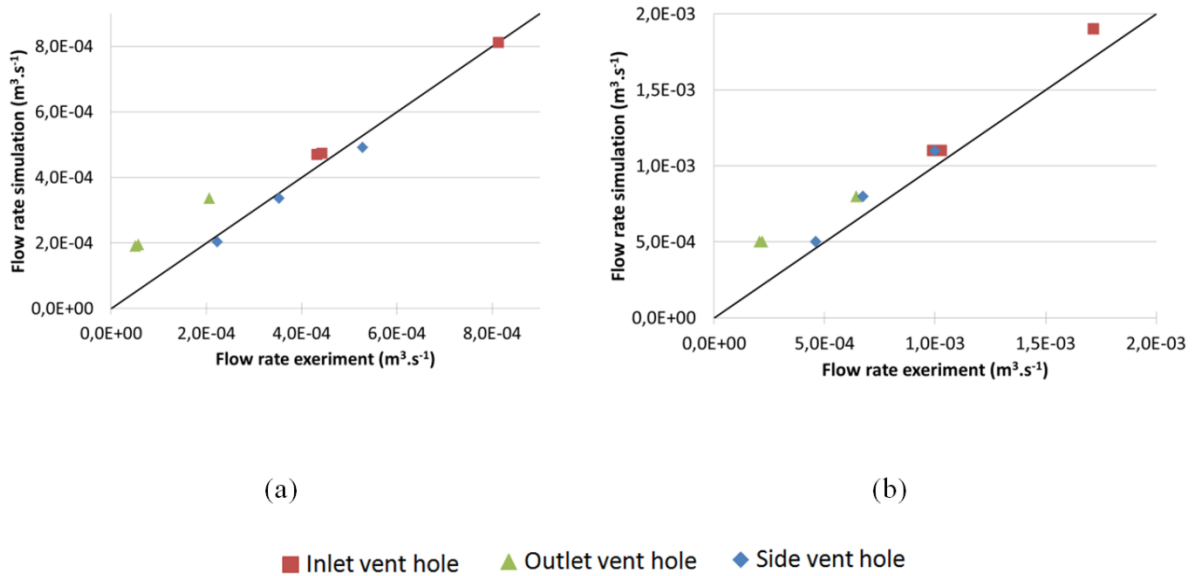


Figure VIII-5: Comparison between the flow rates obtained by experiment and simulation: a) $V_u = 0.31 \text{ m.s}^{-1}$; b) $V_u = 0.73 \text{ m.s}^{-1}$

It can be seen that the model predicts well the flow rate at the inlet vent holes and the side vent holes. The differences between the model and the experiment concerning the outlet flow rate can be explained by the sensibility of the measurement. Air slow down as it passes through the pallet. Therefore, air velocity downstream of the pallet is very weak compared to the upstream one. At certain zones, the velocity becomes too weak that is out of the precision range of the hot wire anemometer. Moreover, the size of the hot wire anemometer is relatively important compared to the size of the vent holes which can influence the airflow pattern.

VIII.4.4 Comparison between predicted and observed temperature profiles

The center line of the half pallet was chosen for the thermal validation. This line of product corresponds to the position $i=2$ in the model (figure VIII-2b). Figure VIII-6 compares the difference between the product temperature and the upstream air temperature $\Delta T = T_p - T_{air.in}$ between experiment and simulation. The comparison was done for the 6 configuration presented in table VIII-2

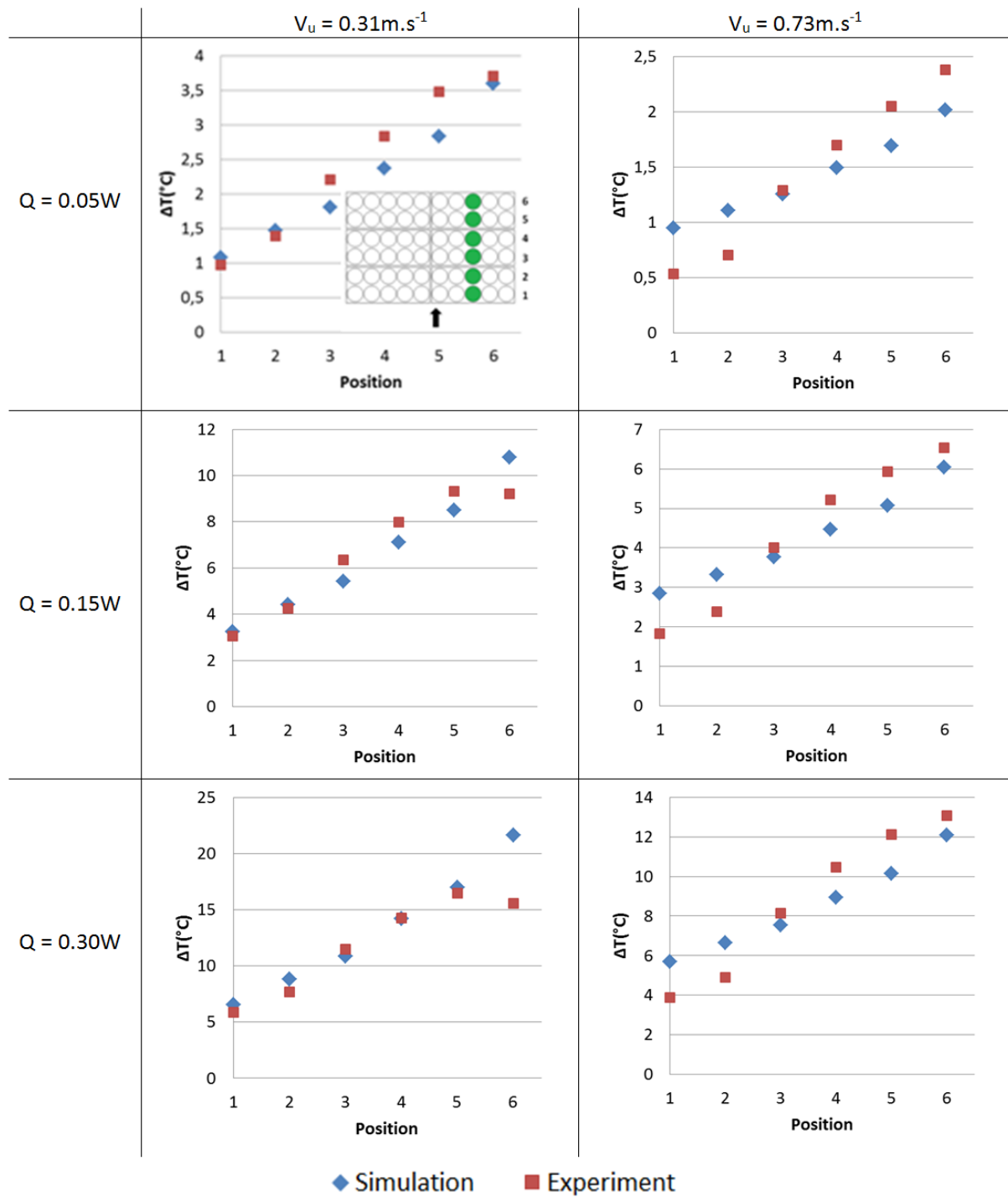


Figure VIII-6 Comparison between the experiment and simulation temperature profiles ($\Delta T = T_p - T_{air.in}$).

The model predicts well the tendency of the experimental result: the further the product in the main flow direction, the higher its temperature is. There is an exception when $Q=0.30 \text{ W}$ and $V_u=0.31 \text{ m.s}^{-1}$. In this configuration, the final product temperature (position 6) is lower than

the one just before it (position 5). This decrease in temperature was explained by the influence of the natural convection that allows cold air entering by the downstream vent holes (Pham et al. 2019). Since the buoyancy forces (free convection) are not considered in the present model, the maximal product temperature is slightly overestimate in this case.

The simulation results are in relatively good agreement with the experimental ones. The average difference between the experimental and calculated temperature is 0.8°C. This level of precision is satisfactory since the model was simplified compared to the experimental set-up. It allows predicting the product temperatures under different configurations in a short calculation time (2 seconds compared to 48h by CFD method)

VIII.5 Conclusion

A simplified model which represents airflow and heat transfer was developed for half a layer of a pallet of heat-generating products. This model allows obtaining the airflow rate as well as the air and product temperature at different zones in the pallet. The input parameters of the model are the upstream air velocity and temperature, the heat generation per mass unit, the dimensions of the product, boxes and the opening surface of the different faces of the boxes.

Even though several hypotheses were applied in order to simplify the model, a good agreement between the experimental and simulation results was found. The main advantage of this model is the computing time (only several seconds). Another advantage is that the user of the model does not need to have an expertise in modeling. Therefore, it can be applied for industrial use.

The model is a potential design tool that allows predicting the product temperatures in function of packaging and operating conditions. It can be extended to other palletised product stored in a cold room. The results here are for steady stage, but the model can easily be extended to predict product temperature evolution along a cold chain with variable upstream air temperature and velocity

Acknowledgments

We would like to acknowledge financial supports for this work provided by CNIEL (the French Dairy Interbranch Organization) and ANRT (National Association of Research and Technology)

Chapitre IX : Conclusions et perspectives

IX.1 Conclusion

Les travaux présentés dans ce rapport de thèse ont permis l'étude de l'aéraulique et de la thermique au sein d'un empilement de produits qui dégagent de la chaleur dans le cas d'une application à une palette de fromages. Cette étude apporte tout d'abord des connaissances sur l'interaction entre la convection forcée autour de la palette et la convection naturelle ou mixte au sein de la palette. La convection mixte est présentée dans de nombreux domaines tels que les capteurs solaires, la ventilation de dispositifs électroniques, les échangeurs de chaleur compacts et les réacteurs nucléaires. Par ailleurs, d'assez nombreuses études portent sur les produits chargés dans des palettes mais aucune, à notre connaissance, ne traite de la convection mixte au sein de produits dégageant de la chaleur et faiblement ventilés. Les connaissances scientifiques de la thèse visent aussi à répondre aux problématiques industrielles. En effet, le fromage est un produit très sensible à la température et jusqu'à aujourd'hui, les conditions de conservation des fromages sont encore déterminées de manière empirique. Pour ce faire, deux approches ont été abordées : l'approche numérique et l'approche expérimentale.

IX.1.1 Bilan des travaux expérimentaux

Ce travail a consisté dans un premier temps à réaliser la construction d'une palette de produits représentant des fromages à l'échelle 1. Les fromages ont été remplacés par des blocs de plâtre au sein desquels des résistances chauffantes ont été intégrées afin de simuler le flux de chaleur dégagé par le fromage. Les mesures de températures ont été réalisées par une centaine de thermocouples. Les mesures de vitesse ont été réalisées par LVD. Pour ce faire, les boîtes en carton ont été remplacées par des boîtes en plexiglass.

IX.1.1.1 Originalité du travail

Les difficultés majeures d'une expérience portant sur des produits alimentaires sont la maîtrise des conditions expérimentales ainsi que la réalisation de mesures de vitesse à l'intérieur de la palette sans perturbation de l'écoulement. Notre dispositif expérimental présente les originalités suivantes:

- La construction d'une palette de produits chauffés à l'échelle 1 : Certains auteurs ont utilisé des sphères chauffantes (Alvarez and Flick 1999, Moureh and Flick 2004), la construction des produits artificiels plus représentatifs de vrais produits a récemment

été réalisée. Elle reste toutefois limitée à un seul produit (Defraeye et al. 2017) ou a été effectué à l'échelle réduite (Meraï et al. 2018). L'étude présentée dans ce manuscrit est une des premières nécessitant la conception d'une palette entière de produits prenant en compte la chaleur dégagée par chacun des produits.

- La mesure de la vitesse d'air à l'intérieur d'une palette de produits en régime de convection mixte. Les profils de vitesse dans un empilement de produits sont difficiles à obtenir en général car les espaces entre les produits sont très étroits. Les instruments intrusifs peuvent perturber l'écoulement alors que les mesures non intrusives par le laser demandent des parois transparentes avec la présence de particules dans le fluide. De plus, durant la phase d'entreposage, la vitesse de l'air devient très faible, entraînant une grande difficulté pour introduire les particules dans le fluide. Dans cette étude, des boîtes en plexiglass et un nébuliseur ont été utilisés pour les mesures de LDV. Les mesures à différentes positions dans la palette demandent de positionner et de régler spécifiquement le nébuliseur.
- Les conditions expérimentales ont été adaptées aux conditions industrielles : Les paramètres ont été choisis grâce aux mesures sur site. De plus, une étude calorimétrique a été effectuée dans le cadre du projet permettant d'obtenir des données précises concernant le flux de chaleur émanant des fromages.

IX.1.1.2 Principaux résultats

L'étude expérimentale a tout d'abord permis d'obtenir les profils de vitesse ainsi que la température dans une palette. A partir de ces données expérimentales, il a été possible de caractériser les écoulements et les transferts de chaleur en introduisant des nombres adimensionnels. Les principaux résultats sont les suivants :

- La distribution de l'écoulement d'air au sein de la palette est très hétérogène. Le flux d'air diminue significativement en avançant dans la palette à cause des pertes par les orifices latéraux. En outre, la chaleur dégagée par le produit réchauffe l'air, ainsi, l'air situé en aval de la palette est beaucoup plus chaud et a une vitesse plus faible que celui situé dans la partie amont de la palette. Ceci entraîne une hétérogénéité de température des produits au sein de la palette.
- La convection naturelle joue un rôle positif pour le transfert de chaleur. Elle permet « d'aspirer » l'air froid dans la palette par les orifices positionnés sur la face aval de cette dernière.

- Si le système est en régime de convection forcée, plus le produit est éloigné de la surface ventilée, plus sa température est élevée. Pour cette raison, les produits les plus chauds sont ceux situés sur la dernière rangée dans le sens principal de l'écoulement d'air.
- Si le système est en régime de convection naturelle ou mixte dans la partie aval, l'air froid peut entrer par les orifices de la face aval. Cela permet un meilleur refroidissement des dernières rangées de produits. Les produits les plus chauds se trouvent donc au centre de la palette.
- Les coefficients de transfert convectif entre l'air et la surface des produits selon différentes positions dans la palette ont été estimés. Ces coefficients restent estimatifs puisque la température de l'air autour des produits est difficile à mesurer en pratique.
- Différentes corrélations de température adimensionnelle des produits ont été établies en fonction de la position au sein de la palette, du nombre de Reynolds (vitesse de soufflage) et du nombre de Richardson (flux de chaleur dégagé par le produit).

IX.1.2 Bilan des travaux numériques

Cette étude avait pour objectif la réalisation de modèles numériques représentatifs de notre palette de produits. Deux approches ont été abordées: l'approche CFD sous Fluent et l'approche zonale sur Matlab. Toutes les deux considèrent une couche de cartons d'une palette.

IX.1.2.1 Originalité de l'étude

La modélisation de produits empilés a été effectuée dans de nombreuses études (cf chapitre 2) cependant, notre étude possède certaines spécificités :

- Un modèle 3D de produits palettisés qui dégagent de la chaleur. Le cas étudié représente un faible écoulement forcé et un fort flux de chaleur entraînant un conflit entre la convection naturelle et la convection forcée. L'effet de la convection naturelle est étudié non seulement du point de vue thermique en tant que source de chaleur mais également d'un point de vue aéraulique.
- La géométrie prenant en compte la forme des produits, les espaces entre les cartons ainsi que les géométries de tous les orifices. De plus, comme la convection naturelle peut générer de petites recirculations et des écoulements perpendiculaire ou inverse au flux principal, le nombre de mailles nécessaire devient très important.

- Un modèle zonal prenant en compte la perte de charge des orifices ainsi que celle dans la lame d'air au-dessus des produits. Ce modèle rend compte du principal phénomène responsable des hétérogénéités dans une palette à savoir la sortie d'air par les orifices latéraux.

IX.1.2.2 Principaux résultats

Les principaux résultats de l'étude numérique sont les suivants :

- Les simulations numériques effectuées avec le modèle CFD permettent de prédire les champs complets de pression, de vitesse et de température autour et au sein de la palette ce qui complète les informations recueillies expérimentalement
- Le modèle CFD développé montre effectivement un couplage entre l'écoulement et le transfert de chaleur dans une partie de la palette de produit. L'effet de la convection naturelle due à la respiration des produits n'est pas négligeable et limite la montée en température
- Le modèle CFD a été validé par les données expérimentales selon différents scénarios de puissance de chauffage et de vitesse de soufflage. La validation a été effectuée en comparant les profils de vitesse et de température. Un bon accord entre les données expérimentales et celles issues de la modélisation a été obtenu. Cela montre que le modèle CFD est fiable et peut être utilisé afin d'étudier plus en détail l'écoulement d'air et le transfert de chaleur au sein de la palette. Il peut ainsi devenir un outil de conception pour la prédiction de la température des produits selon différentes conditions.
- Le modèle zonal construit sous Matlab, en parallèle au modèle CFD, présente l'avantage d'un temps de calcul réduit à quelques secondes. Ce modèle a également été validé par les données expérimentales (débit entrant/sortant de chaque face et température de produit). Ce modèle peut être appliqué facilement pour l'utilisation industrielle.

IX.2 Perspectives

Ce travail de thèse présente un intérêt et des applications non seulement dans le domaine alimentaire mais aussi dans d'autres domaines de refroidissement/chauffage sous régime de convection mixte. Quelques pistes envisageables pour les futurs travaux sont :

Partie expérimentale

- Modifier la palette existante pour étudier d'autres paramètres tels que la présence d'une cheminée centrale dans la palette, l'épaisseur de la lame d'air et les dimensions des orifices latéraux.
- Prendre en compte que le flux de chaleur émis par les produits (fromages, végétaux) varie avec la température. Cela permet de représenter plus fidèlement l'effet d'emballlement.
- Chauffer un produit à la fois afin d'étudier le coefficient convectif selon les positions dans la palette (ainsi la température d'air en amont du produit serait parfaitement déterminée)

Partie modélisation

Le modèle CFD peut être modifié afin de simuler différents scénarios :

- Simuler le cas d'un entrepôt avec un soufflage non uniforme (comme dans notre cellule de mesure) en s'inspirant des modes de ventilation observées dans les deux entrepôts visités
- Simuler le cas de plusieurs palettes côte à côte.
- Effectuer des simulations en régime instationnaire qui peuvent être réalisées sur différents maillons successives, en vue de prédire les évolutions de température sur une chaîne logistique.

Application industrielle

Cette thèse s'est effectuée dans le cadre d'un projet de thèse Cifre avec le CNIEL pour partenaire; l'objectif est donc de répondre également aux problématiques industrielles. Sur le court terme, le modèle numérique permet de limiter l'apparition de points chauds au cœur des palettes en améliorant la circulation de l'air autour des produits grâce à une optimisation de la conception des cartons. Pour ce faire, l'utilisateur peut faire varier certains paramètres comme :

la surface et la distribution des orifices, la répartition des produits dans le carton et la méthode de palettisation... Aussi, différents types de produits peuvent être testés en variant la forme, la puissance de chauffe et les propriétés thermique des produits.

Sur le moyen terme, le modèle numérique permet de simuler des cas plus complexes comme la palette entière ou des cas avec plusieurs palettes permettant ainsi de simuler un entrepôt entier. Différentes conditions limites peuvent être appliquées afin de simuler le fonctionnement dans un entrepôt.

Sur le long terme, le modèle numérique d'écoulement d'air et de transfert de chaleur pourrait aussi être couplé avec un modèle de croissance microbienne dans le produit. Cela permettrait non seulement d'évaluer la température des produits mais également les risques sanitaires (micro-organismes pathogènes) ainsi que l'évolution des produits (micro-organismes d'altération, micro-organismes sécrétant des composants d'arôme). Dans sa version finale, le modèle permettrait de limiter considérablement le gaspillage alimentaire en apportant une parfaite maîtrise du comportement thermique et microbien des palettes dans un entrepôt.

Référence

- Abedin, M. Z., Tsuji, T. and Lee, J. (2012). "Effects of freestream on the characteristics of thermally-driven boundary layers along a heated vertical flat plate." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **36**: 92-100.
- Abu-Mulaweh, H. I., Chen, T. S. and Armaly, B. F. (2000). "Effects of free-stream velocity on turbulent natural-convection flow along a vertical plate." *Experimental Heat Transfer* **13**(3): 183-195.
- Al-asadi, M. T., Mohammed, H. A., Kherbeet, A. S. and Al-aswadi, A. A. (2017). "Numerical study of assisting and opposing mixed convective nanofluid flows in an inclined circular pipe." *International Communications in Heat and Mass Transfer* **85**: 81-91.
- Ali, R. K., Refaey, H. A. and Salem, M. R. (2018). "Effect of package spacing on convective heat transfer from thermal sources mounted on a horizontal surface." *Applied Thermal Engineering* **132**: 676-685.
- Alvarez, G. and Flick, D. (1999). "Analysis of heterogeneous cooling of agricultural products inside bins Part I: aerodynamic study." *Journal of Food Engineering* **39**(3): 227-237.
- Alvarez, G. and Flick, D. (1999). "Analysis of heterogeneous cooling of agricultural products inside bins: Part II: thermal study." *Journal of Food Engineering* **39**(3): 239-245.
- Alvarez, G. and Flick, D. (2007). "Modelling turbulent flow and heat transfer using macro-porous media approach used to predict cooling kinetics of stack of food products." *Journal of Food Engineering* **80**(2): 391-401.
- Amanlou, Y. and Zomorodian, A. (2011). "Evaluation of air flow resistance across a green fig bed for selecting an appropriate pressure drop prediction equation." *Food and Bioproducts Processing* **89**(2): 157-162.
- Ambaw, A., Bessemans, N., Gruyters, W., Gwanpua, S. G., Schenk, A., De Roeck, A., Delele, M. A., Verboven, P. and Nicolai, B. M. (2016). "Analysis of the spatiotemporal temperature fluctuations inside an apple cool store in response to energy use concerns." *International Journal of Refrigeration* **66**: 156-168.
- Ambaw, A., Delele, M. A., Defraeye, T., Ho, Q. T., Opara, L. U., Nicolai, B. M. and Verboven, P. (2013). "The use of CFD to characterize and design post-harvest storage facilities: Past, present and future." *Computers and Electronics in Agriculture* **93**: 184-194.
- Ambaw, A., Mukama, M. and Opara, U. L. (2017). "Analysis of the effects of package design on the rate and uniformity of cooling of stacked pomegranates: Numerical and experimental studies." *Computers and Electronics in Agriculture* **136**: 13-24.
- Amos, N. D. (2005). Characterisation of air flow in a commercial cool store using a carbon monoxide gas tracer technique. *Acta Horticulturae*. **687**: 305-312.

- Andrzejczyk, R. and Muszynski, T. (2017). "Thermodynamic and geometrical characteristics of mixed convection heat transfer in the shell and coil tube heat exchanger with baffles." *Applied Thermal Engineering* **121**(Supplement C): 115-125.
- Asako, Y. and Faghri, M. (1991). Parametric study of turbulent three-dimensional heat transfer of arrays of heated blocks encountered in electronic equipment. American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, (Publication) HTD.
- Awbi, H. B. and Hatton, A. (2000). "Mixed convection from heated room surfaces." *Energy and Buildings* **32**(2): 153-166.
- Badia-Melis, R., Mc Carthy, U., Ruiz-Garcia, L., Garcia-Hierro, J. and Robla Villalba, J. I. (2018). "New trends in cold chain monitoring applications - A review." *Food Control* **86**: 170-182.
- Ben-abdallah, R., Leducq, D., Hoang, H. M., Pateau, O., Ballot-Miguet, B., Delahaye, A. and Fournaison, L. (2018). "Modeling and experimental investigation for load temperature prediction at transient conditions of open refrigerated display cabinet using Modelica environment." *International Journal of Refrigeration* **94**: 102-110.
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P. and Dewitt, D. P. (2011). Introduction to heat transfer, Don Fowley.
- Beukema, K. J., Bruin, S. and Schenk, J. (1982). "Heat and mass transfer during cooling and storage of agricultural products." *Chemical Engineering Science* **37**(2): 291-298.
- Bhande, S. D., Ravindra, M. R. and Goswami, T. K. (2008). "Respiration rate of banana fruit under aerobic conditions at different storage temperatures." *Journal of Food Engineering* **87**(1): 116-123.
- Bhoite, M. T., Narasimham, G. S. V. L. and Murthy, M. V. K. (2005). "Mixed convection in a shallow enclosure with a series of heat generating components." *International Journal of Thermal Sciences* **44**(2): 121-135.
- Boutina, L. and Bessaïh, R. (2011). "Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel." *Applied Thermal Engineering* **31**(11): 2052-2062.
- Brash, D. W., Charles, C. M., Wright, S. and Bycroft, B. L. (1995). "Shelf-life of stored asparagus is strongly related to postharvest respiratory activity." *Postharvest Biology and Technology* **5**(1): 77-81.
- Brosnan, T. and Sun, D.-W. (2001). "Precooling techniques and applications for horticultural products — a review." *International Journal of Refrigeration* **24**(2): 154-170.
- Caleb, O. J., Mahajan, P. V., Opara, U. L. and Witthuhn, C. R. (2012). "Modelling the respiration rates of pomegranate fruit and arils." *Postharvest Biology and Technology* **64**(1): 49-54.
- Castro, L. R., Vigneault, C. and Cortez, L. A. B. (2004). "Container opening design for horticultural produce cooling efficiency." *J. Food Agric. Environ.*: 135-140.

- Castro, L. R., Vigneault, C. and Cortez, L. A. B. (2004). "Effect of container opening area on air distribution during precooling of horticultural produce." *Transactions of the Asae* **47**(6): 2033-2038.
- Castro, L. R. D., Vigneault, C. and Cortez, L. A. B. (2004). "Container opening design for horticultural produce cooling efficiency." *Food Agric. Environ.*: 135-140.
- Chanteloup, V. and Mirade, P.-S. (2009). "Computational fluid dynamics (CFD) modelling of local mean age of air distribution in forced-ventilation food plants." *Journal of Food Engineering* **90**(1): 90-103.
- Chayer, D. (1994). Sélection de cultivars de fruits et légumes frais mieux adaptés à la conservation. Rapport de recherche, Centre de Recherche en Horticulture, Université Laval: 56 pages.
- Chong, D., Liu, J. and Yan, J. (2008). "Effects of duct inclination angle on thermal entrance region of laminar and transition mixed convection." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **51**(15): 3953-3962.
- Chourasia, M. K. and Goswami, T. K. (2007). "CFD simulation of effects of operating parameters and product on heat transfer and moisture loss in the stack of bagged potatoes." *Journal of Food Engineering* **80**(3): 947-960.
- Chourasia, M. K. and Goswami, T. K. (2007). "Steady state CFD modeling of airflow, heat transfer and moisture loss in a commercial potato cold store." *International Journal of Refrigeration* **30**(4): 672-689.
- Chourasia, M. K. and Goswami, T. K. (2007). "Three dimensional modeling on airflow, heat and mass transfer in partially impermeable enclosure containing agricultural produce during natural convective cooling." *Energy Conversion and Management* **48**(7): 2136-2149.
- Chuntranuluck, S., Wells, C. M. and Cleland, A. C. (1998). "Prediction of chilling times of foods in situations where evaporative cooling is significant—Part 1. Method development." *Journal of Food Engineering* **37**(2): 111-125.
- Churchill, S. W. (1983). "Comprehensive, theoretically based, correlating equations for free convection from isothermal spheres." *Chemical Engineering Communications* **24**(4-6): 339-352.
- Comings, W., E., Clapp, J. T. and Taylor, J. F. (1948). "Air turbulence and transfer processes." *Industrial and Engineering Chemistry*: 1076–1082.
- Dawood, H. K., Mohammed, H. A., Che Sidik, N. A., Munisamy, K. M. and Wahid, M. A. (2015). "Forced, natural and mixed-convection heat transfer and fluid flow in annulus: A review." *International Communications in Heat and Mass Transfer* **62**: 45-57.
- Defraeye, T., Blocken, B. and Carmeliet, J. (2010). "CFD analysis of convective heat transfer at the surfaces of a cube immersed in a turbulent boundary layer." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **53**(1–3): 297-308.

- Defraeye, T., Cronjé, P., Berry, T., Opara, U. L., East, A., Hertog, M., Verboven, P. and Nicolai, B. (2015). "Towards integrated performance evaluation of future packaging for fresh produce in the cold chain." *Trends in Food Science & Technology* **44**(2): 201-225.
- Defraeye, T., Cronjé, P., Verboven, P., Opara, U. L. and Nicolai, B. (2015). "Exploring ambient loading of citrus fruit into reefer containers for cooling during marine transport using computational fluid dynamics." *Postharvest Biology and Technology* **108**: 91-101.
- Defraeye, T., Lambrecht, R., Delele, M. A., Tsige, A. A., Opara, U. L., Cronjé, P., Verboven, P. and Nicolai, B. (2014). "Forced-convective cooling of citrus fruit: Cooling conditions and energy consumption in relation to package design." *Journal of Food Engineering* **121**: 118-127.
- Defraeye, T., Lambrecht, R., Tsige, A. A., Delele, M. A., Opara, U. L., Cronjé, P., Verboven, P. and Nicolai, B. (2013). "Forced-convective cooling of citrus fruit: Package design." *Journal of Food Engineering* **118**(1): 8-18.
- Defraeye, T., Nicolai, B., Kirkman, W., Moore, S., Niekerk, S. v., Verboven, P. and Cronjé, P. (2016). "Integral performance evaluation of the fresh-produce cold chain: A case study for ambient loading of citrus in refrigerated containers." *Postharvest Biology and Technology* **112**: 1-13.
- Defraeye, T., Verboven, P. and Nicolai, B. (2013). "CFD modelling of flow and scalar exchange of spherical food products: Turbulence and boundary-layer modelling." *Journal of Food Engineering* **114**(4): 495-504.
- Defraeye, T., Verboven, P., Opara, U. L., Nicolai, B. and Cronjé, P. (2015). "Feasibility of ambient loading of citrus fruit into refrigerated containers for cooling during marine transport." *Biosystems Engineering* **134**: 20-30.
- Defraeye, T., Wu, W., Prawiranto, K., Fortunato, G., Kemp, S., Hartmann, S., Cronje, P., Verboven, P. and Nicolai, B. (2017). "Artificial fruit for monitoring the thermal history of horticultural produce in the cold chain." *Journal of Food Engineering* **215**: 51-60.
- Dehghannya, J., Ngadi, M. and Vigneault, C. (2011). "Mathematical modeling of airflow and heat transfer during forced convection cooling of produce considering various package vent areas." *Food Control* **22**(8): 1393-1399.
- Dehghannya, J., Ngadi, M. and Vigneault, C. (2012). "Transport phenomena modelling during produce cooling for optimal package design: Thermal sensitivity analysis." *Biosystems Engineering* **111**(3): 315-324.
- Delele, M. A., Ngcobo, M. E. K., Getahun, S. T., Chen, L., Mellmann, J. and Opara, U. L. (2013). "Studying airflow and heat transfer characteristics of a horticultural produce packaging system using a 3-D CFD model. Part I: Model development and validation." *Postharvest Biology and Technology* **86**: 536-545.
- Delele, M. A., Ngcobo, M. E. K., Getahun, S. T., Chen, L., Mellmann, J. and Opara, U. L. (2013). "Studying airflow and heat transfer characteristics of a horticultural produce

- packaging system using a 3-D CFD model. Part II: Effect of package design." *Postharvest Biology and Technology* **86**: 546-555.
- Delele, M. A., Schenk, A., Ramon, H., Nicolai, B. M. and Verboven, P. (2009). "Evaluation of a chicory root cold store humidification system using computational fluid dynamics." *Journal of Food Engineering* **94**(1): 110-121.
- Delele, M. A., Schenk, A., Tijssens, E., Ramon, H., Nicolai, B. M. and Verboven, P. (2009). "Optimization of the humidification of cold stores by pressurized water atomizers based on a multiscale CFD model." *Journal of Food Engineering* **91**(2): 228-239.
- Delele, M. A., Tijssens, E., Atalay, Y. T., Ho, Q. T., Ramon, H., Nicolai, B. M. and Verboven, P. (2008). "Combined discrete element and CFD modelling of airflow through random stacking of horticultural products in vented boxes." *Journal of Food Engineering* **89**(1): 33-41.
- Derens-Bertheau, E., Osswald, V., Laguerre, O. and Alvarez, G. (2015). "Cold chain of chilled food in France." *International Journal of Refrigeration* **52**: 161-167.
- Derens, E., Gahartian, J. and Moureh, J. (2012). Rapport de l'étude du circuit logistique d'Eurial. r. intern).
- Dincer, I. (1994). "Development of new effective Nusselt-Reynolds correlations for air-cooling of spherical and cylindrical products." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **37**(17): 2781-2787.
- Dincer, I. (1995). "Air flow precooling of individual grapes." *Journal of Food Engineering* **26**(2): 243-249.
- Durand-Estebe, B., Le Bot, C., Mancos, J. N. and Arquies, E. (2014). "Simulation of a temperature adaptive control strategy for an IWSE economizer in a data center." *Applied Energy* **134**: 45-56.
- Duret, S., Hoang, H. M., Flick, D. and Laguerre, O. (2014). "Experimental characterization of airflow, heat and mass transfer in a cold room filled with food products." *International Journal of Refrigeration* **46**: 17-25.
- Durgam, S., Venkateshan, S. P. and Sundararajan, T. (2017). "Experimental and numerical investigations on optimal distribution of heat source array under natural and forced convection in a horizontal channel." *International Journal of Thermal Sciences* **115**: 125-138.
- Eisfeld, B. and Schnitzlein, K. (2001). "The influence of confining walls on the pressure drop in packed beds." *Chemical Engineering Science* **56**.
- Emond, J. P. and Mercier, F. (2000). Study on food transportation in Northern Labrador. Rapport de recherche, Postes Canada: 48 pages.
- Ferrua, M. J. and Singh, R. P. (2008). "A nonintrusive flow measurement technique to validate the simulated laminar fluid flow in a packed container with vented walls." *International Journal of Refrigeration* **31**(2): 242-255.

- Ferrua, M. J. and Singh, R. P. (2009). "Design guidelines for the forced-air cooling process of strawberries." *International Journal of Refrigeration* **32**(8): 1932-1943.
- Ferrua, M. J. and Singh, R. P. (2009). "Modeling the forced-air cooling process of fresh strawberry packages, Part I: Numerical model." *International Journal of Refrigeration* **32**(2): 335-348.
- Ferrua, M. J. and Singh, R. P. (2009). "Modeling the forced-air cooling process of fresh strawberry packages, Part II: Experimental validation of the flow model." *International Journal of Refrigeration* **32**(2): 349-358.
- Finn and Brennan (2003). Sensitivity analysis using CFD of air distribution in transport refrigeration containers 20th Congress. International Institute of Refrigeration. Washington.
- Fitzgerald, W. B., Howitt, O. J. A., Smith, I. J. and Hume, A. (2011). "Energy use of integral refrigerated containers in maritime transportation." *Energy Policy* **39**(4): 1885-1896.
- Flick, D., Alvarez, G., Doursat, C. and Moureh, J. (1999). Modélisation des écoulements et des transferts lors du refroidissement de fruits et légumes conditionnés en palettes. 20th International Congress of Refrigeration IIR-IIF. Sydney.
- Fricke, B. A. and Becker, B. R. (2002). "Calculation of heat transfer coefficients for foods." *International Communications in Heat and Mass Transfer* **29**(6): 731-740.
- Gac, A. (2002). "Refrigerated transport: what's new?" *International Journal of Refrigeration* **25**(5): 501-503.
- Gaffney, J. J., Baird, C. D. and Chau, K. V. (1985). Influence of airflow rate, respiration, evaporative cooling, and other factors affecting weight loss calculations for fruits and vegetables. ASHRAE Trans.: 690-707.
- Gustavsson, J., Cederberg, C., Sonesson, U., Otterdijk, R. v. and Meybeck, A. (2011). Global Food Losses and Food Waste. Extent, Causes and Prevention. FAO.
- Han, J.-W., Zhao, C.-J., Yang, X.-T., Qian, J.-P. and Fan, B.-L. (2015). "Computational modeling of airflow and heat transfer in a vented box during cooling: Optimal package design." *Applied Thermal Engineering* **91**: 883-893.
- Harnett, J. P. and Irvine, T. F. (1984). Advances in heat transfer, Harcourt Brace Jovanovich.
- Hattori, Y., Tsuji, T., Nagano, Y. and Tanaka, N. (2000). "Characteristics of turbulent combined-convection boundary layer along a vertical heated plate." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **21**(5): 520-525.
- Hattori, Y., Tsuji, T., Nagano, Y. and Tanaka, N. (2001). "Effects of freestream on turbulent combined-convection boundary layer along a vertical heated plate." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **22**(3): 315-322.
- Hélias, A., Trelea, I. C. and Corrieu, G. (2008). "Assessment of respiratory activity during surface-mould cheese ripening." *Journal of Food Engineering* **85**(4): 632-638.

- Hellickson, M. L. and Baskins, R. A. (2003). Visual documentation of air flow patterns in a controlled atmosphere storage. *Acta Horticulturae*. **600**: 173-179.
- Ho, S. H., Rosario, L. and Rahman, M. M. (2010). "Numerical simulation of temperature and velocity in a refrigerated warehouse." *International Journal of Refrigeration* **33**(5): 1015-1025.
- Hoang, H.-M., Duret, S., Flick, D. and Laguerre, O. (2015). "Preliminary study of airflow and heat transfer in a cold room filled with apple pallets: Comparison between two modelling approaches and experimental results." *Applied Thermal Engineering* **76**: 367-381.
- Hoang, M. H., Laguerre, O., Moureh, J. and Flick, D. (2012). "Heat transfer modelling in a ventilated cavity loaded with food product: Application to a refrigerated vehicle." *Journal of Food Engineering* **113**(3): 389-398.
- Hoang, M. L., Verboven, P., De Baerdemaeker, J. and Nicolai, B. M. (2000). "Analysis of the air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics." *International Journal of Refrigeration* **23**(2): 127-140.
- Holman, J. P. (2010). Heat Transfer. New York, McGraw-Hill.
- Huang, Z., Li, Z.-Y. and Tao, W.-Q. (2017). "Numerical study on combined natural and forced convection in the fully-developed turbulent region for a horizontal circular tube heated by non-uniform heat flux." *Applied Energy* **185**: 2194-2208.
- Iezzi, R., Francolino, S. and Mucchetti, G. (2011). "Natural convective cooling of cheese: Predictive model and validation of heat exchange simulation." *Journal of Food Engineering* **106**(1): 88-94.
- Islam, M. T., Saha, S., Mamun, M. A. H. and Ali, M. (2008). "Two Dimensional Numerical Simulation of Mixed Convection in a Rectangular Open Enclosure." *Tech Science Press* **4**: 125-137.
- Jalal Dehghannya, M. N., Clement Vigneault (2008). "Simultaneous Aerodynamic and Thermal Analysis during Cooling of Stacked Spheres inside Ventilated Packages."
- James, S. J., James, C. and Evans, J. A. (2006). "Modelling of food transportation systems – a review." *International Journal of Refrigeration* **29**(6): 947-957.
- Joye, D. D. (1996). "Comparison of aiding and opposing mixed convection heat transfer in a vertical tube with Grashof number variation." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **17**(2): 96-101.
- Joye, D. D. (2003). "Pressure drop correlation for laminar, mixed convection, aiding flow heat transfer in a vertical tube." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **24**(2): 260-266.
- Kader, B. A. (1981). "Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **24**(9): 1541-1544.

- Korese, J. K., Sturm, B., Román, F. and Hensel, O. (2017). "Simulation of transient heat transfer during cooling and heating of whole sweet potato (*Ipomoea batatas* (L.) Lam.) roots under forced-air conditions." *Applied Thermal Engineering* **111**: 1171-1178.
- Kotouc, M., Bouchet, G. and Dusek, J. (2009). "Transition to turbulence in the wake of a fixed sphere in mixed convection." *Journal of Fluid Mechanics*: 205-248.
- Krishnamurthy, R. and Gebhart, B. (1989). "An experimental study of transition to turbulence in vertical mixed convection flows." *Journal of Heat Transfer* **111**(1): 121-130.
- Kumar, R., Kumar, A. and Narayana Murthy, U. (2008). "Heat transfer during forced air precooling of perishable food products." *Biosystems Engineering* **99**(2): 228-233.
- Kupferman, E. (2003). Controlled atmosphere storage of apples and pears. Proceedings of the 8th International Controlled Atmosphere Research Conference, Vols I and II. J. Oosterhaven and H. W. Peppelenbos. Leuven 1, International Society Horticultural Science: 729-735.
- Laguerre, O., Ben Amara, S., Charrier-Mojtabi, M. C., Lartigue, B. and Flick, D. (2008). "Experimental study of air flow by natural convection in a closed cavity: Application in a domestic refrigerator." *Journal of Food Engineering* **85**(4): 547-560.
- Laguerre, O., Benamara, S. and Flick, D. (2010). "Numerical simulation of simultaneous heat and moisture transfer in a domestic refrigerator." *International Journal of Refrigeration* **33**(7): 1425-1433.
- Laguerre, O., Duret, S., Hoang, H. M., Guillier, L. and Flick, D. (2015). "Simplified heat transfer modeling in a cold room filled with food products." *Journal of Food Engineering* **149**: 78-86.
- Laguerre, O. and Flick, D. (2010). "Temperature prediction in domestic refrigerators: Deterministic and stochastic approaches." *International Journal of Refrigeration* **33**(1): 41-51.
- Laguerre, O., Hoang, M. H. and Flick, D. (2012). "Heat transfer modelling in a refrigerated display cabinet: The influence of operating conditions." *Journal of Food Engineering* **108**(2): 353-364.
- Laguerre, O., Hoang, M. H., Osswald, V. and Flick, D. (2012). "Experimental study of heat transfer and air flow in a refrigerated display cabinet." *Journal of Food Engineering* **113**(2): 310-321.
- Laouche, N., Korichi, A., Popa, C. V. and Polidori, G. (2017). "Laminar aiding and opposing mixed convection in a vertical channel with an asymmetric discrete heating at one wall." *THERMAL SCIENCE* **21**: 2503-2515.
- Le Bot, C. and Bouchet, G. (2013). "Thermal mixed convection past a sphere in an assisting flow." *International Journal of Thermal Sciences* **65**: 170-177.
- Le Page, J.-F., Chevarin, C., Kondjoyan, A., Daudin, J.-D. and Mirade, P.-S. (2009). "Development of an approximate empirical-CFD model estimating coupled heat and

- water transfers of stacked food products placed in airflow." *Journal of Food Engineering* **92**(2): 208-216.
- Lu, L.-x., Chen, X.-q. and Wang, J. (2016). "Modelling and Thermal Analysis of Tray-layered Fruits inside Ventilated Packages during Forced-air Precooling." *Packaging Technology and Science* **29**(2): 105-119.
- Mahajan, P. V. and Goswami, T. K. (2001). "PH—Postharvest Technology: Enzyme Kinetics Based Modelling of Respiration Rate for Apple." *Journal of Agricultural Engineering Research* **79**(4): 399-406.
- Maré, T., Voicu, I. and Miriel, J. (2005). "Numerical and experimental visualization of reverse flow in an inclined isothermal tube." *Experimental Thermal and Fluid Science* **30**(1): 9-15.
- Mastani Joybari, M., Haghighat, F., Moffat, J. and Sra, P. (2015). "Heat and cold storage using phase change materials in domestic refrigeration systems: The state-of-the-art review." *Energy and Buildings* **106**: 111-124.
- Maughan, J. R. and Incropera, F. P. (1987). "Experiments on mixed convection heat transfer for airflow in a horizontal and inclined channel." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **30**(7): 1307-1318.
- Merai, M., Flick, D., Guillier, L., Duret, S. and Laguerre, O. (2018). "Experimental characterization of airflow inside a refrigerated trailer loaded with carcasses." *International Journal of Refrigeration* **88**: 337-346.
- Mercier, S., Brecht, J. K. and Uysal, I. (2019). "Commercial forced-air precooling of strawberries: A temperature distribution and correlation study." *Journal of Food Engineering* **242**: 47-54.
- Mirade, P.-S., Perret, B., Guillemain, H., Picque, D., Desserre, B., Montel, M.-C. and Corrieu, G. (2012). "Quantifying energy savings during cheese ripening after implementation of sequential air ventilation in an industrial cheesemaking plant." *Energy* **46**(1): 248-258.
- Mohammed, H. A. and Salman, Y. K. (2007). "Combined convection heat transfer for thermally developing aiding flow in an inclined circular cylinder with constant heat flux." *Applied Thermal Engineering* **27**(8): 1236-1247.
- Mohammed, H. A. and Salman, Y. K. (2007). "Experimental investigation of mixed convection heat transfer for thermally developing flow in a horizontal circular cylinder." *Applied Thermal Engineering* **27**(8): 1522-1533.
- Montanari, R. (2008). "Cold chain tracking: a managerial perspective." *Trends in Food Science & Technology* **19**(8): 425-431.
- Mori, Y. and Uchida, Y. (1966). "Forced convection heat transfer between horizontal flat plates." *Heat Mass Transfer* **9**: 803-817.

- Moureh, J. and Derens, E. (2000). "Numerical modelling of the temperature increase in frozen food packaged in pallets in the distribution chain." *International Journal of Refrigeration* **23**(7): 540-552.
- Moureh, J. and Flick, D. (2004). "Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets." *International Journal of Refrigeration* **27**(5): 464-474.
- Moureh, J. and Flick, D. (2005). "Airflow characteristics within a slot-ventilated enclosure." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **26**(1): 12-24.
- Moureh, J., Menia, N. and Flick, D. (2002). "Numerical and experimental study of airflow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets." *Computers and Electronics in Agriculture* **34**(1-3): 25-42.
- Moureh, J., Tapsoba, M. and Flick, D. (2009). "Airflow in a slot-ventilated enclosure partially filled with porous boxes: Part I – Measurements and simulations in the clear region." *Computers & Fluids* **38**(2): 194-205.
- Moureh, J., Tapsoba, M. and Flick, D. (2009). "Airflow in a slot-ventilated enclosure partially filled with porous boxes: Part II – Measurements and simulations within porous boxes." *Computers & Fluids* **38**(2): 206-220.
- Moureh, J., Tapsoba, S., Derens, E. and Flick, D. (2009). "Air velocity characteristics within vented pallets loaded in a refrigerated vehicle with and without air ducts." *International Journal of Refrigeration* **32**(2): 220-234.
- Nakajama, M., Fukui, K. and Ueda, H. (1980). "Buoyancy effects on turbulent transport in combined free and forced convection between vertical parallel plates." *Int. J. Heat Mass Transfer*: 1325-1336.
- Navaz, H. K., Henderson, B. S., Faramarzi, R., Pourmovahed, A. and Taugwalder, F. (2005). "Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases." *International Journal of Refrigeration* **28**(2): 267-275.
- Ndraha, N., Hsiao, H.-I., Vlajic, J., Yang, M.-F. and Lin, H.-T. V. (2018). "Time-temperature abuse in the food cold chain: Review of issues, challenges, and recommendations." *Food Control* **89**: 12-21.
- Ndraha, N., Sung, W.-C. and Hsiao, H.-I. (2019). "Evaluation of the cold chain management options to preserve the shelf life of frozen shrimps: A case study in the home delivery services in Taiwan." *Journal of Food Engineering* **242**: 21-30.
- Ngcobo, M. E. K., Delele, M. A., Opara, U. L. and Meyer, C. J. (2013). "Performance of multi-packaging for table grapes based on airflow, cooling rates and fruit quality." *Journal of Food Engineering* **116**(2): 613-621.
- Ngcobo, M. E. K., Delele, M. A., Opara, U. L., Zietsman, C. J. and Meyer, C. J. (2012). "Resistance to airflow and cooling patterns through multi-scale packaging of table grapes." *International Journal of Refrigeration* **35**(2): 445-452.

- Ngcobo, M. E. K., Opara, U. L. and Thiart, G. D. (2012). "Effects of packaging liners on cooling rate and quality attributes of table grape (cv. Regal seedless)." *Packaging Technology and Science*: 73-84.
- O'Sullivan, J. (2016). Significant factors affecting the forced-air cooling process of polylined horticultural produce. New Zealand, Massey University. **Doctor thesis**.
- O'Sullivan, J., Ferrua, M. J., Love, R., Verboven, P., Nicolai, B. and East, A. (2016). "Modelling the forced-air cooling mechanisms and performance of polylined horticultural produce." *Postharvest Biology and Technology* **120**: 23-35.
- O'Sullivan, J., Ferrua, M., Love, R., Verboven, P., Nicolai, B. and East, A. (2014). "Airflow measurement techniques for the improvement of forced-air cooling, refrigeration and drying operations." *Journal of Food Engineering* **143**: 90-101.
- O'Sullivan, J., Ferrua, M. J., Love, R., Verboven, P., Nicolai, B. and East, A. (2016). "Modelling the forced-air cooling mechanisms and performance of polylined horticultural produce." *Postharvest Biology and Technology* **120**: 23-35.
- O'Sullivan, J. L., Ferrua, M. J., Love, R., Verboven, P., Nicolai, B. and East, A. (2017). "Forced-air cooling of polylined horticultural produce: Optimal cooling conditions and package design." *Postharvest Biology and Technology* **126**: 67-75.
- Oignet, J., Gahartian, J., Ndoeye, F. T. and Delahaye, A. (2017). Mise au point d'un dispositif de calorimétrie pour la mesure de flux de chaleur dégagés au cours de l'entreposage de fromages. Rapport interne. Antony.
- Page, J. L., Chevarin, C., Kondjoyan, A., Daudin, J. and Mirade, P. (2009). "Development of an approximate empirical-CFD model estimating coupled heat and water transfers of stacked food products placed in airflow." *J. Food Eng.*: 208-216.
- Park, S. H., Kim, Y. H., Kim, Y. S., Park, Y. G. and Ha, M. Y. (2018). "Numerical study on the effect of different hole locations in the fan case on the thermal performance inside a gas oven range." *Applied Thermal Engineering* **137**: 123-133.
- Pathare, P. B., Opara, U. L., Vigneault, C., Delele, M. A. and Al-Said, F. A. (2012). "Design of packaging vents for cooling fresh horticultural produce." *Food Bioprocess Technol*: 2031-2045.
- Petukhov, B. S. and Polyakov, A. F. (1986). Turbulent Mixed Convection Heat Transfer. Moscow, Nauka.
- Pham, A. T., Moureh, J. and Flick, D. (2019). "Experimental characterization of airflow within a pallet of product generating heat." *Applied Thermal Engineering* **(submitted)**.
- Pham, A. T., Moureh, J. and Flick, D. (2019). "Experimental characterization of heat transfer within a pallet of product generating heat." *Journal of Food Engineering* **247**: 115-125.
- Poskas, P., Poskas, R., Sirvydas, A. and Smaizys, A. (2011). "Experimental investigation of opposing mixed convection heat transfer in the vertical flat channel in a laminar–

- turbulent transition region." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **54**(1): 662-668.
- Pravesh, R., Dhiman, A. and Bharti, R. P. (2019). "Aiding buoyancy mixed convection flow and thermal features across a periodic array of heated cylinders." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **130**: 1141-1162.
- Radhakrishnan, T. V., Verma, A. K., Balaji, C. and Venkateshan, S. P. (2007). "An experimental and numerical investigation of mixed convection from a heat generating element in a ventilated cavity." *Experimental Thermal and Fluid Science* **32**(2): 502-520.
- Redding, G. P., Yang, A., Shim, Y. M., Olatunji, J. and East, A. (2016). "A review of the use and design of produce simulators for horticultural forced-air cooling studies." *Journal of Food Engineering* **190**: 80-93.
- Reid, M. S. (1991). "Effects of low temperature on ornamental plants." *Acta Hort*: 215-222.
- Roccato, A., Uyttendaele, M. and Membré, J.-M. (2017). "Analysis of domestic refrigerator temperatures and home storage time distributions for shelf-life studies and food safety risk assessment." *Food Research International* **96**: 171-181.
- Sadashive Gowda, B., Narasimham, G. S. V. L. and Krishna Murthy, M. V. (1997). "Forced-air precooling of spherical foods in bulk: A parametric study." *International Journal of Heat and Fluid Flow* **18**(6): 613-624.
- Sarper, B., Saglam, M. and Aydin, O. (2018). "Experimental and numerical investigation of natural convection in a discretely heated vertical channel: Effect of the blockage ratio of the heat sources." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **126**: 894-910.
- Senti, F. R. and Rizek, R. L. (1975). "Nutrient levels in horticultural crops." *HortScience* **10**: 243.
- Shih, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. and Zhu, J. (1995). "A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows." *Computers & Fluids* **24**(3): 227-238.
- Smale, N. J. (2004). Mathematical modelling of airflow in shipping systems: model development and testing. New Zealand, Massey University
- Smale, N. J., Moureh, J. and Cortella, G. (2006). "A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications." *International Journal of Refrigeration* **29**(6): 911-930.
- Smale, N. J., Tanner, D. J., Amos, N. D. and Cleland, D. J. (2003). Airflow properties of packaged horticultural produce - A practical study. *Acta Horticulturae*. **599**: 443-450.
- Sumon, S., Goutam, S., Mohammad, A. and Md. Quamrul, I. (2016). "Combined free and forced convection inside a two-dimensional multiple ventilated rectangular enclosure." *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences* **Vol.1**(No.1).

- Taji, S. G., Parishwad, G. V. and Sane, N. K. (2014). "Enhanced performance of horizontal rectangular fin array heat sink using assisting mode of mixed convection." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **72**: 250-259.
- Tanner, D. J., Cleland, A. C. and Opara, L. U. (2002). "A generalised mathematical modelling methodology for the design of horticultural food packages exposed to refrigerated conditions Part 2. Heat transfer modelling and testing." *International Journal of Refrigeration* **25**(1): 43-53.
- Tapsoba, M., Moureh, J. and Flick, D. (2007). "Airflow patterns inside slotted obstacles in a ventilated enclosure." *Computers & Fluids* **36**(5): 935-948.
- Tassou, S. A., Ge, Y., Hadawey, A. and Marriott, D. (2011). "Energy consumption and conservation in food retailing." *Applied Thermal Engineering* **31**(2): 147-156.
- Thompson, A. K. (1996). Postharvest technology of fruit and vegetables. London, Blackwell Science Ltd.
- Thompson, A. K. (2003). Fruit and Vegetables: Harvesting, Handling and Storage. UK, Blackwell.
- Thompson, J. and Chen, Y. (1988). Comparative energy use of vacuum, hydro, and forced air coolers for fruits and vegetables. ASHRAE Trans. **94**: 1427-1433.
- Tian, C., Wang, J., Cao, X., Yan, C. and Ala, A. A. (2018). "Experimental study on mixed convection in an asymmetrically heated, inclined, narrow, rectangular channel." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **116**: 1074-1084.
- Toulouse, M.-L. (2004). Analyse et caractérisation de la convection naturelle et de la convection mixte dans des enceintes confinées, Thèse de l'école nationale supérieure de l'aéronautique et de l'espace.
- Tutar, M., Erdogan, F. and Toka, B. (2009). "Computational modeling of airflow patterns and heat transfer prediction through stacked layers' products in a vented box during cooling." *International Journal of Refrigeration* **32**(2): 295-306.
- van der Sman, R. G. M. (2002). "Prediction of airflow through a vented box by the Darcy–Forschheimer equation." *Journal of Food Engineering* **55**(1): 49-57.
- Verboven, P., Flick, D., Nicolai, B. M. and Alvarez, G. (2006). "Modelling transport phenomena in refrigerated food bulks, packages and stacks: basics and advances." *International Journal of Refrigeration* **29**(6): 985-997.
- Verboven, P., Hoang, M. L., Baelmans, M. and Nicolai, B. M. (2004). "Airflow through Beds of Apples and Chicory Roots." *Biosystems Engineering* **88**(1): 117-125.
- Vigneault, C., Goyette, B. and de Castro, L. R. (2006). "Maximum slat width for cooling efficiency of horticultural produce in wooden crates." *Postharvest Biology and Technology* **40**(3): 308-313.

- Vigneault, C., L.R. Castro, B. G., Markarian, N. R., Charles, M. T., Bourgeois, G., Foot, E. T. I. and Cortez, L. A. B. (2007). "Indirect airflow distribution measurement method for horticultural crop package design." *Canadian Biosystems Engineering* **335**: 13-22.
- Vigneault, C., Thompson, J., Wu, S., Hui, K. P. C. and LeBlanc, D. I. (2009). "Transportation of fresh horticultural produce " *Postharvest Technologies for Horticultural Crops* **2**: 1-24.
- Villeneuve, S., Mercier, F., Emond, J. P. and Nunes, C. (1999). Amélioration de l'utilisation des comptoirs pour l'étalage des fruits et légumes. Rapport Final, Provigo Distribution: 78 pages.
- Waghmare, R. B., Mahajan, P. V. and Annapure, U. S. (2013). "Modelling the effect of time and temperature on respiration rate of selected fresh-cut produce." *Postharvest Biology and Technology* **80**: 25-30.
- Wu, W., Cronjé, P., Nicolai, B., Verboven, P., Linus Opara, U. and Defraeye, T. (2018). "Virtual cold chain method to model the postharvest temperature history and quality evolution of fresh fruit – A case study for citrus fruit packed in a single carton." *Computers and Electronics in Agriculture* **144**: 199-208.
- Wu, W. and Defraeye, T. (2018). "Identifying heterogeneities in cooling and quality evolution for a pallet of packed fresh fruit by using virtual cold chains." *Applied Thermal Engineering* **133**: 407-417.
- Wu, W., Häller, P., Cronjé, P. and Defraeye, T. (2018). "Full-scale experiments in forced-air precoolers for citrus fruit: Impact of packaging design and fruit size on cooling rate and heterogeneity." *Biosystems Engineering* **169**: 115-125.
- Zhang, K., Pu, Y.-Y. and Sun, D.-W. (2018). "Recent advances in quality preservation of postharvest mushrooms (*Agaricus bisporus*): A review." *Trends in Food Science & Technology* **78**: 72-82.
- Zhao, C.-J., Han, J.-W., Yang, X.-T., Qian, J.-P. and Fan, B.-L. (2016). "A review of computational fluid dynamics for forced-air cooling process." *Applied Energy* **168**: 314-331.
- Zou, Q., Opara, L. U. and McKibbin, R. (2006). "A CFD modeling system for airflow and heat transfer in ventilated packaging for fresh foods: I. Initial analysis and development of mathematical models." *Journal of Food Engineering* **77**(4): 1037-1047.
- Zou, Q., Opara, L. U. and McKibbin, R. (2006). "A CFD modeling system for airflow and heat transfer in ventilated packaging for fresh foods:: II. Computational solution, software development, and model testing." *Journal of Food Engineering* **77**(4): 1048-1058.

Annexes

Annexe 1: Communication au congrès ICC2018 « Conference on Sustainability and the Cold Chain » 6-8 Avril 2018, Pékin, Chine

NUMERICAL MODELLING OF AIRFLOW AND HEAT TRANSFER IN A VENTED PALLET OF CHEESE

Anh Thu PHAM^(a,b,c), Jean MOUREH^(a), Denis FLICK^(a,b)

^(a) IRSTEA, Génie des Procédés Frigorifiques (GPAN)

Antony, 92160, France, anh-thu.pham@irstea.fr

^(b) AgroParisTech, Inra, Université Paris-Saclay, UMR Ingénierie, Procédés, Aliments (GENIAL)

Massy, 91300, France

^(c) CNIEL, French Dairy Board – DirAST,

Paris, 75314, France

KEYWORDS

Heat transfer, temperature distribution, CFD, cheese, heat generating product.

ABSTRACT

During refrigerated transport and storage, cheese generates heat via respiration of the living microorganisms. Therefore, free/mixed convection phenomena are expected to occur within the pallet and to interact with forced convection around it. The resulting airflow should promote appropriate internal ventilation within the pallet to ensure the temperature homogeneity. This work aimed to study the influence of various parameters on the air flow and heat transfer within a pallet of cheese during forced air cooling. A 3-D computational fluid dynamics (CFD) model was developed to predict the temperature of the products in different configurations. Both forced and natural convection due to the heat generation of the produce were considered in the model. An experimental device was used to validate the numerical model. The numerical model can be potentially used as a design tool to improve the design of vented packages in order to reduce temperature differences of products within the pallet.

INTRODUCTION

The most important factor that affects the quality of the product during storage is the temperature (Defraeye et al. 2015, Ambaw et al. 2016). One of the reasons of heterogeneity is the over-ventilation in areas near the refrigerating unit with temperature close to the blowing temperature and the under-ventilation in the areas far from the refrigeration unit causing locally hot spots within the pallet (Moureh et al. 2009). Therefore, it is important to study the air pathways to better understand and to prevent the thermal heterogeneity. The experimental method is usually considered expensive, time-consuming and situation-specific (Zou et al. 2006). Moreover, when problem deals with biological materials, it is difficult to generalize the problem and control the experimental conditions (Delele et al. 2013). Numerical method is considered one of the most powerful alternative methods. Many authors chose CFD (Computational Fluid Dynamics) to study the airflow within a refrigerating enclosure: refrigerated truck (Moureh et al. 2002), cold room (Hoang et al. 2015), refrigerated warehouse (Ho et al. 2010). In case of cheese product, the heat transfer becomes complex since it involves in aerodynamic and thermal interactions between the airflow around the pallet, and the natural convection inside the pallet generated by the internal production of heat by the microorganisms of the cheese.

This study focused on creating a simple model that allows to study the air flow and heat transfer inside a pallet of products generating heat.

NUMERICAL MODELS

Computational domain

The modelling of the system was inspired by a standard industrial pallet of camembert (800mm x 1200mm x 1479mm) containing 54 cardboards evenly distributed into 9 layers, 6 cardboards per layer (figure 1.a). Due to the complex geometry of the products, only one layer was modeled. The computational domain contained 1.15m x 1.75m x 2.14m volume of air with the studied layer in the center. The detail dimensions were presented in figure 1. To simplify the problem and to reduce the number of mesh, several hypotheses were made:

- The system is symmetric so that only half of the layer was modelled
- There was no heat exchange between the different layers of the pallet in height direction

- There was no air gap between the cardboards
- In the real case, there are 3 layers of product per cardboards. In this model, these three layers was considered as a unique cylindrical block
- The cheese packaging was not considered in the model

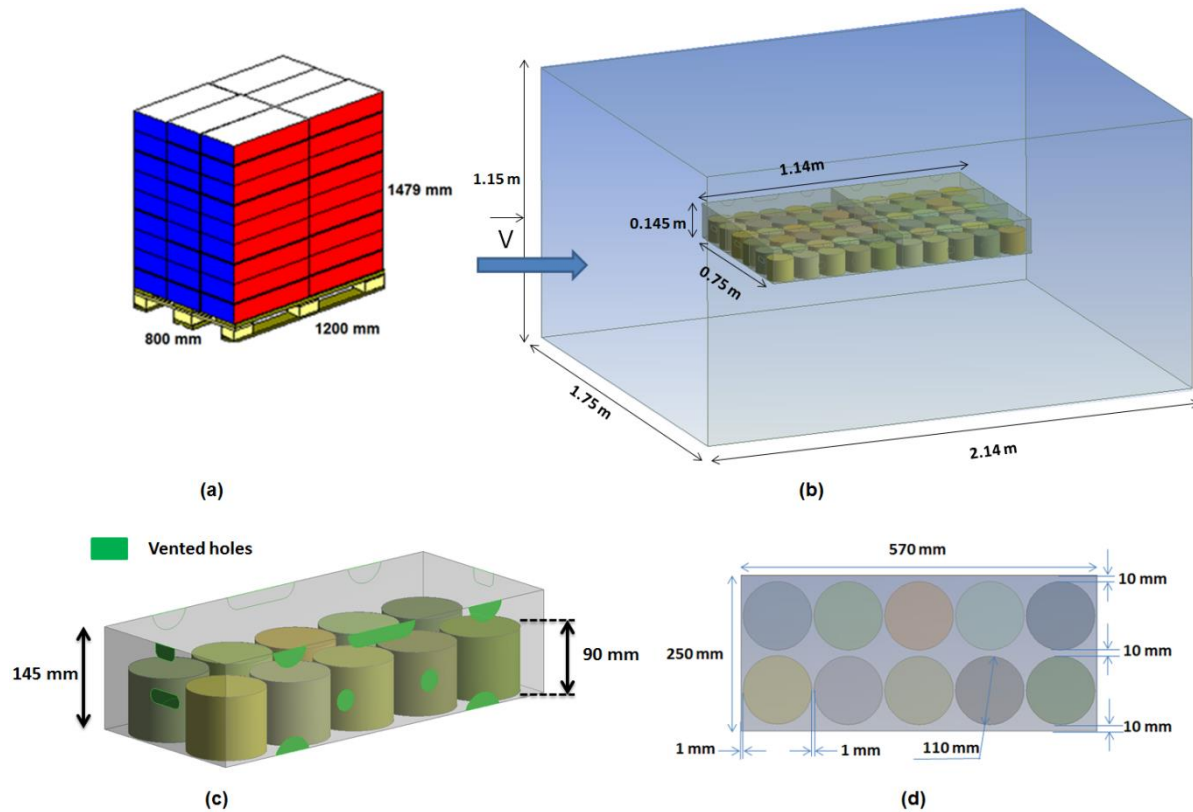


Figure 1(a) a pallet of cheese, (b) computational domain, (c) geometry of one cardboard, (d) view from the top of cheeses in one cardboard

Meshing

Meshing is very important because the accuracy of the results depends on way the domain is subdivided. The difficulty related to our problem was that the space between two cheeses (1mm) was too small compared to the size of cheese (110mm of diameter). In order to ensure the accuracy of measurements, we tried have at least three meshes at the narrowest place (figure 2).

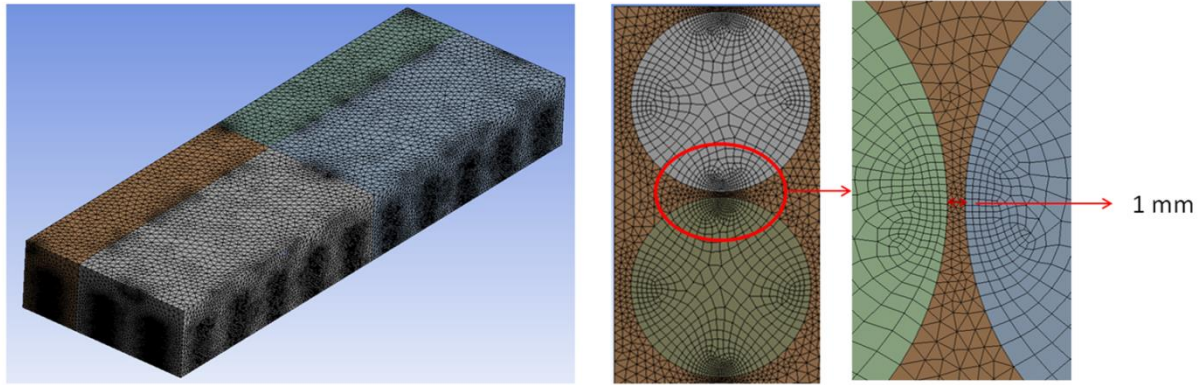


Figure 2 Mesh of half a layer of pallet

Due to the complexity of the geometry of the domain, unstructured meshes were used. The total number of mesh was 7.4 million meshes.

Boundary conditions

The heat flux generated by the product was fixed at 0.14W per cheese of 250g, the temperature of air ambient was 1°C. The air inflow velocity was 0.2m/s. Two models have been created: one that took account the free convection and the other without free convection. For this study, the free convection was solved by using the Boussinesq approximation in which the variable density was allowed only in the buoyancy term. The top and the bottom of the studied layer were adiabatic. The simulations were performed with the CFD code ANSYS Fluent 17.0

RESULTS

Mixed convection

The results presented in this part concerning the case where the natural convection was included in the model, i.e the density of air varied with the variation of temperature. The figure 3 represents the velocity vectors at the vented holes. The vectors were colored by the temperature scale. The blue color corresponded to the lowest temperature (1.0°C) and the red one corresponded to the highest temperature (4.5°C).

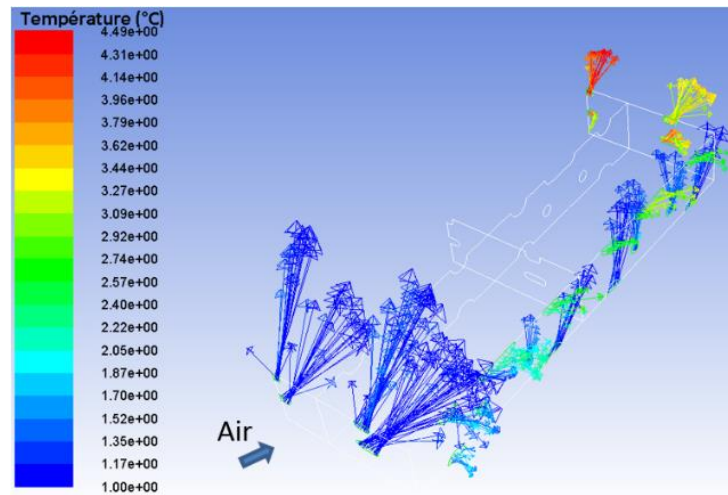


Figure 3 Velocity vectors at vented holes (with natural convection)

In the direction of inflow air, cold air entered the pallet by the vented holes of the first line of cardboard. Then air warmed up as it passed through the pallet and exited by the vented holes the other side with the smaller velocity. On the side faces, cold air entered through the bottom holes and mixed with hot air inside the pallet. Hot air evacuated by the top holes. This air movement was driven by natural convection.

From the thermal point of view, figure 4 showed the temperature contour in the horizontal plane in the middle of the products. The temperature varied between 1.1°C (blue color) and 5.5°C (red color).

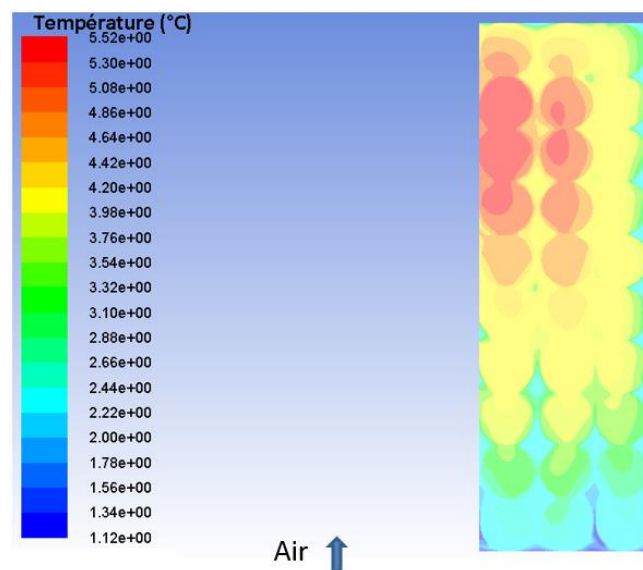


Figure 4 Product temperature contour (with natural convection)

The general trend showed that the temperature rises along the main flow direction (from the ventilated face to the opposite one), hence blue and green colors for the first cheeses. However, the further the products are from the main entrance, the hotter they were, hence the presence of red color. The maximal temperature is reached at the middle of the second cardboard. After that the products temperature decreased. The reasons of this decrease in temperature is that air accelerates towards outlet of the cardboard by passing vented holes which promoted the heat exchange. In the side direction, the further the products from the external wall of the pallet, the higher the product temperature this is due to the weak exchanges with the outside cold air.

Without free convection

In order to study the influence of the natural convection on the heat exchange and airflow within the pallet, a study of an imaginary case has been carried out in which the density is constant, i.e. density does not depend on the temperature.

The figure 5 showed the velocity vectors at the side vented holes for both cases: with and without natural convection. The vectors are colored by the colors of the temperature: blue - the coldest (1.0°C) and red - the hottest (6.7°C).

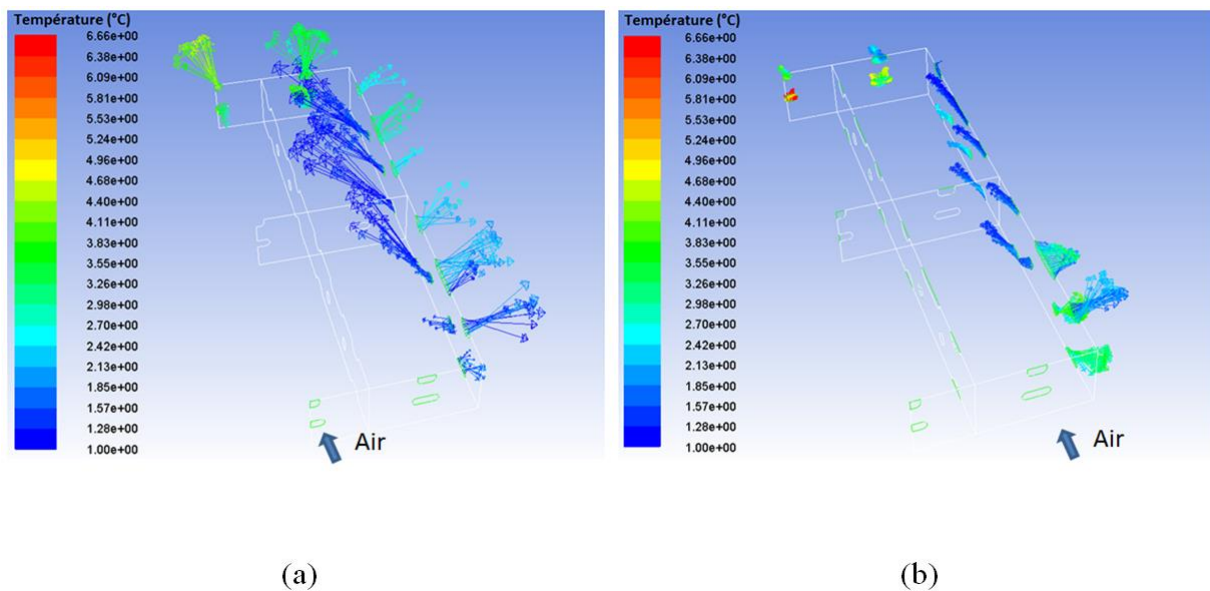


Figure 5 Velocity vectors at side vented holes (a) with natural convection (b) without natural convection)

In the case without natural convection: the air velocity was much lower compared to the case with natural convection. Cold air entered by all the holes with low velocity, whereas in the case with natural convection, the cold air entered only through the holes at the bottom and the hot air left through the holes at the top. This again confirmed that the upward and downward movements of the air were due to natural convection.

Figure 6 showed the contours of the temperature in the middle of the products in both cases: with and without natural convection. The temperature varies between 1.0°C (blue color) and 8.0°C (red color).

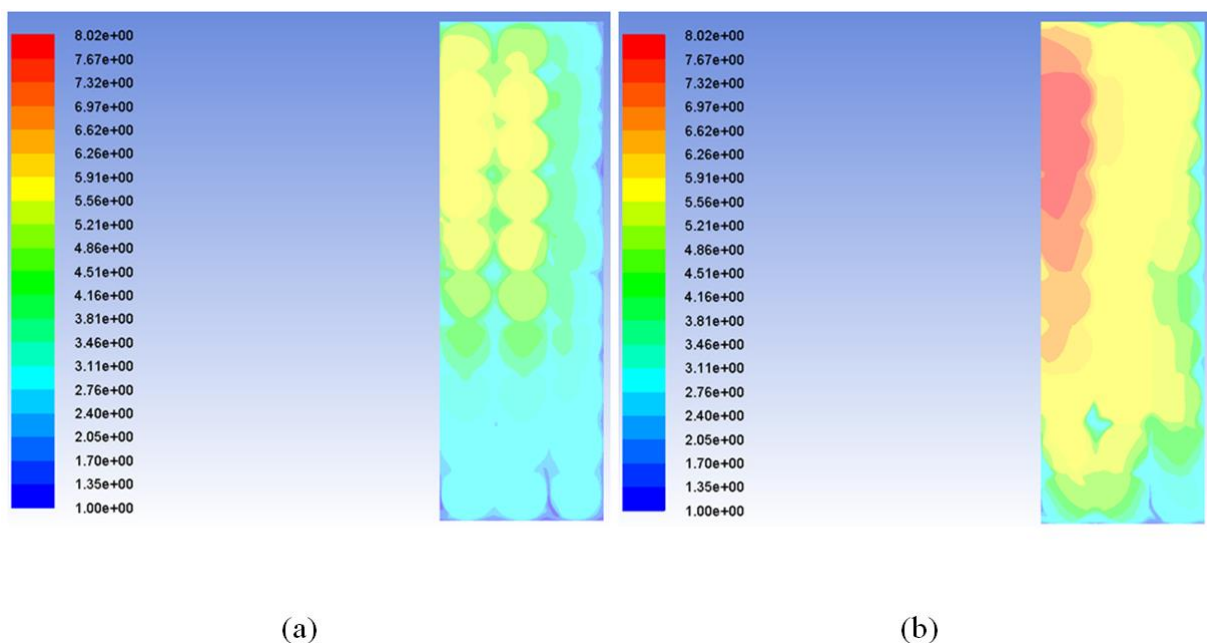


Figure 6 Product temperature contour: (a) with natural convection, (b) without natural convection

The product temperature is much more homogeneous in the case with the natural convection, which is due to a better circulation of the air: indeed, the maximum temperature is of 5.5 °C whereas that of the case without convection natural is 8°C. Moreover, considering the temperature evolution in the side direction in the case without natural convection, a clear difference can be observed between the first and the second cardboard. Products in the left side of the carton have a higher temperature than those located at the same location in the case with natural convection. This is due to the fact that the air velocity on the side direction is very low so the air could not exchange between two adjacent cardboard.

CONCLUSION

A simplified model was created to simulate the heat transfer and air flow within a pallet of product generating heat, cheese product in our case. The model concerned one layer of the pallet and took into account both forced and natural convection, i.e. mixed convection.

Two simulations were carried out: with and without natural convection. The results showed that the effect of natural convection was significant and cannot be neglected. For a future work, a model of the whole pallet can be created based on this model.

REFERENCES

- Ambaw, A., N. Bessemans, W. Gruyters, S. G. Gwanpua, A. Schenk, A. De Roeck, M. A. Delele, P. Verboven and B. M. Nicolai (2016). "Analysis of the spatiotemporal temperature fluctuations inside an apple cool store in response to energy use concerns." *International Journal of Refrigeration* 66: 156-168.
- Defraeye, T., P. Cronjé, T. Berry, U. L. Opara, A. East, M. Hertog, P. Verboven and B. Nicolai (2015). "Towards integrated performance evaluation of future packaging for fresh produce in the cold chain." *Trends in Food Science & Technology* 44(2): 201-225.
- Delele, M. A., M. E. K. Ngcobo, S. T. Getahun, L. Chen, J. Mellmann and U. L. Opara (2013). "Studying airflow and heat transfer characteristics of a horticultural produce packaging system using a 3-D CFD model. Part I: Model development and validation." *Postharvest Biology and Technology* 86: 536-545.
- Ho, S. H., L. Rosario and M. M. Rahman (2010). "Numerical simulation of temperature and velocity in a refrigerated warehouse." *International Journal of Refrigeration* 33(5): 1015-1025.
- Hoang, H.-M., S. Duret, D. Flick and O. Laguerre (2015). "Preliminary study of airflow and heat transfer in a cold room filled with apple pallets: Comparison between two modelling approaches and experimental results." *Applied Thermal Engineering* 76: 367-381.
- Moureh, J., N. Menia and D. Flick (2002). "Numerical and experimental study of airflow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets." *Computers and Electronics in Agriculture* 34(1-3): 25-42.
- Moureh, J., M. Tapsoba and D. Flick (2009). "Airflow in a slot-ventilated enclosure partially filled with porous boxes: Part II – Measurements and simulations within porous boxes." *Computers & Fluids* 38(2): 206-220.
- Zou, Q., L. U. Opara and R. McKibbin (2006). "A CFD modeling system for airflow and heat transfer in ventilated packaging for fresh foods: I. Initial analysis and development of mathematical models." *Journal of Food Engineering* 77(4): 1037-1047.

Annexe 2 : Communication au congrès FOODSIM “Simulation applied to food processes, quality, safety, and sustainability” 8-12 Avril 2018, Ghent, Belgium

PAPER ID: 015

DOI: 10.18462/iir.iccc.2018.0057

Experimental characterization of heat transfer in a pallet of cheese

Anh Thu PHAM^(a,b,c), Jean MOUREH^(a), Denis FLICK^(a,b)

^(a) IRSTEA, Génie des Procédés Frigorifiques (GPAN)

Antony, 92160, France, anh-thu.pham@irstea.fr

^(b) AgroParisTech, Inra, Université Paris-Saclay, UMR Ingénierie, Procédés, Aliments (GENIAL)
Massy, 91300, France

^(c) CNIEL, French Dairy Board – DirAST,
Paris, 75314, France

During refrigerated transport and storage, cheese generates heat via respiration of the living microorganisms inside and at the surface of the product. In order to ensure the level and uniformity of temperature within a pallet, it is important to take into account this amount of heat. This work aimed to study the influences of different parameters on the heat transfer for which forced convection around the pallet interacts with free/mixed convection inside it. An experimental device was used in which the cheese was replaced by plaster blocs; each bloc being equipped with a heating resistance to simulate the produce heat generation. The pallet was placed in a room under controlled operating conditions. Two upwind air velocities were selected: 0.31m/s and 0.73 m/s; the heat generating varied between 0.05W and 0.30W per product of 0.25 kg. A dimensionless correlation predicting the maximal temperature in function of the operating conditions was established.

Keywords: Heat transfer, temperature distribution, correlation, cheese, heat generating product.

1. INTRODUCTION

The most important factor that affects the quality of the product during storage is the temperature (Defraeye et al. 2015, Ambaw et al. 2016). The temperature heterogeneity of product in refrigerating equipment has been shown by many studies: cold room(Flick et al. 1999), refrigerated vehicle(Moureh and Flick 2004), display cabinet (Laguerre et al. 2012), domestic refrigerator(Laguerre et al. 2010). One of the reasons of heterogeneity is the over-ventilation in areas near the refrigerating unit with temperature close to the blowing

temperature and the under-ventilation in the areas far from the refrigeration unit causing locally hot spots within the pallet (Moure et al. 2009). Alvarez and Flick (1999) explained the heterogeneity of cooling principally by the increase in air temperature and the variation of heat transfer coefficient as a function of position along the air flow paths.

This project focuses on the control of temperatures of cheese stacked on vented pallets through the cold chain. In this case, the heat transfer becomes complex since it involves in aerodynamic and thermal interactions between the airflow around the pallet, and the natural convection inside the pallet generated by the internal production of heat by the microorganisms of the cheese.

The heat transfer and air flow inside a pallet of product generating heat is then under mixed convection regime. The forced flow and the flow created by natural convection can be in the same direction (assisting mixed convection), opposing direction (opposing mixed convection) or perpendicular (transverse mixed convection) (Sumon et al. 2016). Depending on the system, free convection can promote or prevent heat transfer.

The current study investigates the heat transfer within in a stack of product generating heat in a test room applying for a cheese pallet. Firstly the heterogeneity of the temperature within the pallet was studied in function of two parameters: air upwind velocity and generated heat flux. A correlation was then introduced which allows to predict the dimensionless maximal product temperature in function of Reynolds and Richardson numbers, taking into account both forced and free convection effects.

2. MATERIALS AND METHODS

2.1. Experimental room

The experiment was carried out inside a room (5.10 m x 2.86 m x 3.20m) where air temperature and air upwind velocity can be controlled. Air was blown out from one lateral surface (3.20m x 2.86m) and evacuated by the opposite one. The upwind air velocity varied between 0.31 m/s and 0.73 m/s. This velocity corresponds to the average of 24 measurements over the ventilation surface obtained with a vane measurement probe (60mm diameter, Testo 435-3). The standard deviation of measurement was 4% at $u = 0.31$ m/s and 7% at $u = 0.73$ m/s. So it can be considered that air velocity distributes quite uniformly all over the surface. The pallet was placed in the middle of the experimental room

2.2. Pallet of product

A standard industrial pallet (800mm x 1200mm x 1479mm) containing 54 cardboards evenly distributed into 9 layers was used for the study which corresponds to an often used configuration for camembert transportation.

In order to control the heat flux and to insure the stability of experimental conditions, cheeses were replaced by the plaster blocs in which electric heating resistances were inserted to simulate the heat generation. The industrial cardboards contain 30 camemberts (3 layers of 10 products). This corresponds to a very large number of camembert (1620). Therefore, we decided to simplify the problem by using two types of plaster blocs: small blocs (SB) which represents one camembert (33 mm height and 106 mm diameter) and big bloc (BB) which represents a set of 15 camemberts (figure 1).

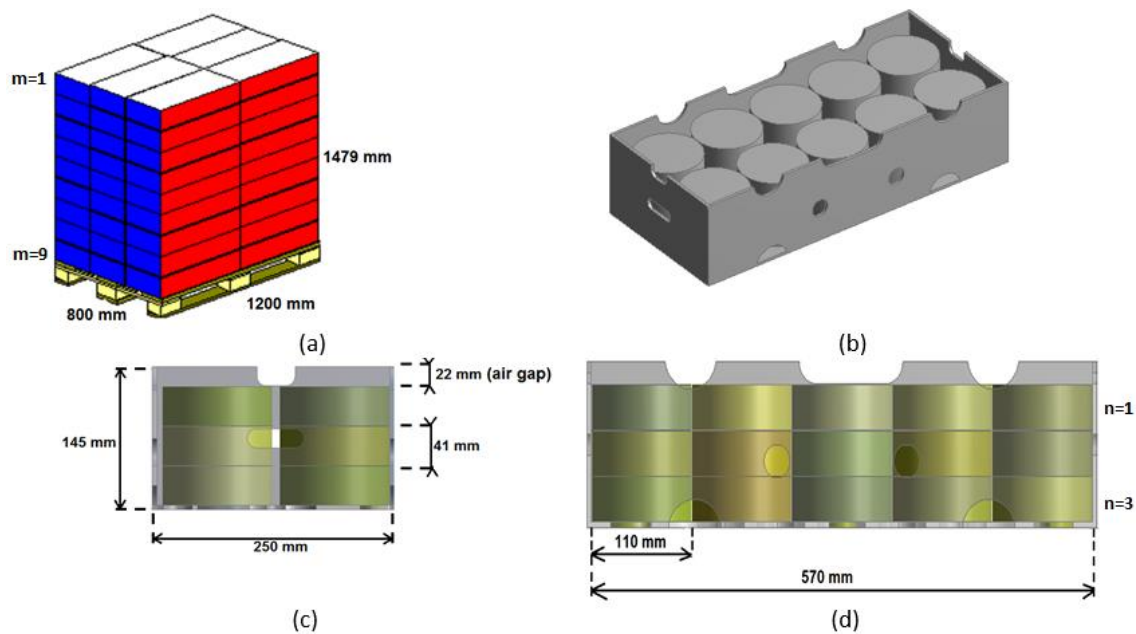


Figure 1(a) pallet, (b) cardboard, (c) frontal view, (d) side view

One of the 9 cardboards layer was constructed by using the small blocs (SB) and the other 8 layers contained big blocs (BB). Each bloc is equipped by a silicone heating resistance at the center: circular form (diameter 80mm) for the SB and rectangular form (30mm x 500mm) for the BB. Both types of resistance have 2mm thickness. Their electric resistances were respectively $18.0 \Omega \pm 5\%$ (SB) and $7.3 \Omega \pm 5\%$ (BB).

All the plaster blocs were connected in a parallel circuit. Three electrical generators supplied the heat resistances for the whole pallet. The heat flux was controlled by varying the voltage.

2.3. Experimental conditions

The ventilation velocity in our test room can only vary between 0.31 and 0.73 m/s. However, within actual facilities of the cold chain like truck or warehouse, the upwind air velocity can vary from 0.1 m/s to about 2 m/s depending on the positions of the pallet in the refrigerated domain. It is not possible in our case to replicate these conditions of ventilation in the test room especially for low velocities for which higher product temperatures are expected within pallets. To overcome this limitation, we choose to adjust the heat flux in such a way to obtain the same range of Richardson number between test room and a warehouse. In our study the Reynolds, Grashof and Richardson number are defined as follows:

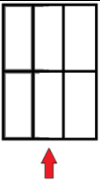
$$Re = \frac{uD}{\nu} \quad \text{Eq. (1)}$$

$$Gr = \frac{g\beta q D^2}{\lambda \nu^2} \quad \text{Eq. (2)}$$

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta q}{\lambda u^2} \quad \text{Eq. (3)}$$

Where D is the diameter of one camembert (106 mm) which is close to the height of three superposed camembert (3x33 mm); u is the upwind velocity and q is the heat flux corresponding to one camembert (or SB). The experimental conditions are defined in the table 1. Two inflow air velocities (u=0.31m/s and 0.71m/s) and three heat generating (q=0.05W, 0.15W and 0.30W per product of 0.25kg) were chosen. The range of Richardson number in warehouse (q = 0.05 W, 0.1 < u < 2 m/s) is from 1.5 10⁻⁴ to 5.6 whereas for the experiments it is from 0.1 to 3.5. But in fact, the case of high velocity (low Richardson number) is not problematic in practice. The temperature in the test room was controlled at 4°C, which is the same temperature as in a warehouse.

Table 1: Operating conditions

	u=0.31 m/s (Re = 2172)	u=0.73 m/s (Re= 5115)	
Heat flux (per cheese item of 250g)	0.05W (Ri=0.58)	0.05W (Ri=0.11)	
	0.15W (Ri=1.75)	0.15W (Ri=0.32)	
	0.30W (Ri=3.51)	0.30W (Ri=0.63)	

The layer of a product item is identified by using 2 indices m and n : m is the layer of cardboard in the pallet (9 layers in total - figure 1.a) and n is the layer number of product in the cardboard (3 layers in total - figure 1.d)

For each experimental condition, the layer containing SB was placed successively at $m=1$ (top) and $m=5$ (mid height). The temperature was measured by using T-type thermal sensors (with a precision of ± 0.1 K, after individual calibration between 273 and 293 K). The product temperature was measured on the axis of the cylindrical small blocs, 5 mm from the top. Even the temperature in the test room was controlled at 4°C , the real temperature in the test room varied slightly. Therefore, three thermocouples placed upstream of the pallet were used to estimate the inlet air temperature or ambient temperature, T_{amb} (mean value of these three thermocouples). The temperatures were recorded every minute.

3. RESULTS AND DISCUSSION

All the presented results are the mean value of 30 acquisitions (30 minutes) during the steady state. Since the inlet air temperature can vary from one experiment to another, instead of using product temperature for the calculation, we use the difference with inlet air temperature.

$$\Delta T = T_p - T_{\text{amb}} \quad \text{Eq. (4)}$$

Since the system is symmetric, only half of the pallet was instrumented with the thermocouples. The figure 2 represents the positions of the thermocouples as well as the indices to define their positions.

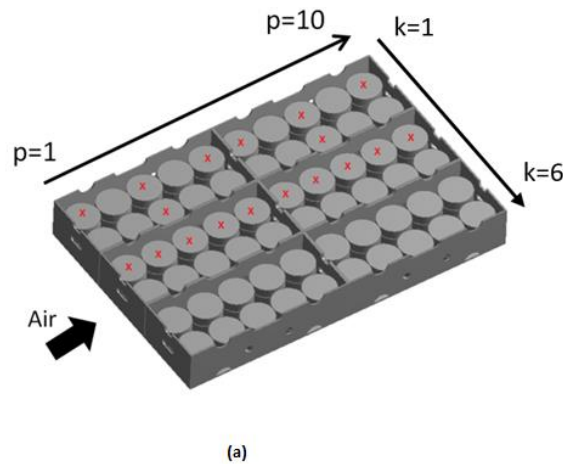


Figure 2: Position and indices of the thermocouples

3.1. Temperature profile

Figure 3 presents the profile of $\Delta T = T_p - T_{air}$ at 6 layers: 2 cardboard layers: $m=1$ (top) and $m=5$ (mid height); 3 product layers: $n=1, 2$ and 3 (see figure 1 for m and n indices), for $u=0.32$ m/s and $q=0.05$ W.

The general trend showed that the temperature rises along the main flow direction (from the ventilated face to the opposite one). The same phenomena was observed by O'Sullivan et al. (2016) inside a stack of kiwi and was attributed to the rise in air temperature as it was pulled through the pallet. Another possible reason of heterogeneity could be that the heat transfer coefficient is in function of position (Alvarez et al. 1999).

The maximal temperature is reached at the position $p=8$. After that the products temperature decreased. One of the possible reasons of the temperature decrease from $p=8$ to $p=10$ is that air accelerates towards outlet of the cardboard by passing vented holes which promoted the heat exchange.

In the same cardboard (from $p=1$ to $p=5$ and from $p=6$ to $p=10$), the temperature changes progressively. The maximal temperature difference between two side by side products is 0.4°C . However, temperature increases more significantly from one cardboard to another (from $p=5$ to $p=6$), by about 1°C for most of the case for $k=3$. This could be due to air recirculation in the cardboard: part of the air which was in contact with product in position $p=7$ or 8 (hot spot) possibly return in contact with product at position $p=6$.

In the transverse direction (k), the further the products from the external wall of the pallet, the higher the product temperature. The heterogeneity is more pronounced at the center of the pallet ($k=3$): where the maximal temperature difference is 3.7°C than on the side ($k=1$).

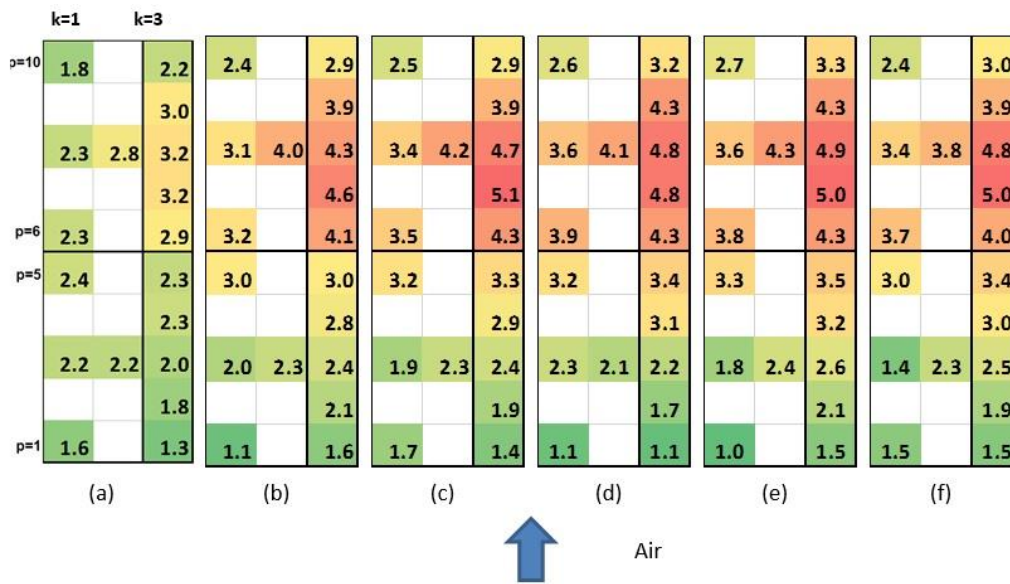


Figure 3: Profile of $\Delta T = T_p - T_{amb}$ (°C) for face ventilation: $q = 0.05 \text{ W}$, $u = 0.31 \text{ m/s}$. Different levels: a) m=1 n=1 b) m=1 n=2 c) m=1 n=3 d) m=5 n=1 e) m=5 n=2 f) m=5 n=3 The ambient temperature was 3.3°C in case (a), (b), (c) and = 3.5°C in case (d), (e), (f)

The temperature profiles are not significant different for the different layers except for the layer 1.1 where the maximal difference is 2.6°C. This can be explained by the fact that the layer 1.1 is on the top of the pallet and the cardboards are not covered. Therefore, there was much better contact with ambient air. Except for the top layer, the product temperature can be considered independent of the height position (maximum temperature difference is 0.5°C).

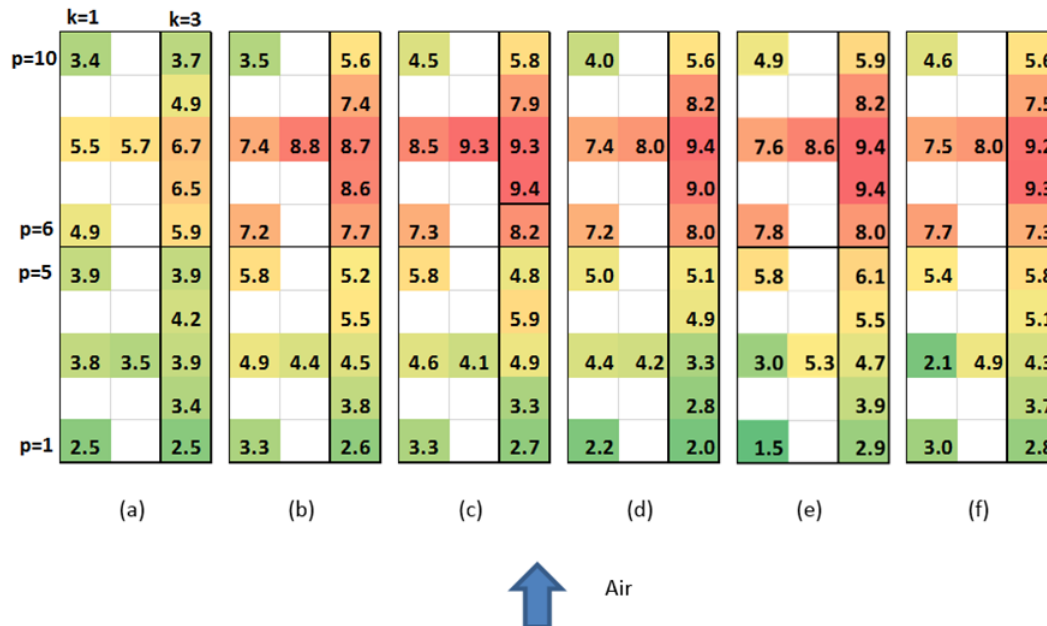


Figure 4: Profile of $\Delta T = T_p - T_{amb}$ (°C) for face ventilation: $q = 0.15 \text{ W}$, $u = 0.73 \text{ m/s}$. Different levels: a) m=1 n=1 b) m=1 n=2 c) m=1 n=3 d) m=5 n=1 e) m=5 n=2 f) m=5 n=3 The ambient temperature was 3.5°C in case (a), (b), (c) and = 3.4°C in case (d), (e), (f)

Figure 4 gives the temperature profile for other operating conditions: $q = 0.15 \text{ W}$, $u = 0.73 \text{ m/s}$. As can be observed, the same tendencies were observed.

3.2. Dimensionless temperature

The dimensionless temperature: T^* was defined as:
$$T^* = \frac{(T_p - T_{amb})\lambda D}{q} \quad \text{Eq. (5)}$$

The figure 5 represent the profile of T^* of the chosen line of product ($m=5$, $n=2$, $k=3$, $p=1$ to 10) under different conditions presented in table 1.

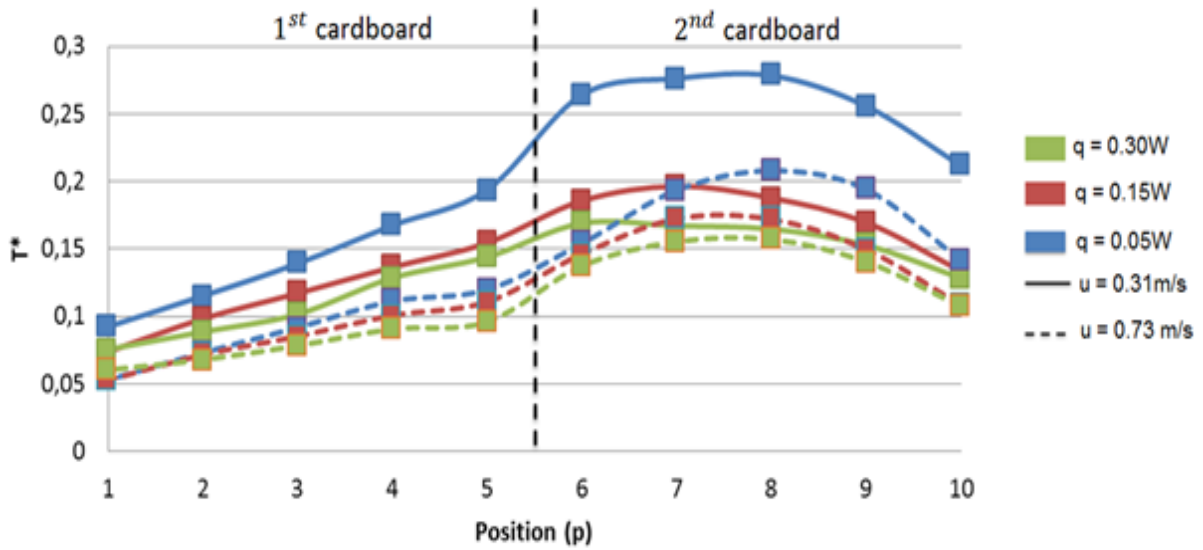


Figure 5 : Dimensionless temperature T^* under faced ventilation in different 6 configurations $u = 0.31\text{m/s}$ and 0.73m/s ; $q = 0.05\text{W}$, 0.15W and 0.30W per product of 250g

Fig 5 clearly shows two different trends related to the two cardboards. In the first cardboard ($p=1$ to 5), a monotonic increase of T^* is observed for the all curves. In the second cardboard ($p=6$ to 10), T^* experiences a concave shape with a sudden increase at the entrance of this cardboard (between $p=5$ and 6) followed by an almost plateau where the highest T^* values are observed, and finally a significant decrease of T^* values in the rear part of the cardboard.

In order to predict the maximal product temperature, a correlations was proposed:

$$T_{\max}^* = 41.21 \frac{\text{Re}^{-0.63}}{1 + 0.29\text{Re}} \quad \text{Eq. (6)}$$

Figure 6 presents the fit between experimental of $T_{\max}^*$ values and the prediction of the correlation.

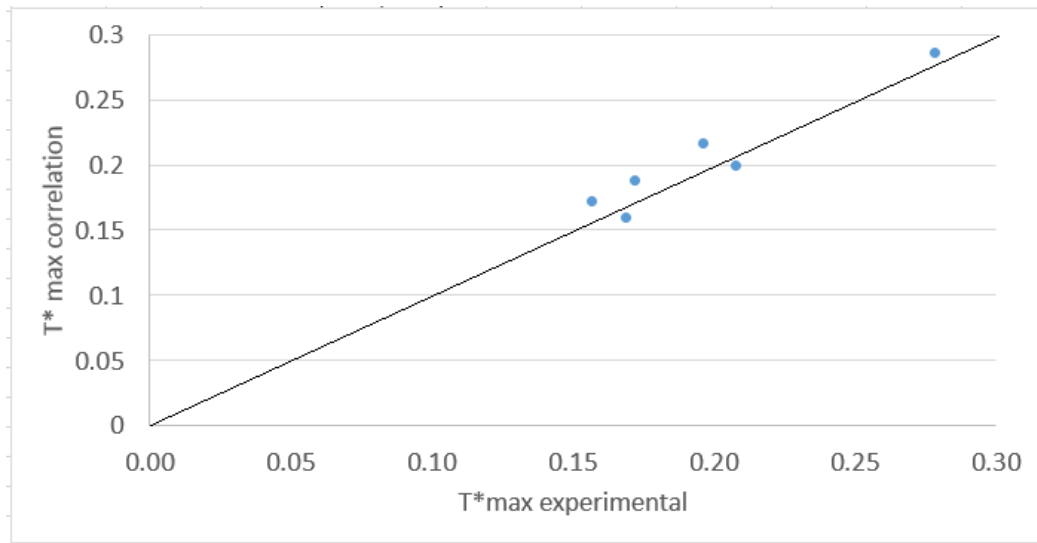


Figure 6: Comparison between experimental values of T^*_{max} and prediction by eq. 6

The overall correlation coefficient is 0.94 which shows that the proposed functions fit well in the range of considered parameters ($2200 < Re < 5200$; $0.11 < Ri < 3.51$) and this correlation can be used to predict the maximal temperature within the pallet for different upwind air velocities, different ambient air temperatures and different heat generation fluxes.

4. CONCLUSION

Experiments were carried out to study the combination of free and forced convection heat transfer within a ventilated pallet of product generating heat. The study showed heterogeneity of temperature in length and in width of the pallet but not in height. The product temperature evolution along the main flow direction had always the same tendency: the temperature increased on about $\frac{3}{4}$ of the length and then decreased.

A dimensionless correlation was established to predict the maximal dimensionless product temperature in function Richardson and Reynolds numbers. The correlation showed a good agreement with experimental results. It can be used to predict the temperature of the product under different operating condition (ambient temperature, air velocity, heat generation).

A further study including air velocity measurement should allow better understanding of interaction between forced and free convection.

NOMENCLATURE

D	Cheese diameter (m)	<i>Greeks symbols</i>	
g	Acceleration due to gravity (m.s^{-2})	β	Expansion coefficient (K^{-1})
q	Heat flux (W)	λ	Thermal conductivity of air ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
T	Temperature (K)	ν	Kinematic viscosity of air ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)

REFERENCES

- Alvarez, G. and D. Flick (1999). "Analysis of heterogeneous cooling of agricultural products inside bins: Part II: thermal study." *Journal of Food Engineering* 39(3): 239-245.
- Ambaw, A., N. Bessemans, W. Gruyters, S. G. Gwanpua, A. Schenk, A. De Roeck, M. A. Delele, P. Verboven and B. M. Nicolai (2016). "Analysis of the spatiotemporal temperature fluctuations inside an apple cool store in response to energy use concerns." *International Journal of Refrigeration* 66: 156-168.
- Defraeye, T., P. Cronjé, T. Berry, U. L. Opara, A. East, M. Hertog, P. Verboven and B. Nicolai (2015). "Towards integrated performance evaluation of future packaging for fresh produce in the cold chain." *Trends in Food Science & Technology* 44(2): 201-225.
- Flick, D., G. Alvarez, C. Doursat and J. Moureh (1999). *Modélisation des écoulements et des transferts lors du refroidissement de fruits et légumes conditionnés en palettes*. 20th International Congress of Refrigeration IIR-IIF. Sydney.
- Laguerre, O., S. Benamara and D. Flick (2010). "Numerical simulation of simultaneous heat and moisture transfer in a domestic refrigerator." *International Journal of Refrigeration* 33(7): 1425-1433.
- Laguerre, O., M. H. Hoang and D. Flick (2012). "Heat transfer modelling in a refrigerated display cabinet: The influence of operating conditions." *Journal of Food Engineering* 108(2): 353-364.
- Moureh, J. and D. Flick (2004). "Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets." *International Journal of Refrigeration* 27(5): 464-474.
- Moureh, J., M. Tapsoba and D. Flick (2009). "Airflow in a slot-ventilated enclosure partially filled with porous boxes: Part II – Measurements and simulations within porous boxes." *Computers & Fluids* 38(2): 206-220.
- O'Sullivan, J., M. J. Ferrua, R. Love, P. Verboven, B. Nicolai and A. East (2016). "Modelling the forced-air cooling mechanisms and performance of polylined horticultural produce." *Postharvest Biology and Technology* 120: 23-35.
- Sumon, S., S. Goutam, A. Mohammad and I. Md. Quamrul (2016). "Combined free and forced convection inside a two-dimensional multiple ventilated rectangular enclosure." *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences* Vol.1(No.1).

Title : Characterization of heat transfer and airflow within a pallet of heat-generating product: applied to cheese pallets

Keywords : Heat transfer, airflow, stacking, mixed convection, modelling, palette, cheese

Abstract :

The presence of ferments in cheese induces a respiratory activity associated with an important release of heat. Thus, cheese controlling temperature throughout the cold chain becomes more complex because of the coexistence of different modes of convection: the forced convection imposed by the fans around the pallet and the mixed convection, the combination of forced and natural convection - inside the palette. In addition, the system is influenced by a large number of parameters: the orientation of the pallet, the opening surface of the boxes, the blowing speed, the heating power ... The aim of the present thesis is to bring new knowledge on airflow and heat transfer in stacks of heat-generating and poorly ventilated products.

The thesis is composed of two main parts: experimentation and modeling. In the experimental approach, a full-scale pallet was built in which the products were replaced by plaster blocks inserted with electric resistors in order to simulate the heat generated by the products. The experiments were carried out in a temperature and air-velocity-controlled room for two upstream speeds: 0.31 m.s^{-1} and 0.73 m.s^{-1} , three heating powers: 0.05 W, 0.15 W, and 0.30 W per product (0.25kg) as well as two pallet orientations. The modeling part was carried out by two approaches: a detailed simulation by computational fluid dynamics (CFD) with a mesh of several million cells and a zonal model (about twenty zones). Both models were validated using experimental data. The CFD approach has facilitated the understanding of the phenomena. The zonal approach, by its simplicity of use and its low computing time is more suitable for industrial use.

Experimental results (obtained in the laboratory and in the warehouses) and results obtained by CFD simulation show strong heterogeneities concerning airflow and temperature within a pallet. The results clearly prove the predominance of forced convection in the upstream part of the pallet and the significant effect of natural convection when the Richardson number is greater than 1 in the downstream part of the pallet. It was found that the appearance of secondary circulation generated by natural convection increases the heat exchange by allowing cold air to enter through certain lateral and downstream vent holes of the pallet.

Titre : Caractérisation aéraulique et thermique au sein d'un empilement de produits dégageant de la chaleur: application au cas des palettes de fromage

Mots-clés : transfert thermique, écoulement d'air, empilement, convection mixte, modélisation, palette, fromage

Résumé :

Dans les fromages, la présence de ferments induit une activité respiratoire associée à un important dégagement de chaleur. Ainsi, la maîtrise de la température de ces denrées températures tout au long de la chaîne du froid devient complexe car elle met en interaction plusieurs modes de convection : la convection forcée imposée par les ventilateurs de la chambre froide autour de la palette et la convection mixte, combinaison des convections forcée et naturelle, à l'intérieur de la palette. De plus, le système est influencé par un grand nombre de paramètres : l'orientation de la palette, l'ajourage des cartons, la vitesse de soufflage, la puissance de chauffage... L'objectif de la thèse est d'apporter de nouvelles connaissances sur les écoulements d'air et les transferts thermiques au sein d'empilements de produits dégageant de la chaleur et faiblement ventilés.

La thèse est composée de deux parties principales : Une étude expérimentale et une étape de modélisation. Dans l'approche expérimentale, une maquette de palette à l'échelle 1 a été conçue dans laquelle les produits ont été remplacés par des blocs de plâtre munis de résistances chauffantes afin de simuler le flux de chaleur dégagé par les produits. Les expérimentations ont été réalisées dans une cellule à température et vitesse d'air maîtrisées pour deux vitesses amont : 0,31 et 0,73 m.s⁻¹, trois puissances de chauffage : 0,05 W ; 0,15 W et 0,30 W par produit (0,25kg) ainsi que deux orientations de la palette. La partie modélisation a été réalisée selon deux approches: une simulation détaillée par mécanique des fluides numériques (CFD) avec un maillage de plusieurs millions de cellules et un modèle zonal (une vingtaine de zones). Les deux modèles ont été validés grâce aux données expérimentales. L'approche CFD a facilité la compréhension des phénomènes. L'approche zonale, de par sa simplicité d'utilisation et son faible temps de calcul est quant à elle plus adaptée pour une utilisation industrielle.

Les résultats expérimentaux (obtenus au laboratoire et sur site) comme ceux obtenus par simulation CFD montrent de fortes hétérogénéités concernant l'écoulement d'air et la température au sein d'une palette. Les résultats montrent clairement la prédominance de la convection forcée dans la partie amont de la palette et l'effet non négligeable de la convection naturelle lorsque le nombre de Richardson est supérieur à 1 dans la partie aval de la palette. En effet, l'apparition de circulations secondaires générées par la convection naturelle contribue à accroître les échanges de chaleur en permettant l'entrée d'air froid par certains orifices latéraux et de la face aval de la palette.