



HAL
open science

Contribution à la compréhension de la cuisson domestique sous pression de vapeur. Etude expérimentale et modélisation des transferts, de l'évolution de la texture des légumes et du fonctionnement d'un autocuiseur

Richard Rocca-Poliméni

► **To cite this version:**

Richard Rocca-Poliméni. Contribution à la compréhension de la cuisson domestique sous pression de vapeur. Etude expérimentale et modélisation des transferts, de l'évolution de la texture des légumes et du fonctionnement d'un autocuiseur. Sciences de l'ingénieur [physics]. AgroParisTech, 2007. Français. NNT : 2007AGPT0045 . pastel-00004560

HAL Id: pastel-00004560

<https://pastel.hal.science/pastel-00004560>

Submitted on 15 Jan 2009

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.

AGROPARISTECH
DÉPARTEMENT DES
SCIENCES ET PROCÉDÉS DES ALIMENTS ET BIOPRODUITS (SPAB)
UFR DE GÉNIE INDUSTRIEL ALIMENTAIRE (GIA)

*Thèse présentée en vue de l'obtention du grade de
Docteur de l'AGROPARISTECH*

Discipline : Génie des Procédés

par Richard ROCCA-POLIMÉNI

**Contribution à la compréhension de
la cuisson domestique sous pression de vapeur.**

**Étude expérimentale et modélisation
des transferts, de l'évolution de la texture des légumes
et du fonctionnement d'un autocuiseur.**

Soutenue publiquement le 13 décembre 2007 devant le jury composé de :

D ^r	Fayolle	Francine	Présidente
P ^r	Lebert	André	Rapporteur
P ^r	Nadeau	Jean-Pierre	Rapporteur
P ^r	Vasseur	Jean	Co-Directeur
P ^r	Flick	Denis	Co-Directeur
M.	Anota	Daniel	Examineur

Manuscrit confidentiel jusqu'au 12 décembre 2011

N° | |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_| |_|

AGROPARISTECH

DÉPARTEMENT DES
SCIENCES ET PROCÉDÉS DES ALIMENTS ET BIOPRODUITS (SPAB)
UFR DE GÉNIE INDUSTRIEL ALIMENTAIRE (GIA)

*Thèse présentée en vue de l'obtention du grade de
Docteur de l'AGROPARISTECH*

Discipline : Génie des Procédés

par Richard ROCCA-POLIMÉNI

**Contribution à la compréhension de
la cuisson domestique sous pression de vapeur.**

**Étude expérimentale et modélisation
des transferts, de l'évolution de la texture des légumes
et du fonctionnement d'un autocuiseur.**

Soutenue publiquement le 13 décembre 2007 devant le jury composé de :

D ^e	Fayolle	Francine	Présidente
P ^r	Lebert	André	Rapporteur
P ^r	Nadeau	Jean-Pierre	Rapporteur
P ^r	Vasseur	Jean	Co-Directeur
P ^r	Flick	Denis	Co-Directeur
M.	Anota	Daniel	Examineur

Manuscrit confidentiel jusqu'au 12 décembre 2011
--

Remerciements

Je voudrais tout d'abord remercier chaleureusement Denis Flick et Jean Vasseur pour avoir accepté de diriger cette thèse. Ils ont su, tout au long de ce projet, m'apporter l'aide scientifique et le soutien humain nécessaires pour l'amener à son terme. Je voudrais aussi remercier tout particulièrement Daniel Anota d'avoir porté ce projet tout au long de son déroulement et de m'avoir permis de travailler dans les meilleures conditions possibles.

Ensuite, je tiens à remercier vivement les membres du jury d'avoir accepté de juger mon travail. En particulier, merci à Jean-Pierre Nadeau, professeur à l'université Bordeaux 1 et à André Lebert, directeur de recherche à l'INRA de Theix pour leur rapport et merci à Francine Fayolle, maître de conférence HDR à l'ENITIAA de Nantes, d'avoir bien voulu présider ce jury.

Je voudrais bien sûr remercier Gilles Trystram pour m'avoir proposé ce projet et Thierry Lagarde de m'avoir choisi. Grâce à eux deux, ce projet a existé et j'ai pu en faire partie.

Tout au long de ce travail, beaucoup de personnes sont venues m'aider tant sur le plan scientifique que technique. Qu'elles en soient ici remerciées. Parmi elles, je tiens en particulier à exprimer ma gratitude à Bob, Saïd, Aurélien, Pablo et Christophe qui m'ont aidé sur les parties pratiques et expérimentales. J'ai beaucoup appris auprès d'eux. Merci à Alain pour son aide précieuse, pendant le déroulement de la thèse mais aussi pour sa relecture de mes matériels et méthodes et surtout pour m'avoir permis de terminer ce projet dans des conditions confortables. Merci à lui également pour les bons moments de détente dont lui seul a le secret.

Je tiens à remercier tout le personnel, enseignant ou non, que j'ai côtoyé pendant tout ce temps. Merci pour tous les conseils avisés des « Bertrands », de Francis, d'Élisabeth, de Christophe et des autres. Leur apport scientifique et humain à ce travail aura été non négligeable.

Je veux aussi remercier toute l'équipe de Selongey. Tout d'abord, le laboratoire dirigé par Pierre Guilly qui s'est toujours intéressé au projet. Merci à Pascal Murat pour son aide et merci à Nathalie et Josette pour leur collaboration. Ensuite je voudrais remercier tout le bureau d'étude et surtout les « Érics » et Philippe. Merci tout particulièrement Michel Cartigny qui ne m'a jamais laissé sur le bord de la route. Merci également à Jean-Claude Capelle pour ses conseils et ses réalisations. Enfin, merci à Marie-Pierre Murat qui a su ouvrir le champ d'investigation de mon travail et qui m'a fait participer au sien.

Je tiens aussi à remercier Régine et Monique dont les tâches ont été plus qu'administratives. Le café de Monique, certes un peu fort m'aura permis d'avoir nombre de matinées efficaces.

Je veux aussi remercier mes « colocataires » de bureau successifs auprès desquels j'ai toujours passé de bons moments. Qu'il fut bon parfois de discuter avec Betty ou Abdelghani, d'écouter la musique relaxante de Nawel et bien sûr de parler tout simplement de tout avec Mohammad. Merci d'avoir rendu de nombreux moments plus intéressants, de m'avoir ouvert l'esprit sur un grand nombre de sujets et de m'avoir fait voyager sans bouger de mon bureau. Dans la foulée, je remercie tous les thésards que j'ai pu côtoyer tout au long de ces trois ans. Ceux que j'ai vu finir et qui m'ont aidé inconsciemment à préparer ma sortie mais

aussi ceux que j'ai vu commencer et qui ont apporté l'enthousiasme nécessaire à notre petite communauté.

Je voudrais remercier toute ma famille qui m'a soutenu tout au long de ces trois ans. Merci à mes parents, beau-père et amis d'être venus à ma soutenance. Merci à Nestor pour son accompagnement pendant mes longues rédactions nocturnes.

Pour terminer, je veux remercier de tout mon cœur Emmanuelle. Sans elle, rien n'aurait été possible. Sans sa patience, ses encouragements, son dévouement et son réconfort dans les moments difficiles, les choses auraient été beaucoup plus compliquées. Cette thèse aura été une épreuve pour nous mais aussi une joie de la vivre et de la finir ensemble. Sa participation passive par l'acceptation de la solitude que je lui ai imposée, et active par ses nombreuses relectures et corrections, me pousse tout naturellement à lui dédier ce manuscrit.

Table des matières

Remerciements	3
Table des matières	5
Table des figures	10
Liste des tableaux	15
Nomenclature	17
1 Introduction	21
2 Étude bibliographique	27
2.1 Introduction de l'étude bibliographique	29
2.2 La cuisson des aliments	29
2.2.1 Définition de la cuisson	29
2.2.2 Impacts de la cuisson sur les aliments	30
2.2.2.1 Impact nutritionnel	30
2.2.2.2 Impact sanitaire	31
2.2.2.3 Impact organoleptique	31
2.3 Les transferts thermiques au cours de la cuisson	35
2.3.1 Les transferts thermiques sans changement d'état	35
2.3.1.1 Les flux par conduction	35
2.3.1.2 Les flux par contact	37
2.3.1.3 Les flux par convection	39
2.3.1.4 Les flux par rayonnement	45
2.3.2 Les transferts thermiques avec changement d'état	46
2.3.2.1 L'évaporation sans ébullition	47
2.3.2.2 L'ébullition	48
2.3.2.3 La condensation	51
2.4 Les types de cuisson	55
2.4.1 Définition des différentes méthodes de cuisson	55
2.4.1.1 La cuisson dans l'eau	55
2.4.1.2 La cuisson dans la vapeur	55
2.4.1.3 La cuisson dans la matière grasse	55
2.4.1.4 La cuisson dans l'air	56
2.4.1.5 La cuisson ménagère en autocuiseur	56
2.4.2 Comparaison des différentes méthodes de cuisson	56
2.4.2.1 Comparaison thermique	56
2.4.2.2 Comparaison nutritionnelle et organoleptique	59

2.4.2.3	Comparaison énergétique	62
2.5	L'évaluation de la cuisson	63
2.5.1	Définition de la texture et de sa modification pour les végétaux	63
2.5.2	Appréciation de la texture	65
2.5.2.1	La pénétrométrie	65
2.5.2.2	Le tranchage	66
2.5.2.3	Les tests de compression-cisaillement-extrusion	66
2.5.3	Cinétiques et modélisation de l'avancement de la cuisson	68
2.5.3.1	Les cinétiques du premier ordre	69
2.5.3.2	L'influence de la température	70
2.5.3.3	La modélisation des cinétiques du premier ordre	70
2.5.3.4	Utilisation des paramètres observés dans les cinétiques du premier ordre	73
2.6	Conclusion de l'étude bibliographique	74
3	Matériels & méthodes expérimentales	75
3.1	Introduction des matériels et méthodes expérimentales	77
3.2	L'autocuiseur	79
3.3	La plaque de chauffe	81
3.3.1	Composition	81
3.3.2	Mesure des paramètres de fonctionnement et régulation de la puissance de chauffe	81
3.3.2.1	Mesure des caractéristiques électriques de la plaque	82
3.3.2.2	Commande et régulation de la plaque	82
3.3.2.3	Validation des mesures de puissance	82
3.4	La mesure de pression	83
3.5	Les mesures de température	83
3.5.1	Température dans l'autocuiseur	84
3.5.1.1	Matériel utilisé	84
3.5.1.2	Validation de la mesure effectuée	84
3.5.2	Température des parois	86
3.5.2.1	Matériel utilisé	86
3.5.2.2	Validation de la mesure effectuée	87
3.5.3	Température du fond métallique de l'autocuiseur	90
3.6	L'analyse des gaz sortants de l'autocuiseur	90
3.6.1	Description du dispositif	90
3.6.2	Séparation de l'eau et de l'air	90
3.6.3	La mesure de la masse de vapeur sortie	90
3.6.4	Validation de la mesure de la masse de vapeur sortie	91
3.6.5	La mesure de la quantité d'air sorti	93
3.6.6	Validation de la mesure de la quantité d'air sorti	94
3.7	La mesure de la composition interne de l'air	94
3.7.1	Principe de la mesure	94
3.7.2	Validation de la technique	98
3.8	La régulation des sorties	99
3.9	Les produits soumis au traitement thermique	100
3.9.1	Les cubes de Téflon	100
3.9.2	Les pommes de terre	102
3.9.3	Les carottes	102

3.10	Les cuissons pour les cinétiques de cuisson	103
3.10.1	Matériels et méthodologie	104
3.10.2	Validation de la méthode	104
3.11	La mesure de texture	105
3.11.1	La machine d'essais	105
3.11.2	La cellule de Kramer	106
3.11.3	Validation de la mesure	107
3.12	Conclusion sur les matériels et méthodes expérimentales	108
4	Modélisation	109
4.1	Introduction à la modélisation	111
4.2	Le modèle à compartiments	111
4.2.1	Description du système	112
4.2.1.1	Composition et géométrie	112
4.2.1.2	Variables d'état	113
4.2.2	Définition des variables secondaires	114
4.2.3	Définition des flux	115
4.2.3.1	Flux massique et thermique de sortie	115
4.2.3.2	Flux conductifs dans les solides	117
4.2.3.3	Flux convectifs dans les fluides	119
4.2.3.4	Flux de contact	120
4.2.3.5	Flux liés à l'évaporation	121
4.2.3.6	Flux liés à l'ébullition	122
4.2.3.7	Flux liés à la condensation	125
4.2.3.8	Flux de rayonnement	127
4.2.4	Le système d'équations de bilan	127
4.2.5	Les cinétiques de cuisson	128
4.2.6	Description des étapes successives pour résolution du modèle	128
4.2.7	Performances et limitations attendues du modèle	130
4.2.7.1	Performances du modèle	130
4.2.7.2	Limitations du modèle	130
4.3	Le modèle d'écoulement gazeux avec transfert	130
4.3.1	Définition du système	131
4.3.1.1	Géométrie du modèle d'écoulement	131
4.3.1.2	Les caractéristiques physiques des composants	131
4.3.2	Les équations du modèle	133
4.3.2.1	Les équations définies pour la partie gazeuse	134
4.3.2.2	Les équations définies pour les solides	134
4.3.3	Les conditions aux limites et aux interfaces	135
4.3.3.1	L'interface paroi-extérieur	135
4.3.3.2	La surface inférieure du fond de l'autocuiseur	135
4.3.3.3	Les interfaces condensantes et évaporantes	135
4.3.4	Maillage	137
4.3.5	Paramètres de résolution	138
4.3.6	Performances et limitations du modèle	139
4.4	Conclusion sur la modélisation	140

5	Résultats & discussions	141
5.1	Introduction aux résultats et discussions	143
5.2	Mesures locales de température et de composition du gaz	143
5.2.1	Cartographie de température	143
5.2.2	Mesure de la teneur en air locale dans l'autocuiseur	144
5.3	Étude du fonctionnement d'une soupape	148
5.4	Estimation expérimentale des paramètres du modèle d'évolution de la texture	149
5.4.1	Les mesures de texture sur la carotte	150
5.4.2	Détermination des paramètres cinétiques de cuisson de la carotte . . .	150
5.4.3	Validation des paramètres cinétiques par des cuissons en autocuiseur .	152
5.5	Estimation expérimentale de certains coefficients de transferts thermiques . .	154
5.5.1	La plaque de chauffe	154
5.5.1.1	Description expérimentale	154
5.5.1.2	Résultats & interprétations	155
5.5.2	Le fond de l'autocuiseur	156
5.5.2.1	Description expérimentale	157
5.5.2.2	Résultats & interprétations	157
5.5.3	Les pertes thermiques aux parois de l'autocuiseur	159
5.5.3.1	Description expérimentale	159
5.5.3.2	Résultats & interprétations	159
5.6	Analyse de la sensibilité du modèle	162
5.6.1	Analyse de la sensibilité aux paramètres de transferts	162
5.6.2	Analyse de la sensibilité aux paramètres de conduite	165
5.7	Validation du modèle et réajustement de certains paramètres	167
5.8	Cuisson type d'un aliment modèle	172
5.8.1	Résultats expérimentaux	172
5.8.2	Comparaison de l'expérience avec le modèle à compartiments	173
5.9	Cuisson d'un aliment réel	183
5.9.1	Résultats expérimentaux	184
5.9.2	Comparaison avec le modèle à compartiments	186
5.10	Influence de la géométrie du produit traité	190
5.11	Influence des paramètres de fonctionnement	196
5.11.1	Influence de la baisse de puissance	196
5.11.1.1	Résultats expérimentaux	196
5.11.1.2	Modélisation	199
5.11.1.3	Interprétation des flux	201
5.11.2	Influence de la teneur en air	204
5.11.2.1	Résultats expérimentaux	204
5.11.2.2	Modélisation	206
5.11.2.3	Interprétation des flux	207
5.11.3	« Optimisation » pour des cuissons équivalentes	209
5.12	Simulation d'écoulement par CFD	211
5.12.1	Validation expérimentale du modèle d'écoulement	211
5.12.2	Résultats de la simulation	211
5.12.3	Comparaison avec le modèle à compartiments	220
5.13	Conclusion des résultats et discussions	221
6	Conclusion & perspectives	223

7 Annexes	229
7.1 Détails des passe-parois étanches	231
7.2 Détails de construction de la plaque de chauffe	233
7.3 Détails sur les mesures de caractéristiques électriques de la plaque	235
7.4 Détails sur la validation des mesures électriques	237
7.5 Détails sur l'acquisition de pression	237
7.6 Détails du montage électroniques associé au capteur de gaz incondensables . .	239
7.7 Montage électronique pour la régulation des sorties gazeuses	243
7.8 Nomenclature électronique	246
7.9 La carte électronique	247
7.10 L'interface de supervision	248
7.11 Programme MatLab	249
7.11.1 Fichier d'initialisation	249
7.11.2 Fichier de calcul	252
7.11.3 Fichier de variation	254
7.12 Tableau des essais réalisés	259
7.13 Obtention des courbes des graphiques 5-35, 5-51, 5-52 et 5-56	263
Bibliographie	265
Index des auteurs	279
Résumé	286

Table des figures

1.1	L'autocuiseur étrier	21
1.2	Évolution de la pression au cours d'une cuisson standard en autocuiseur	23
1.3	Représentation simplifiée de plusieurs paramètres lors d'une cuisson standard en autocuiseur	24
1.4	Les différents aspects de l'étude nécessaire à la compréhension de la cuisson en autocuiseur	25
2.1	Évolution de la force de cisaillement sur du muscle de bœuf	34
2.2	Conductivité thermique en fonction de la teneur en eau de plusieurs fruits et légumes	37
2.3	Profil de température dans un assemblage de matériaux conductifs avec contact parfait	38
2.4	Profil de température dans un assemblage de matériaux conductifs avec contact imparfait	38
2.5	Caractérisation de la géométrie des structures fermées	41
2.6	Les types de convection naturelle dans un autocuiseur	42
2.7	Évolution de la température d'ébullition de l'eau en fonction de la pression	48
2.8	Régime d'ébullition selon Nukiyama (1934)	49
2.9	Écart entre la température de vapeur saturante et la température de rosée dans un mélange air/vapeur à une pression fixe	53
2.10	Influence de la présence d'air sur la condensation au niveau d'une plaque verticale avec une vitesse de fluide nulle et $T_{\infty} = 100^{\circ}C$	54
2.11	Influence de l'air sur le coefficient de transfert par condensation	54
2.12	Modélisation des profils de température dans du blanc de poulet en fonction du mode de cuisson	57
2.13	Évolution respective des coefficients de transfert par convection et par rayonnement dans un four en convection forcée	59
2.14	La rétention de la vitamine C et du β -carotène (pro-vitamine A) en fonction de plusieurs modes de cuisson	61
2.15	La cellule végétale typique	64
2.16	Les cellules d'extrusion	66
2.17	Le profil type de rétro-extrusion	67
2.18	Fonctionnement de la cellule de Kramer	68
2.19	La variation de la valeur maximale de la force de la presse en fonction de la masse d'échantillon	68
2.20	Évolution du facteur de Bigelow avec la température pour $z = 30^{\circ}C$	72
2.21	Détermination de cinétiques d'évolution de la dureté de carottes blanchies à $74^{\circ}C$ puis cuites à 100°	73

3.1	Schéma général de l'autocuiseur expérimental instrumenté	78
3.2	Schéma récapitulatif de la méthode de recherche	79
3.3	Vue en coupe d'un autocuiseur	80
3.4	Schéma de la plaque de chauffe	81
3.5	La mesure de l'énergie consommée par plusieurs méthodes	83
3.6	Zone accessible à la mesure de température	84
3.7	L'évolution de la température du mélange air-vapeur mesurée par différents thermocouples	86
3.8	Schéma de disposition des thermocouples à la paroi	87
3.9	Évolution de la température de paroi en fonction de la disposition des thermocouples à la paroi	88
3.10	Autocuiseur peint d'une bande noire pour la mesure de température par caméra thermique	89
3.11	Visualisation de la température à la paroi mesurée par caméra thermique	89
3.12	Le dispositif de mesure du gaz sortant de l'autocuiseur	91
3.13	L'évolution de la masse d'eau récupérée	92
3.14	Les configurations possibles d'utilisation des capteurs à fibre optique dans l'autocuiseur	95
3.15	Vue en coupe du montage d'un capteur à fibre optique	96
3.16	Les quatre capteurs de gaz incondensables en place	97
3.17	Principe de la détection de bulles d'air et de gouttes d'eau par le capteur à fibre optique	97
3.18	Représentation schématique des types d'écoulement pour de faibles teneurs en vapeur dans le mélange	98
3.19	Conversion de la teneur en air volumique en teneur en air massique et effet sur la réponse du capteur d'incondensables d'une erreur de 1% sur la teneur en air volumique en fonction de la pression	99
3.20	Exemple du fonctionnement du montage trigger pour la régulation de la pression dans l'autocuiseur	100
3.21	Schéma descriptif du cube de Téflon plein	101
3.22	Schéma descriptif du cube de Téflon perforé	101
3.23	Les pommes de terres dans l'autocuiseur instrumenté (vue de dessus)	103
3.24	Le panier perforé dans l'autocuiseur	103
3.25	Disposition des carottes dans le bain-marie à eau chaude	104
3.26	La machine d'essai bicolonne	105
3.27	La course complète de la traverse dans la cellule de Kramer	106
3.28	La cellule de Kramer	106
3.29	Exemples de profils obtenus par compression-cisaillement-extrusion en cellule de Kramer pour deux niveaux de cuisson différents	107
4.1	Définition du système pour le modèle à compartiments	111
4.2	Représentation schématique de l'autocuiseur modélisé	112
4.3	Géométrie de l'objet	113
4.4	Représentation schématique des flux pris en compte	116
4.5	Fonctionnement des dispositifs de sortie et influence du coefficient correcteur sur le débit massique de sortie	118
4.6	Méthode de discrétisation de l'aliment	118
4.7	Schéma des flux de convection	119
4.8	Schéma des flux de contact	121
4.9	Schéma des flux d'évaporation	121

4.10	La modélisation des flux d'ébullition	123
4.11	La gestion des flux d'ébullition	124
4.12	Comportement de l'équation du calcul du flux massique d'ébullition	124
4.13	Schéma des flux de condensation	126
4.14	Évolution de la chaleur latente d'évaporation de l'eau en fonction de la température	126
4.15	Géométrie de l'autocuiseur modélisé (coupe)	132
4.16	Disposition des aliments dans le panier	132
4.17	L'autocuiseur maillé	138
4.18	Détail du maillage	139
5.1	Écart entre la température maximale et la température minimale et écart-type sur l'ensemble des mesures des températures mesurées dans le gaz au cours du temps	144
5.2	Cartographie des températures dans le gaz ($t \in [0 s : 700 s]$)	145
5.3	Cartographie des températures dans le gaz ($t \in [800 s : 1\,500 s]$)	146
5.4	Interprétation des cellules de convection	147
5.5	Évolution de la teneur en air dans le gaz mesurée pour quatre prélèvements	147
5.6	Ajustement de la pression seuil p_{seuil} et du coefficient de lissage $coef_{lis}$ de l'équation 5.1 pour la soupape standard	148
5.7	Évolution des pressions avec les deux types de soupape	149
5.8	Mesure des forces maximales de cisaillement pour des carottes cuites au bain-marie	150
5.9	Évolution de F_{norm} en fonction du temps	151
5.10	Ajustement des valeurs de D_T	151
5.11	Ajustement des valeurs de z	152
5.12	Profil de température à cœur des rondelles de carotte	153
5.13	Comparaison des cinétiques d'évolutions de texture de la carotte pour deux valeurs de z avec les résultats des cuissons en autocuiseur	153
5.14	Mesure expérimentale des coefficients de transfert au niveau de la plaque de chauffe	155
5.15	Résultats des identifications des paramètres thermiques au niveau de la plaque de chauffe	155
5.16	Variation des coefficients de transfert avec l'écart de température final entre les éléments considérés	156
5.17	Mesure expérimentale des coefficients de transfert au niveau du fond de l'autocuiseur	157
5.18	Évolution des coefficients de transfert au niveau du fond de l'autocuiseur	158
5.19	Mesure expérimentale des coefficients de transfert au niveau des parois	160
5.20	Évolution du coefficient de transfert externe	160
5.21	Analyse de la sensibilité aux paramètres thermiques (1/2)	163
5.22	Analyse de la sensibilité aux paramètres thermiques (2/2)	164
5.23	Analyse de la sensibilité aux paramètres de conduites	166
5.24	Le flux de chaleur nécessaire pour l'évaporation ou l'ébullition de l'eau vers le gaz	168
5.25	Variation de la température du gaz et de la paroi en fonction du temps	169
5.26	Comparaison du modèle (trait plein) avec l'expérience (trait pointillé) dans le cas d'une cuisson sans aliment	170
5.27	Évolution possible du modèle à compartiments	171
5.28	Résultats des mesures pour une cuisson d'un cube de Téflon plein	172

5.29	Comparaison du modèle à compartiments avec l'expérience pour la cuisson d'un aliment modèle	174
5.30	Variation de la température du gaz et de la paroi en fonction du temps	175
5.31	Évolution de certains flux thermiques au cours d'une cuisson d'un aliment modèle déterminée par simulation	176
5.32	Évolution des flux d'eau au cours d'une cuisson d'un aliment modèle déterminée par simulation	178
5.33	Valeurs des coefficients d'ébullition $h_{ébul}$ et de condensation sur l'aliment $h_{cond, o}$ et sur la paroi $h_{cond, p}$ au cours de la cuisson	179
5.34	Évolution des principales températures au cours d'une cuisson	180
5.35	Évolution des flux thermiques majeurs au cours d'une cuisson	181
5.36	Résultats expérimentaux des 5 cuissons de carotte	184
5.37	Évolution des forces maximales normalisées en fonction des valeurs cuisatrices calculées à partir des températures à cœur et comparée à la cinétique d'évolution pour $D_{100} = 9,5 \text{ min}$	186
5.38	Comparaison des résultats expérimentaux et les valeurs modélisées pour les expériences 1 à 4 de cuissons de carotte	187
5.39	Résultats de l'expérience 5 de cuissons de carotte	188
5.40	Variation de la valeur cuisatrice à cœur et de la moyenne des valeurs cuisatrices obtenues par modélisation en fonction du diamètre des carottes	189
5.41	Évolution des forces normalisées mesurées en fonction des valeurs cuisatrices simulées à cœur et en fonction des moyennes des valeurs cuisatrices simulées comparée à la cinétique d'évolution pour $D_{100} = 9,5 \text{ min}$	190
5.42	Les deux configurations possibles pour le cube perforé et positions des thermocouples	191
5.43	Comparaison des conditions d'essai pour les expériences avec un cube perforé	192
5.44	Écart de température $T_{i,perforations \text{ horizontales}} - T_{i,perforations \text{ verticales}}$ au niveau de l'eau et du gaz entre les positions de cube horizontale et verticale	192
5.45	Évolution des températures dans le cube et dans les perforations	194
5.46	Évolution de la teneur en air dans les perforations et dans le gaz au cours du temps en fonction de la position du cube perforé	195
5.47	Description de l'influence de la géométrie de l'objet sur le balayage ou le piégeage de l'air	195
5.48	Résultats expérimentaux après baisse de la puissance de chauffe (essai 1 et 2)	197
5.49	Évolution de la valeur cuisatrice à cœur pour les deux types de conduite (essai 1 et 2)	198
5.50	Comparaison des résultats expérimentaux avec les simulations (essai 1 et 2)	200
5.51	Analyse des flux thermiques pour une cuisson standard (essai 1)	202
5.52	Analyse des flux thermiques pour une cuisson optimisée par une baisse de la puissance (essai 2)	203
5.53	Résultats expérimentaux après usage d'une purge (essai 1 et 3)	205
5.54	Évolution de la valeur cuisatrice pour les deux types de conduite (essai 1 et 3)	206
5.55	Comparaison des résultats expérimentaux avec les simulations (essai 1 et 3)	207
5.56	Analyse des flux thermiques avec l'usage d'une purge et la baisse de la puissance de chauffe dès l'ouverture de la soupape (essai 3)	208
5.57	Réalisation d'une recherche de cuisson équivalente à cœur en fonction de trois conduites	210
5.58	Évolutions comparées de la pression et des températures du gaz et dans l'aliment obtenues par simulation et expérience	212

5.59	Résultats des simulations par CFD (1/3)	213
5.60	Résultats des simulations par CFD (2/3)	214
5.61	Résultats des simulations par CFD (3/3)	215
5.62	Les champs de vitesse obtenus par CFD	216
5.63	Profil de vitesse et évolution de la température réduite dans la couche limite d'un écoulement en convection naturelle laminaire contre une paroi verticale isotherme	217
5.64	Le flux massique de condensation pour $t = 145 s$	219
5.65	Détail de la cartographie de la fraction massique d'air pour $t = 480 s$	219
5.66	Comparaison de l'expérience de cuisson des pommes de terre avec le modèle à compartiments	220
7.1	Description du passe-paroi étanche	231
7.2	Description de la plaque de chauffe	232
7.3	Schéma électrique général de la plaque de chauffe	235
7.4	Les relevés de tension, d'intensité et de puissance par la centrale Diris A40 en fonction de différents pourcentages de fermeture du régulateur	236
7.5	Schéma électrique de montage des capteurs à fibre optique	238
7.6	Montage de régulation de pression par sortie des gaz	244
7.7	Caractéristique générale électrique du montage trigger	244
7.8	Localisation physique du réglage des commandes d'ouverture des vannes	245
7.9	La carte électronique	247
7.10	L'interface de supervision	248

Liste des tableaux

1.1	Temps de cuisson conseillés pour des cuissons à la vapeur de légumes frais en autocuiseur	24
2.1	Caractéristiques thermiques de l'eau	36
2.2	Équations empiriques utilisables pour le calcul des caractéristiques thermiques d'un aliment	37
2.3	Variation du coefficient de transfert de chaleur par contact	38
2.4	Ordre de grandeur du coefficient de transfert convectif	39
2.5	Estimation du nombre de Rayleigh dans l'autocuiseur	41
2.6	Caractéristiques des fluides pour le calcul de \overline{Nu}	44
2.7	Coefficient de transfert moyen \bar{h} par convection naturelle	45
2.8	Facteur d'émissivité de certains matériaux	46
2.9	Évolution du coefficient de transfert de chaleur par ébullition nucléée	50
2.10	Exemples de facteur de forme cf pour le calcul du coefficient de transfert par condensation	52
2.11	Coefficient de transfert de chaleur en friture	58
2.12	Coefficient de transfert de chaleur en cuisson dans l'eau	58
2.13	Différence de cuisson sur des pommes de terre	59
2.14	Pourcentage de dégradation des caroténoïdes (Vitamine A) dans les carottes en fonction de différents modes de cuisson	61
2.15	Pourcentage de dégradation de la chlorophylle des haricots verts en fonction de différents modes de cuisson	61
2.16	Temps de cuisson indicatifs de plusieurs aliments cuits à l'eau bouillante et à l'autocuiseur	62
2.17	Différentes valeurs de z pour plusieurs aliments en fonction des paramètres observés	71
3.1	Les différents thermocouples utilisés pour la validation de la mesure de température dans l'autocuiseur	85
3.2	Perte en eau pendant une cuisson	93
3.3	Positionnement des quatre capteurs d'incondensables dans un repère ortho-normé direct placé au centre du fond de l'autocuiseur	95
3.4	Caractéristiques géométriques des cubes de Téflon	102
3.5	Caractéristiques thermiques des cubes de Téflon	102
3.6	Caractéristiques thermiques des aliments	103
4.1	Les variables d'état du système dans le modèle à compartiments	114
4.2	Les caractéristiques des solides	133
4.3	Coefficients de sous-relaxations utilisés dans la modélisation CFD	138

5.1	Valeurs du paramètre de cuisson D_T obtenues expérimentalement	152
5.2	Valeurs ajustées des produits $h_{plsp} \cdot S_{plsp}$ et $h_{spext} \cdot S_{spext}$	156
5.3	Calcul des coefficients de transfert au niveau du fond	158
5.4	Calcul du coefficient de transfert externe	160
5.5	Récapitulatif des coefficients de transferts constants dans le modèle à compartiments	161
5.6	Liste des paramètres de conduite utilisés	167
5.7	Valeur des paramètres ajustés	169
5.8	Paramètres expérimentaux pour 5 cuissons de carotte	183
5.9	Comparaison des résultats de cuisson pour trois types de cuisson	210
5.10	Détermination des ordres de grandeur de la vitesse et de la taille de la couche limite	218
7.1	Paramètres représentatifs des signaux obtenus pour les relevés de tension, d'intensité et de puissance par la centrale Diris A40 en fonction de différents pourcentages de fermeture du régulateur	236
7.2	Valeurs maximales de tensions applicables pour la régulation	244
7.3	Exemples de réglages du montage	245
7.4	Nomenclature des composants électriques	246
7.5	Table des essais réalisés en autocuiseur (1/3)	260
7.6	Table des essais réalisés en autocuiseur (2/3)	261
7.7	Table des essais réalisés en autocuiseur (3/3)	262

Nomenclature

Lettres latines

C_f	Facteur de forme	Sans unité
C_p	Capacité thermique massique	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
c_v	Concentration molaire locale	$mol \cdot m^{-3}$
d	Diamètre	m
D_m	Coefficient de diffusion	$m^2 \cdot s^{-1}$
D_T	Temps de réduction décimal à la température T	s
E	Énergie	J
e	Épaisseur	m
E_a	Énergie d'activation	$J \cdot mol^{-1}$
F	Force	N
F_B	Facteur de Bigelow	Sans unité
H	Enthalpie	J
\hat{H}	Enthalpie massique	$J \cdot kg^{-1}$
h	Coefficient de transfert thermique	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
I	Intensité	A
\vec{j}_a	Densité de flux diffusif de l'air	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$
\vec{j}_{cond}	Densité de flux massique de condensation	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$
\vec{j}_q	Densité de flux de chaleur conductif	$W \cdot m^{-2}$
\vec{j}_{qs}	Densité de flux de chaleur conductif dans les solides	$W \cdot m^{-2}$
k	Coefficient de transfert massique	$m \cdot s^{-1}$
K_{air}	Coefficient d'impact de l'air sur la condensation	Sans unité
L	Longueur caractéristique	m
l	Longueur	m
M	Masse molaire	$kg \cdot mol^{-1}$
m	Masse	kg
n	Nombre de moles	mol
n'	Densité de site de nucléation	m^{-2}
p	Pression	Pa
q	Flux de chaleur	W
q'	Densité de flux de chaleur	$W \cdot m^{-2}$
R	Résistance	Ω
r	Rayon	m
S	Surface	m^2
T	Température	$^{\circ}C$ ou K
t	Temps	s
U	Potentiel électrique	V
\hat{U}	Énergie interne massique	$J \cdot kg^{-1}$

V	Volume	m^3
v	Vitesse	$m \cdot s^{-1}$
\vec{v}_t	Vitesse tangentielle	$m \cdot s^{-1}$
x, y, z	Coordonnée spatiale	m
x_{indice}	Fraction massique de <i>indice</i>	$kg \cdot kg^{-1}$
\tilde{x}_{indice}	Fraction volumique de <i>indice</i>	$kg \cdot kg^{-1}$
z	Température d'accélération décimale	$^{\circ}C$ ou K

Lettres grecs

α	Diffusivité thermique	$m^2 \cdot s$
β	Coefficient d'expansion thermique	K^{-1}
ΔH	Chaleur latente massique de vaporisation	$J \cdot kg^{-1}$
$\Delta \tilde{H}$	Chaleur latente molaire de vaporisation	$J \cdot mol^{-1}$
ΔH_0	Chaleur latente massique de vaporisation à $0^{\circ}C$	$J \cdot kg^{-1}$
ε	Émissivité	Sans unité
η	Viscosité dynamique	$Pa \cdot s$
θ	Angle de contact	rad
λ	Coefficient de conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg \cdot m^{-3}$
σ	Tension superficielle	$N \cdot m^{-1}$
$\bar{\tau}$	Tenseur des contraintes	$N \cdot m^{-2}$

Indices

a	Air
alu	Aluminium
as	Air sorti
atm	Atmosphérique
$cond$	Condensation
$contact$	Lié au transfert thermique par contact
e	Eau liquide
$ébul$	Ébullition
eq	Équivalent
$évap$	Évaporation
ext	Extérieur
f	Fond
fe	Fond extérieur
fi	Fond intérieur
g	Gaz

<i>incond</i>	Gaz incondensables
<i>int</i>	Intérieur
<i>l</i>	Liquide
<i>lis</i>	Lissage
<i>max</i>	Maximum
<i>mes</i>	Mesuré
<i>norm</i>	Normalisé
<i>o</i>	Objet, aliment
<i>p</i>	Paroi
<i>pe</i>	Paroi extérieure
<i>pi</i>	Paroi intérieure
<i>pl</i>	Plaque de chauffe
<i>ray</i>	Lié au transfert thermique par rayonnement
<i>ref</i>	Référence
<i>ros</i>	Rosée
<i>s</i>	Surface
<i>sp</i>	Support de la plaque de chauffe
<i>surf</i>	Surface
<i>tot</i>	Total
<i>v</i>	Vapeur
<i>vs</i>	Vapeur sortie
<i>vsat</i>	Vapeur saturante

Nombres adimensionnels

<i>Bi</i>	Nombre de Biot	$Bi = \frac{h \cdot L}{\lambda_o}$
<i>Gr</i>	Nombre de Grashof	$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2}$
<i>Le</i>	Nombre de Lewis	$Le = \frac{\alpha}{D_m}$
<i>Nu</i>	Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda}$
<i>Pr</i>	Nombre de Prandtl	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$
<i>Ra</i>	Nombre de Rayleigh	$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$
<i>Re</i>	Nombre de Reynolds	$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\eta}$
<i>Sc</i>	Nombre de Schmidt	$Sc = \frac{\nu}{D_m}$
<i>Sh</i>	Nombre de Sherwood	$Sh = \frac{k \cdot L}{D_m}$

Constantes

<i>g</i>	Accélération de la pesanteur	9,81	$m \cdot s^{-2}$
<i>K</i>	Constante de conversion des <i>K</i> au °C	273,15	<i>K</i>
\mathfrak{R}	Constante des gaz parfaits	8,314	$J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$
σ_β	Constante de Stefan-Boltzman	$5,67 \times 10^{-8}$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$

Opérateurs

$\overline{V\grave{a}r}$	Valeur moyenne de $V\grave{a}r$
$\Delta V\grave{a}r$	Représente un écart de $V\grave{a}r$
$\frac{dV\grave{a}r}{dx}$	Dérivée première de $V\grave{a}r$ par rapport à x
$\frac{d^2 V\grave{a}r}{dx^2}$	Dérivée seconde de $V\grave{a}r$ par rapport à x
$\frac{\partial V\grave{a}r}{\partial x}$	Dérivée partielle de $V\grave{a}r$ par rapport à x
$\vec{\nabla} V\grave{a}r$	Gradient de $V\grave{a}r$
$\vec{\nabla} \cdot \vec{V\grave{a}r}$	Divergence de $\vec{V\grave{a}r}$

Chapitre 1

Introduction

Historique de l'autocuiseur

L'AUTOUCUISEUR est un appareil domestique de cuisson sous pression dont la commercialisation a commencé en 1953. Les frères Lescure, par l'intermédiaire de la société SEB¹ et grâce à l'invention du système à étrier (Jager (1953), figure 1.1), le vendent sous le nom de « Cocotte-minute ».

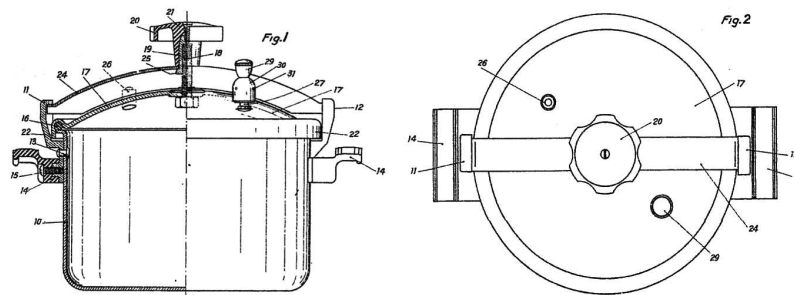


FIG. 1.1 – L'autocuiseur étrier

(d'après Jager, 1953)

Néanmoins, on peut trouver les origines de cette « Cocotte-minute » dans le « Digesteur » de Denis Papin. En effet, c'est à la fin du XVII^e siècle que ce dernier met au point une machine fonctionnant sous pression de vapeur et qui permet en particulier la cuisson des aliments. Recommandé par Robert Boyle, Papin devient membre de la « Royal Society of London » et publie ainsi sa découverte en langue anglaise (Papin, 1681). L'invention a une telle valeur que cette publication, malgré les tensions religieuses de l'époque², sera suivie l'année d'après par une version en français (Papin, 1682) plus orientée sur les aspects alimentaires de sa machine. L'avancée principale proposée par Denis Papin, par rapport à toutes les machines utilisant la vapeur depuis l'antiquité, sera l'ajout d'une soupape permettant d'utiliser un appareil sous pression de vapeur contrôlée avec échappement. Il faudra néanmoins attendre l'invention du couvercle étrier (Jager, 1953) pour qu'un appareil totalement sécurisé puisse être massivement commercialisé.

Aujourd'hui, il existe quatre principales familles d'autocuiseurs discriminées par leur principe de fermeture du couvercle :

¹Société d'Emboutissage de Bourgogne

²Denis Papin était calviniste. Il fuit vers l'Angleterre plusieurs années avant la révocation de l'Édit de Nantes en 1685.

- Les « étriers » dont fait partie la « Cocotte-minute » et dont le principe de fermeture est celui du serrage d'un joint de couvercle à l'aide d'un étrier prenant appui dans des ergots appelé « oreillons ».
- Les « baïonnettes » dont la fermeture se fait par une association d'empreintes et de contre-empreintes entre cuve et couvercle.
- Les « segments » dont la fermeture se fait par une mâchoire du couvercle se serrant autour de la cuve (Cartigny, 1993).
- Les « trous d'homme » dont la fermeture est assurée par l'entrée du couvercle sous un rebord en haut de la cuve.

L'autocuiseur est devenu aujourd'hui un objet classique des ménages. Le groupe SEB S.A. a vendu, entre 1953 et 2003, plus de 55 millions d'autocuiseurs à travers le monde (de la Tour d'Artaise, 2003).

Définition actuel d'un autocuiseur

LA définition de l'autocuiseur ménager est donnée par une norme européenne (EN 12778, 2003). Pour pouvoir disposer d'une appellation « autocuiseur », l'appareil de cuisson doit avoir un volume inférieur ou égal à 25 l et la pression de régulation doit être comprise entre 104 kPa et 250 kPa³. La pression de régulation est la pression, annoncée par le fabricant, autour de laquelle se fait la régulation par échappement. La norme distingue ainsi la pression de régulation de la pression de fonctionnement qui est la « pression réelle à laquelle la cuisson s'effectue ». En fait, dans la pratique, la plupart des autocuiseurs ménagers ont une capacité comprise entre 4 l et 10 l et leur pression de fonctionnement est comprise entre 120 kPa et 200 kPa.

Enfin, il est clairement indiqué dans la norme européenne que la cuisson peut se faire dans l'eau ou dans la phase vapeur.

Par ailleurs, un autocuiseur doit, entre autres, disposer obligatoirement de deux dispositifs limitant la pression :

- le dispositif de régulation appelé « soupape de fonctionnement », dont le déclenchement doit se faire à la pression de régulation et qui limite la pression interne autour de cette valeur ;
- le dispositif de sécurité dont le déclenchement doit intervenir avant que la pression interne n'atteigne la pression maximale pour laquelle l'autocuiseur a été conçu par le fabricant.

Finalement, on constate que la température interne de l'autocuiseur, véritable moteur de la cuisson, n'intervient nulle part dans la norme. Seules la pression et la température de la paroi extérieure sont référencées car seuls les aspects sécuritaires vis-à-vis de la manipulation et l'utilisation de l'appareil par le consommateur sont abordés.

L'utilisation ménagère et la conduite standard d'un autocuiseur

CONFORMÉMENT à sa définition, l'autocuiseur est utilisé classiquement pour des cuissons dans l'eau (ou dans un jus de cuisson) ou dans la vapeur. Historiquement, l'autocuiseur a été utilisé en France tout d'abord pour raccourcir significativement les temps de cuisson de recettes familiales traditionnelles. Par exemple, un pot-au-feu voit son temps de cuisson passer de 6 heures (Guégan, 1980) à 1 heure et une potée auvergnate d'au moins 3 heures (Escoffier

³Les pressions données dans ce documents sont absolues

et coll., 1982) à 35 minutes. Ces performances accompagnèrent à merveille le mouvement de libération de la femme de la seconde moitié du XX^e siècle. Aujourd'hui, les habitudes alimentaires ont évoluées et les pratiques culinaires se sont adaptées et avec elles, l'autocuiseur. En effet, il est de plus en plus utilisé pour des recettes complètement différentes des préparations traditionnelles ; par exemple, des cuissons très courtes d'aliments réputés « fragiles » (légumes, poissons, etc.)

La cuisson des légumes à la vapeur a depuis longtemps acquis une réputation de cuisson de qualité du point de vue nutritionnel. L'autocuiseur propose alors une méthode bien adaptée pour cette cuisson en associant à la vapeur, de hautes températures et donc un temps court de traitement. C'est donc dans ce contexte particulier que nous allons concentrer notre réflexion. Cette utilisation présente des particularités importantes par rapport aux cuissons longues des recettes traditionnelles : en plus de la pression élevée et donc des températures supérieures à 100 °C auxquelles on peut s'attendre, il faut ajouter les problématiques de production et de circulation de la vapeur émise depuis le fond, l'évacuation de l'air initial et enfin le transfert de la chaleur spécifique à ce mode de cuisson.

Quelle que soit l'utilisation de l'autocuiseur, on peut rappeler quelques étapes inévitables dans sa manipulation et qui vont conditionner son fonctionnement. Tout d'abord, de l'eau (ou toute autre solution) est placée dans le fond de l'autocuiseur. C'est la vapeur qui s'en dégagera qui permettra la montée en pression. Ensuite, l'autocuiseur doit être fermé hermétiquement pour pouvoir monter en pression, ce qui signifie que de l'air y est initialement enfermé. Lorsque l'autocuiseur atteint un certain niveau de pression, la soupape s'ouvre. L'air s'échappe alors, suivi de la vapeur produite. Enfin, lorsque la cuisson est terminée, il faut décompresser l'appareil avant de pouvoir l'ouvrir. Même s'il est possible de placer l'autocuiseur sous un filet d'eau froide, le plus classique pour décompresser est la mise à l'atmosphère par le soulèvement ou la suppression de la soupape. La figure 1.2 donne l'évolution de la pression au cours d'une cuisson type que nous venons de décrire. On observe alors trois phases :

- La montée en pression dont la durée dépend du niveau de pression recherché, de la puissance de chauffe et de la charge de l'autocuiseur qui correspond principalement à la quantité d'eau introduite.
- Le maintien en pression dont le niveau est fixé par la soupape. Sa durée est appelée « temps de cuisson » qu'il faut distinguer du « temps total ». C'est la durée de cette phase qui est indiquée sur les livres de recettes.
- La décompression dont la durée dépend, *a priori*, du niveau de pression et de la charge de l'autocuiseur.

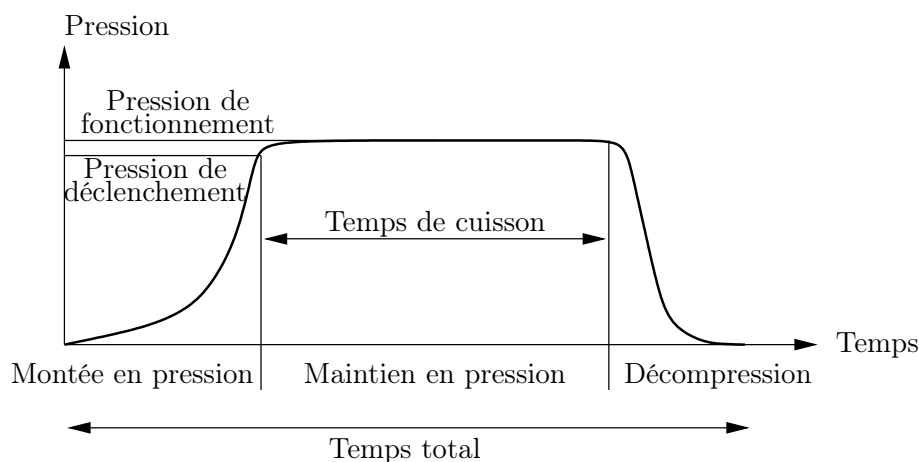


FIG. 1.2 – Évolution de la pression au cours d'une cuisson standard en autocuiseur

Le tableau 1.1 donne à titre indicatif les temps de cuisson proposés par SEB sur son site Internet. On constate bien que pour les légumes frais, les temps de cuisson sont très courts. Il est difficile de comparer rigoureusement ces temps de cuisson avec ceux des cuissons à la vapeur à pression atmosphérique tant les sources sont variées mais, globalement, ils sont 2 à 4 fois plus courts avec l'autocuiseur.

TAB. 1.1 – Temps de cuisson conseillés pour des cuissons à la vapeur de légumes frais en autocuiseur

Légume	Temps de cuissons
Carottes en rondelle	5 <i>min</i>
Haricots verts	6 <i>min</i>
Artichauts	10 <i>min</i>
Chou-fleur	5 <i>min</i>
Navets	6 <i>min</i>
Côtes de blette	10 <i>min</i>
Endives	10 <i>min</i>
Asperges	8 <i>min</i>

Source : Site Internet *www.seb.fr*

La figure 1.3 donne les tendances des évolutions de plusieurs paramètres et variables liés à la cuisson en autocuiseur. Les vitesses d'évolution et les valeurs sont indicatives mais réalistes. Sur cette figure, on peut suivre l'évolution de la pression que nous avons décrit plus haut. La valeur de déclenchement de la pression choisie ici est de 1,5 *bar*, une valeur classique des autocuiseurs ménagers actuels.

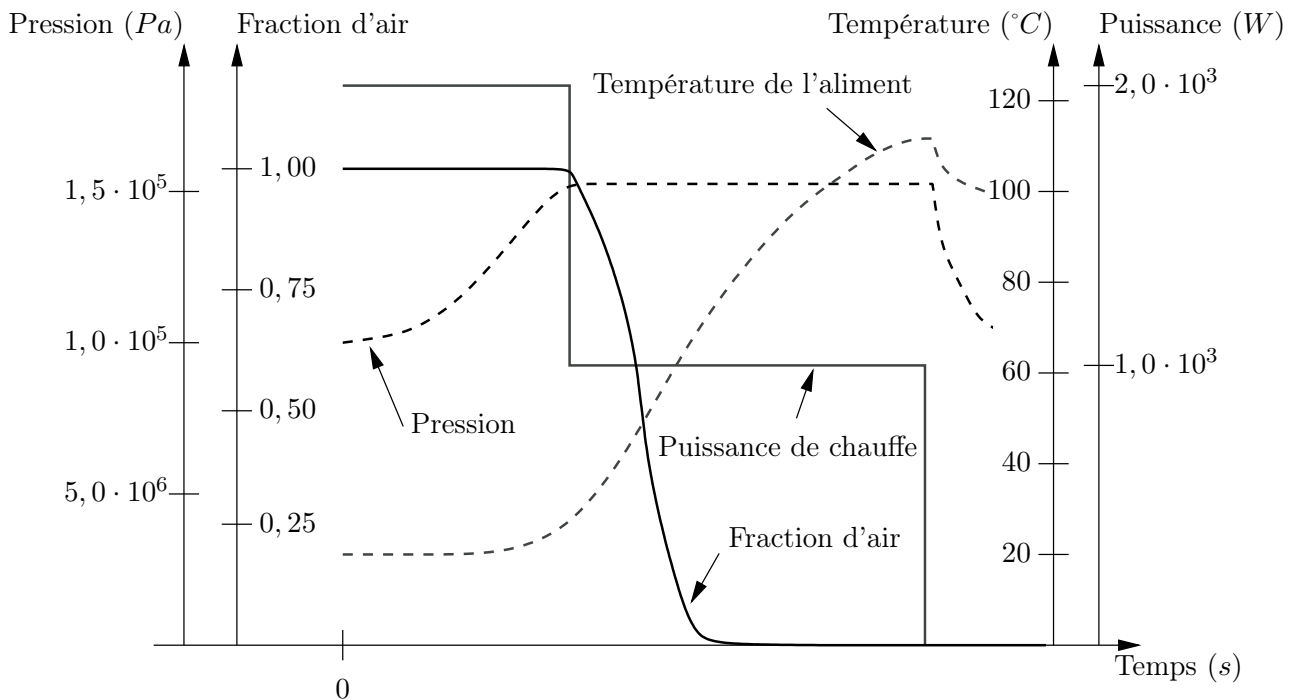


FIG. 1.3 – Représentation simplifiée de plusieurs paramètres lors d'une cuisson standard en autocuiseur

Sur ce graphique nous avons indiqué la puissance envoyée en bas de l'autocuiseur. Là aussi, les valeurs sont choisies arbitrairement mais elles servent à illustrer les recommandations qui

sont faites aux utilisateurs d'autocuiseur. À savoir qu'ils peuvent baisser la puissance dès le déclenchement de la soupape puis éteindre la source de chauffe avant d'effectuer la décompression. On constate que même pendant la durée du palier en pression, le régime n'est pas permanent. En effet la fraction d'air varie dans le temps car l'autocuiseur sous pression va forcément expulser l'air initialement présent. Néanmoins, on ne peut pas présager la vitesse à laquelle sort l'air mais, on peut supposer que sur une cuisson extrêmement courte comme la cuisson des légumes à la vapeur, la durée d'épuisement de l'air ne sera pas négligeable sur la durée totale. Ainsi, on se retrouve avec un système finalement fortement instationnaire beaucoup plus complexe que ne le laisse supposer le profil de pression. Enfin, nous avons représenté un profil possible de température d'un aliment qui pourrait correspondre à une température à cœur. Même si des paramètres très divers, que nous allons étudier, comme le transfert de chaleur et la diffusion dans l'aliment, vont entrer en jeu, nous pouvons supposer que la température à cœur accusera un retard pur, puis augmentera et tendra vers la température de vapeur saturante du gaz si la cuisson dure assez longtemps pour baisser avec la décompression puisque l'eau que contient l'aliment ne pourra pas être à plus de 100°C en retournant à la pression atmosphérique.

C'est avec tous ces renseignements logiques et intuitifs que nous avons dégagé les objectifs de cette étude

Objectifs de l'étude

LES objectifs de notre étude sont multiples. Pour les déterminer, nous avons regroupé l'ensemble de notre démarche de compréhension de la cuisson en autocuiseur sur la figure 1.4.

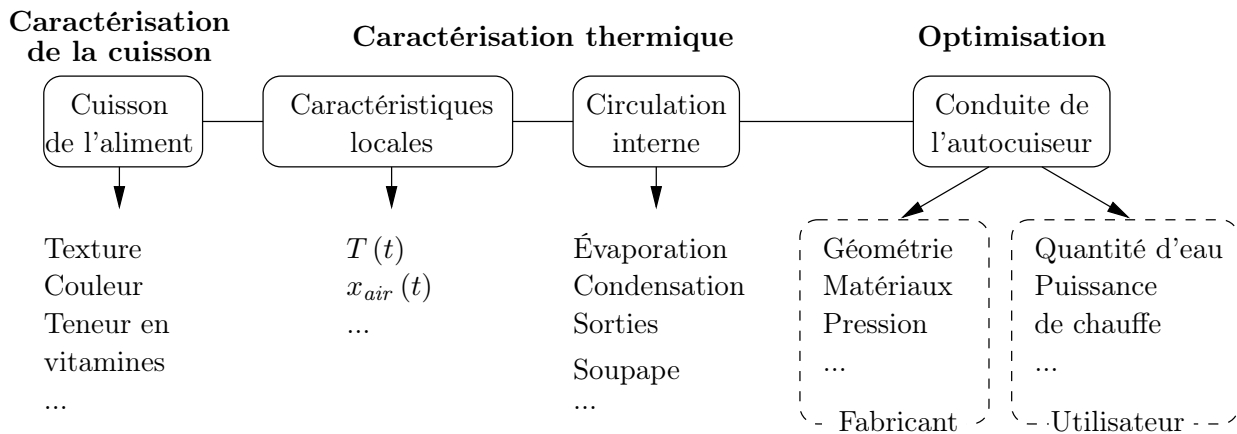


FIG. 1.4 – Les différents aspects de l'étude nécessaire à la compréhension de la cuisson en autocuiseur

Comme on peut le voir, la cuisson est d'abord l'évolution de l'aliment. Donc, il nous est indispensable d'étudier cet aspect. Néanmoins, les effets de la cuisson sont nombreux et nous ne pourrions pas tous les examiner. En fait, on peut envisager l'étude de l'évolution d'un paramètre qui servira de référence à la cuisson. On se contentera, ici, de décrire l'évolution d'un paramètre que l'on doit savoir mesurer et qui servira de référence à la cuisson. Ensuite, on sait que la cuisson est provoquée par la température mais que d'autres paramètres comme la composition de l'ambiance de cuisson — c'est-à-dire l'atmosphère gazeuse interne — comptent. Il s'agit alors de connaître les caractéristiques locales de l'ambiance de cuisson puisque c'est l'ambiance

immédiatement en rapport avec l'aliment qui imposera sa montée en température. Notre objectif est alors ici d'être capable de définir précisément les caractéristiques de l'ambiance de cuisson en contact avec l'aliment. Puisqu'il s'agit de cuisson dans la phase gazeuse de l'autocuiseur, les caractéristiques locales sont imposées par la circulation interne. Il faut donc comprendre l'évolution des divers paramètres caractéristiques de l'ambiance, telles que la température et la composition, imposés par la circulation. Connaissant tous ces paramètres, on pourra comprendre l'impact de la conduite de l'autocuiseur. Cette conduite peut être séparée en deux catégories, la première concerne les éléments définis et configurés par le fabricant comme la géométrie de l'autocuiseur ou la soupape qui impose le niveau de pression ; la deuxième concerne tous les éléments qui sont imposés par l'utilisateur au moment de la cuisson comme la quantité d'eau ou la puissance de chauffe. Notre objectif à ce niveau est d'une part de comprendre l'impact de la conduite mais aussi de fournir les outils suffisants à l'exploration des modifications d'au moins certains de ces paramètres et de proposer une optimisation de la conduite.

Plan de l'étude

POUR réaliser cette étude et atteindre les objectifs que nous venons de décrire, nous commencerons par une étude bibliographique portant sur l'ensemble des points clés de la cuisson dont nous aurons besoin par la suite. Ainsi, nous aborderons la cuisson tout d'abord du point de vue de l'aliment et de ses transformations pour pouvoir identifier les effets spécifiques à l'autocuiseur. Ensuite, nous verrons l'ensemble des transferts thermiques auxquels nous pourrions être confrontés et leur évolution temporelle. Des calculs de corrélations et d'ordres de grandeur issus de la littérature mais adaptés à notre cas seront effectués. Avec ces connaissances sur l'aliment d'une part et celles sur les transferts thermiques d'autre part, nous étudierons les différents modes de cuisson pour pouvoir situer l'autocuiseur parmi eux. Enfin, nous verrons comment évaluer la cuisson pour comparer différentes conduites à même résultat final.

Le chapitre suivant présentera l'ensemble des matériels et méthodes mis en place. En effet, l'expérimentation est pour nous importante et, de plus, nous avons choisi de concevoir et de mettre au point nous-même un bon nombre d'outils de mesure et de commande. Des validations de mesures à la fois thermiques et texturales seront données dans ce chapitre.

Ensuite, nous présenterons nos modèles qui représentent une grande part de notre travail de compréhension. Nous allons développer plusieurs modèles qui sont nécessaires conjointement à la résolution des différents objectifs que nous nous sommes fixés.

Les résultats obtenus à la fois expérimentalement et par simulation seront enfin exposés. Les résultats concernent l'étude de l'évolution des aliments, la validation des modèles par l'expérience et les simulations qui permettent l'exploration des voies d'optimisation. Des conclusions et des perspectives que l'on peut envisager à la suite de notre travail achèveront cette étude.

Chapitre 2

Étude bibliographique

Contenu

2.1	Introduction de l'étude bibliographique	29
2.2	La cuisson des aliments	29
2.2.1	Définition de la cuisson	29
2.2.2	Impacts de la cuisson sur les aliments	30
2.2.2.1	Impact nutritionnel	30
2.2.2.2	Impact sanitaire	31
2.2.2.3	Impact organoleptique	31
2.3	Les transferts thermiques au cours de la cuisson	35
2.3.1	Les transferts thermiques sans changement d'état	35
2.3.1.1	Les flux par conduction	35
2.3.1.2	Les flux par contact	37
2.3.1.3	Les flux par convection	39
2.3.1.4	Les flux par rayonnement	45
2.3.2	Les transferts thermiques avec changement d'état	46
2.3.2.1	L'évaporation sans ébullition	47
2.3.2.2	L'ébullition	48
2.3.2.3	La condensation	51
2.4	Les types de cuisson	55
2.4.1	Définition des différentes méthodes de cuisson	55
2.4.1.1	La cuisson dans l'eau	55
2.4.1.2	La cuisson dans la vapeur	55
2.4.1.3	La cuisson dans la matière grasse	55
2.4.1.4	La cuisson dans l'air	56
2.4.1.5	La cuisson ménagère en autocuiseur	56
2.4.2	Comparaison des différentes méthodes de cuisson	56
2.4.2.1	Comparaison thermique	56
2.4.2.2	Comparaison nutritionnelle et organoleptique	59
2.4.2.3	Comparaison énergétique	62
2.5	L'évaluation de la cuisson	63
2.5.1	Définition de la texture et de sa modification pour les végétaux	63
2.5.2	Appréciation de la texture	65
2.5.2.1	La pénétrométrie	65
2.5.2.2	Le tranchage	66
2.5.2.3	Les tests de compression-cisaillement-extrusion	66

2.5.3	Cinétiques et modélisation de l'avancement de la cuisson	68
2.5.3.1	Les cinétiques du premier ordre	69
2.5.3.2	L'influence de la température	70
2.5.3.3	La modélisation des cinétiques du premier ordre	70
2.5.3.4	Utilisation des paramètres observés dans les cinétiques du premier ordre	73
2.6	Conclusion de l'étude bibliographique	74

2.1 Introduction de l'étude bibliographique

L'ÉTUDE des autocuiseurs nécessite une exploration de nombreux domaines depuis la cuisson jusqu'à la mécanique des fluides en passant par les phénomènes thermiques de changements d'états de l'eau. Par ailleurs, l'autocuiseur est un appareil de cuisson assez spécifique dont les fonctionnalités sont originales par rapport aux autres modes de cuisson. Aussi, notre étude bibliographique devra-t-elle aborder l'essentiel de ces différentes notions.

Nous verrons d'abord ce qu'est la cuisson des aliments et pourquoi elle s'est imposée comme une technique de préparation alimentaire essentielle et universelle. Nous étudierons sommairement un certain nombre d'impacts de la cuisson sur les aliments pour pouvoir identifier ce que l'autocuiseur pourra apporter par son usage. Puis, nous regarderons les connaissances acquises sur les transferts thermiques qui existent au cours d'une opération de cuisson afin d'évaluer lesquels entrent en jeu dans une cuisson en autocuiseur. Les différents phénomènes seront décrits et accompagnés par des corrélations utiles au développement de modèles ultérieurs ; les différents cas identifiés pour l'autocuiseur serviront d'applications à des calculs d'ordre de grandeur. Nous observerons par la suite, les différents types de cuisson possibles et leurs effets afin de pouvoir situer la cuisson en autocuiseur parmi eux. Nous montrerons en particulier que l'impact sur la consommation énergétique des ménages est un sujet d'importance pour l'autocuiseur. Enfin, nous explorerons les méthodes d'évaluation et de modélisation de la cuisson telles qu'elles pourront être utilisées dans la suite de notre étude.

2.2 La cuisson des aliments

L'HOMME cuit ses aliments probablement depuis qu'il maîtrise le feu. Les premiers foyers ont été découverts dans les cavernes du sinanthrope, un *Homo erectus* qui vécut entre 400 000 ans et 250 000 ans avant notre ère. Des restes attestés de repas cuits ont, quant à eux, été retrouvés chez l'Homme de Néandertal qui a peuplé l'Europe entre 100 000 ans et 35 000 ans avant notre ère (Derache, 1994). Il s'agit donc d'une habitude alimentaire très ancienne dont les impacts sur les aliments sont multiples et donnent des avantages divers. La cuisson est d'ailleurs si ancienne et si commune à tous que les habitudes, traditions et croyances se sont souvent perpétuées sans réelles validations ni bien-fondés jusqu'à nous (This, 2002).

2.2.1 Définition de la cuisson

LA cuisson est une opération qui consiste à chauffer un aliment à un certain niveau pendant un certain temps et dans un environnement bien défini (Bimbenet et coll., 2002). Cependant, il convient de préciser que, contrairement à un simple chauffage qui se traduit par une élévation réversible de la température, la cuisson transforme l'aliment de façon irréversible en le faisant passer de l'état cru à l'état cuit. Les critères cités précédemment — niveau de température, temps et environnement — vont avoir, de façons croisées, des impacts sur la cuisson. À ces derniers, il faut ajouter la complexité de la formulation des aliments qui va ajouter un dernier niveau d'interactions quant à la production d'un aliment unique et original après cuisson, organoleptiquement et qualitativement satisfaisant. La cuisson permet finalement d'augmenter, par la diversification, la quantité d'aliments disponibles à notre nutrition (Barham, 2001).

2.2.2 Impacts de la cuisson sur les aliments

La cuisson a des impacts variés dont l'importance respective diffère suivant le type d'aliment et le type de cuisson. On peut néanmoins les regrouper en trois groupes principaux : nutritionnel, sanitaire et organoleptique, que nous allons détailler ici.

2.2.2.1 Impact nutritionnel

Il s'agit tout d'abord de rendre l'aliment comestible, c'est-à-dire de faire en sorte qu'il apporte à celui qui le mange des nutriments assimilables. Rendre digeste un aliment est un problème qui s'est posé à l'homme depuis qu'il est agriculteur — c'est-à-dire depuis au moins 15 000 ans (Claudian, 1992) — et que son alimentation est surtout basée sur les céréales. Depuis, cette consommation a toujours été élevée au point qu'en 2004, la consommation mondiale de céréales était de plus de 350 g par jour et par personne (FAOSTAT, 2007). Dans les pays industrialisés, la consommation de céréales représente plus de 50% des apports énergétiques (FAOSTAT, 2007) et elle continue, avec celle des fruits et légumes, à y être encouragée (Srinivasan et coll., 2006). L'amidon est le constituant nutritionnel majeur des céréales. Il compose 80% à 90% du riz (Angladette, 1966), du blé (Pomeranz, 1988) et du maïs (Watson, 1987) qui sont parmi les principales céréales consommées dans le monde. Or, l'amidon est généralement regroupé en grains et sa gélatinisation, permise par la hausse de la température, est indispensable pour augmenter sa digestibilité. Rehman & Shah (2005) ont montré que l'augmentation moyenne de la digestibilité de l'amidon, mesurée sur plusieurs légumes, est de l'ordre de 90% pour une cuisson dans l'eau sous ébullition. Toutes les autres études sur la modification par la cuisson de la digestibilité de l'amidon vont dans ce sens, quel que soit l'aliment (Kataria & Chauhan, 1988; Periago et coll., 1996; Bravo et coll., 1998; Lee & Rhee, 2007). L'exemple de l'amidon est le plus important mais nous pouvons l'appliquer à de nombreuses macro-molécules que la cuisson modifie : des protéines végétales (Sagum & Arcot, 2000) ou le collagène de la viande (Cheftel et coll., 1976) dont la digestibilité est ainsi augmentée. De même, le ramollissement des structures cellulosiques et ligneuses des végétaux (Leynaud-Rouaud et coll., 1992) par la cuisson permet l'accroissement de l'intérêt nutritionnel des fibres (Kutoš et coll., 2003).

D'autre part, la cuisson permet de réduire l'impact de facteurs anti-nutritionnels qui empêchent l'assimilation de nutriments. Les conditions de cuisson peuvent même être optimisées comme l'ont montré Rehman & Shah (2005) dans le cas des légumes réputés difficiles à cuire et dont l'optimum nutritionnel est trouvé avec une cuisson en autocuiseur à 121 °C pendant 10 min.

Par ailleurs, la cuisson ménagère, qui représente un traitement thermique modéré, permet de rester dans une zone où les modifications de l'aliment en augmentent globalement l'intérêt nutritionnel, contrairement à des traitements thermiques plus lourds qui peuvent, eux, le diminuer. Neucere & Cherry (1982) l'ont montré dans le cas des protéines par exemple.

Ainsi, la cuisson est un mode de préparation bien adapté à notre métabolisme, alors que pour d'autres animaux, l'effet est variable. Par exemple, il est positif pour des ruminants (Ljøkjel et coll., 2003) mais, il n'a aucun impact sur la nutrition de rongeurs (Porres et coll., 2003). Chez l'homme, la cuisson évite en particulier l'apparition de maladies liées à l'absorption d'aliments crus (Wrangham & Conklin-Brittain, 2003). Néanmoins, la cuisson provoque un abaissement de certaines propriétés nutritionnelles des aliments. Par exemple, Barampama & Simard (1995) détectent, conjointement à l'augmentation de la digestibilité globale des haricots, une baisse significative des teneurs en minéraux et vitamines lors de la cuisson. D'une façon générale, pour certains constituants comme les vitamines (Benterud, 1977) et les

minéraux, toute augmentation de température est néfaste puisque la température accélère les réactions chimiques d'une part — oxydations des vitamines, etc. — et les transferts de matière d'autres part — diffusions des éléments dans l'ambiance de cuisson, etc. C'est alors le choix du mode de cuisson qui pourra limiter les impacts négatifs de la température (Ryley & Kajda, 1994; Bernhardt & Schlich, 2006). L'absence d'oxygène pourra aussi limiter l'oxydation et les cuissons à l'air ou à la vapeur pourront, elles, limiter le lessivage et la solubilisation par l'eau. Il convient néanmoins de préciser que la plupart des molécules élémentaires de petites tailles, comme les acides aminés, ne sont pas détériorées par la température (Dupin, 1973) mais leur lessivage par de l'eau peut être responsable de leur disparition.

2.2.2.2 Impact sanitaire

LES aliments crus peuvent être contaminés, soit par des micro-organismes, soit par des toxines. Comme la plupart du temps c'est sur la surface des aliments que se trouve la contamination, un simple lavage et des conditions optimales de manipulations permettent de la réduire voire de la faire disparaître, mais, parfois, celle-ci peut être interne, comme dans le cas de toxines intrinsèques (Mitjavila, 1986), en particulier chez les végétaux, ou comme dans le cas de parasitismes, rencontrés surtout chez les animaux (Fosse & Magras, 2004).

La cuisson, par action de la température, contribue souvent à rendre les aliments plus sains. On peut considérer que la cuisson entraîne la destruction de tout ou partie de la flore thermosensible (Cuq et coll., 1992) et l'élimination de nombreuses toxines. Par exemple, Hwang & Lee (2006) ont montré que la cuisson réduit plus la concentration en alphatoxine B₁ que le lavage, et Diasolua Ngudi et coll. (2003) ont montré que la cuisson divise par 100 la teneur en cyanogène dans le manioc. En effet, les micro-organismes, tout comme les macromolécules, sont sensibles à la température selon des cinétiques de destruction plus ou moins rapides. C'est grâce à la connaissance de ces cinétiques que peuvent être calculés, en particulier, des barèmes de pasteurisation ou de stérilisation. Une étude plus complète de ces cinétiques et de leurs usages sera faite au paragraphe 2.5.3 page 68.

Néanmoins, il ne faut pas oublier que la cuisson peut aussi avoir un effet néfaste. En particulier avec la création de molécules cancérigènes, d'autant plus générées que la température de cuisson est élevée (Sugimura, 2002). Jägerstad & Skog (2005) donnent la liste de ces principaux composés génotoxiques : les acrylamides, les amines hétérocycliques, les amines multi-azotées et les glucides polyaromatiques. Ce sont souvent les réactions de Maillard qui sont responsables de leur apparition (voir Zyzak et coll. (2003) pour les acrylamides, Skog et coll. (1998) pour les amines hétérocycliques et Pool et coll. (1984) pour les amines multi-azotées). Néanmoins, les relations entre ces composés et l'apparition de cancer chez l'homme, leurs cinétiques de création et les moyens de les limiter ne sont pas encore bien définis (Friedman, 2003). En général, seules des températures élevées permettent vraiment d'observer l'apparition de toxines néoformées. Les glucides polyaromatiques, par exemple, qui sont des produits de la pyrolyse, nécessitent des températures de plus de 400 °C pour apparaître dans des quantités non négligeables (Lijinsky, 1991).

2.2.2.3 Impact organoleptique

LES caractéristiques organoleptiques d'un aliment peuvent être divisées en trois grandes catégories :

- L'apparence, liée aux propriétés visuelles telles que la couleur, la taille ou la forme de l'aliment.
- La flaveur, liée au goût et à l'odeur de l'aliment.

- La texture, liée à des sensations tactiles principalement, même si la vue et l'ouïe peuvent participer à la reconnaissance texturale.

Les impacts de la cuisson sur les qualités organoleptiques des aliments sont extrêmement nombreux, aussi nous tenterons de limiter notre étude aux effets que peut produire une cuisson ménagère traditionnelle afin de les comparer à ceux obtenus par une cuisson en autocuiseur. Ne seront donc pas étudiés en particulier les impacts organoleptiques de la cuisson par extrusion qui reste un procédé spécifique et uniquement industriel (voir Guy (2001) pour une introduction complète à ce procédé).

Les modifications d'apparence. Au cours de la cuisson, l'apparence de l'aliment va varier à cause de différents phénomènes qui vont causer une modification de sa forme — gonflement de certains produits céréaliers, réduction de volume des viandes, etc. — et de sa couleur — brunissement des produits céréaliers et des viandes, oxydation ou lessivage des pigments des végétaux, etc.

Un grand nombre de modifications d'apparence sont dues à des réactions chimiques dont la chaleur apportée par la cuisson n'en est que l'accélérateur. Beaucoup d'aliments voient ainsi leur volume évoluer dans un sens ou dans l'autre au cours de la cuisson, les mécanismes de gonflement et de rétractation pouvant bien sûr être simultanés ou successifs.

Pour l'augmentation de volume due à la chaleur, il s'agit en général soit de productions gazeuses, soit de la dilatation des gaz déjà inclus dans l'aliment avant cuisson, soit de l'absorption d'eau. Pour les produits céréaliers par exemple, ce gonflement s'arrête souvent lorsque la structure alvéolaire se fige. Dans le cas des végétaux et en particulier des légumes frais, l'action de la chaleur provoque une dénaturation des parois celluliques des cellules et les rend perméables. Grote & Fromme (1984) considèrent que les structures cellulaires, dans le cas de la carotte, sont clairement détériorées à partir de 60 °C. Pour de nombreux végétaux qui sont consommés sous forme de graines, la cuisson à l'eau, fréquente pour ce type d'aliment, en permet justement une certaine absorption. Ainsi, leur volume augmente souvent en cours de cuisson (Legrand et coll., 2007; Cuq & Guilbert, 1992).

Pour la diminution de volume, il s'agit, en général d'une perte partielle d'eau. Celle-ci s'évapore pendant le cuisson grâce à la chaleur fournie à l'aliment. Dans le cas des viandes, leur rétractation peut être indépendante ou s'ajouter à l'évaporation, car il apparaît une contraction des fibres musculaires qui provoque une sortie d'eau des tissus. Par exemple, après 100 minutes à 70 °C, les fibres musculaires ont perdu, en moyenne, 20% de leur taille initiale (Ledward, 1979).

Quant aux modifications de couleur, suivant les aliments, plusieurs phénomènes sont en cause. Tout d'abord, la coagulation de protéines — hémoglobine du sang ou albumine de l'œuf par exemple — qui, par une réorganisation spatiale, en modifie les propriétés lumineuses. C'est la première cause de coloration des viandes en cours de cuisson, la coagulation de la myoglobine ayant lieu autour de 65 °C (Hamm, 1977). Les viandes peuvent aussi perdre leur couleur rouge à cause de l'oxydation de l'hémoglobine même si la température semble jouer un rôle plus grand que la présence d'oxygène (García-Segovia et coll., 2007). Les réactions de Maillard sont aussi très importantes dans la coloration (Friedman, 1996). La complexité et le nombre de réactions de Maillard dépassent largement le cadre de cette étude (Fayle & Gerrard, 2002) mais il convient de préciser que la température et la teneur en eau sont parmi les facteurs les plus importants dans leur cinétique (Mundt & Wedzicha, 2007). Ainsi, les réactions de Maillard se produisent surtout sur les croûtes qui se forment à la surface des aliments cuits et leurs produits sont caractéristiques du brunissement que ce soit des légumes, des céréales ou de la viande.

Par ailleurs, dans le cas des légumes, les couleurs étant souvent dues à des pigments spécifiques — anthocyanes, chlorophylle, caroténoïdes, etc., soit hydrophiles — anthocyanes —, soit hydrophobes — chlorophylle, caroténoïdes — (Hutchings, 1999), ces derniers restent sensibles au lessivage par l'eau de cuisson car ils peuvent être emportés avec d'autres composants relargués suite à la détérioration des structures végétales. Néanmoins, les caroténoïdes, souvent en grandes quantités sont peu détruits par des cuissons ménagères (Woolfe, 1979). En fait, la principale altération des caroténoïdes de la carotte est due à leur oxydation qui est fortement accélérée à haute température (Holdsworth, 1979). La chlorophylle, quant à elle, est assez sensible à la chaleur car elle est naturellement réactive. Si la présence d'oxygène sert parfois à expliquer la fixation de la couleur verte des légumes avant une cuisson à l'eau ou sous-vide (Rozier et coll., 1990), il semblerait que ce soit la volatilisation des réactifs acides qui limite les réactions d'oxydation et donc la décoloration (Rietz & Wanderstock, 1965). En effet, des acides organiques libérés par la plante pendant la cuisson viennent convertir la chlorophylle en phéophytine. L'ajout de base a le même effet pour protéger la couleur verte des végétaux pendant la cuisson. Enfin, la température reste un accélérateur pour les différentes réactions qui peuvent conduire à la détérioration des mélanges chromatiques (Bąkowska et coll., 2003).

Les modifications de la flaveur. La flaveur résulte de notre perception sensorielle globale. C'est-à-dire à la fois notre sens du goût et de l'odorat mais aussi du toucher, de la température et autres sensations provoquées lors de l'appréciation d'un aliment (Moulton, 1982). Dans le cas de la modification de la flaveur en cours de cuisson, on décrira ici seulement l'apparition d'odeurs et la création de goûts qui sont déjà des phénomènes complexes. Ils résultent de plusieurs réactions physico-chimiques qui sont soit des synthèses, soit des dégradations de molécules. Ces réactions provoquent l'apparition et le dégagement partiel des cocktails aromatiques dans l'atmosphère. Ces cocktails sont composés de molécules volatiles à faible poids moléculaire dont le nombre peut être très élevé. Une soixantaine a été recensée dans le cas de la carotte (Maarse et coll., 1989) et plus de 300 pour le poulet cuit (Maarse & Visscher, 1984) par exemple.

Parliment (1989) classe les réactions de créations d'arômes en trois catégories :

- Les productions biochimiques par des enzymes et des micro-organismes, qui peuvent avoir lieu pendant mais surtout avant la cuisson. Cela concerne en particulier les produits fermentés, les fruits et les légumes.
- Le dégagement pendant la cuisson des arômes présents initialement ou produits avant celle-ci par une activité microbienne. L'exemple typique sera le cas de la cuisson du pain et autres pâtes levées.
- Les productions non-enzymatiques dans lesquelles nous allons retrouver la plupart des dégradations thermiques et les réactions de Maillard.

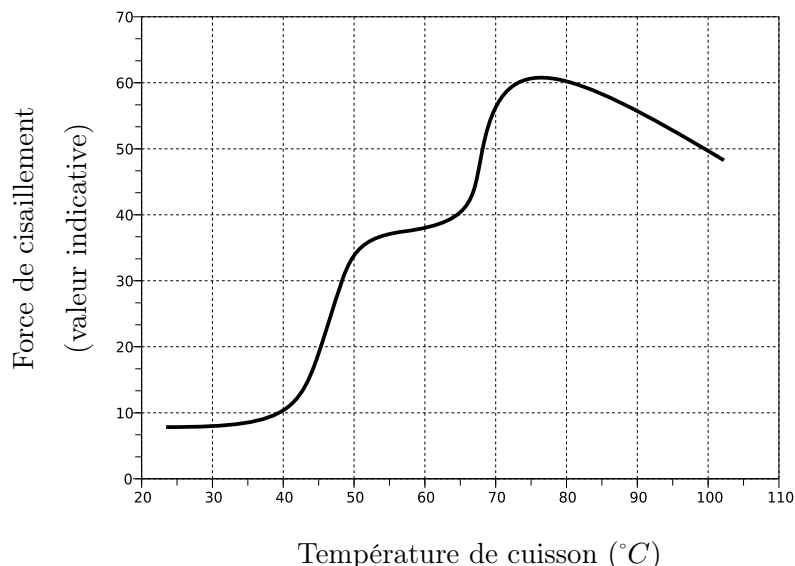
Les végétaux sont surtout concernés par les deux premières catégories. La cuisson ne sert alors, par volatilisation des molécules sous l'action de la chaleur, que d'exhausteur et de libérateur des arômes préalablement formés. On parle alors de précurseurs d'arômes qui seront révélés au moment de la cuisson. Les autres aliments, en particulier les viandes, vont être fortement concernés par la dernière catégorie. C'est dans cette dernière que nous retrouverons les réactions de Maillard qui concernent tous les aliments contenant des acides aminées et des sucres réducteurs — donc presque tous. Notons que si Maillard (1912) a décrit ces réactions, c'est Hodge (1953) qui en mit les principaux mécanismes en évidence. Plus de 3 500 composés volatiles ont été identifiés et imputés à des réactions de Maillard (Reineccius, 2006) dont la dépendance à la température est grande. Ainsi, des arômes classiques des grillades de viandes, des pyrazines, ne se développent pas dans des conditions normales de stockage mais apparaissent lors de traitements thermiques comme la cuisson. La famille des pyrazines est

très grande (Maga, 1982) et si Koehler & Odell (1970) considéraient classiquement qu'en dessous de 100°C on ne pouvait en observer l'apparition, des travaux plus récents montrent la production de pyrazines à basse température par des micro-organismes (Adams & De Kimpe, 2007).

Au-delà des réactions de Maillard, une autre classe de réaction intervient souvent dans la production d'arômes en cours de cuisson : l'oxydation des lipides. Cette oxydation est surtout visible dans les procédés de friture mais aussi dans les grillades (Bailey & Einig, 1989). L'oxydation des lipides participe alors à la production d'arômes (Schultz et coll., 1962) mais, dans un second temps, les réactions de Maillard viennent reprendre les produits de l'oxydation.

Les modifications de texture. La cuisson est souvent un moyen d'obtenir une texture originale pour un aliment. Parfois homogènes comme dans le cas des ragoûts ou des légumes bouillis, parfois hétérogènes comme pour les grillades ou la cuisson de produits céréaliers, les procédés de cuissons permettent d'obtenir différents résultats. La coagulation des protéines est un des premiers phénomènes à prendre en compte pour la modification de la texture. Cela permet par exemple la création de structures semi-rigides ou des gels comme dans le cas de la cuisson des oeufs (Baldwin & Cotterill, 1979).

Pour les viandes, on observe des phénomènes plus complexes dus à la nature fortement hétérogène et structurée des muscles (Ledward, 1979). On peut ainsi observer, suivant les viandes concernées, les méthodes d'évaluation et les modes de cuisson, un accroissement continu de la fermeté, une augmentation de la fermeté par palier avant un ramollissement général des viandes initialement « dures » (voir figure 2.1) ou encore une diminution de fermeté en plusieurs temps (Tornberg, 2005; Rozier et coll., 1990). Stanley (1987) met en évidence un comportement tout à fait différent pour deux produits de la mer : le calmar dont la tendreté augmente continuellement avec la cuisson et la coquille saint-Jacques dont la dureté augmente continuellement avec la cuisson.



(D'après Hamm, 1977)

FIG. 2.1 – Évolution de la force de cisaillement sur du muscle de bœuf

Pour les végétaux, la cuisson, en tant que traitement hydrothermique, provoque un ramollissement des tissus pouvant aller jusqu'à la délitescence des fruits et légumes (Colas, 2002).

Ce sont les modifications des protéines de la membrane et des substances pectiques de la paroi et de la lamelle moyenne qui en sont responsables.

Dans le cas où une texture hétérogène est souhaitée (grillage, friture, biscuit), un apport énergétique fort permet la création rapide d'une croûte dont l'évolution va être différente du reste de l'aliment. La diffusion de la chaleur à l'intérieur de l'aliment est alors un phénomène lent devant l'apport de chaleur à sa surface.

Les modifications de texture et l'évaluation de celle-ci, en particulier pour les végétaux, étant importante pour la suite de notre étude, ils sont traités plus en profondeur au paragraphe 2.5 page 63.

NOUS avons vu que les modifications des aliments par la cuisson sont très variées et complexes. Pour permettre toutes ces transformations, il est nécessaire d'augmenter la température et donc d'apporter de l'énergie à l'aliment pour que celle-ci soit transmise de la surface vers le cœur. Nous allons donc étudier maintenant l'ensemble des phénomènes de transferts de chaleur utiles pour la cuisson.

2.3 Les transferts thermiques au cours de la cuisson

AU cours de la cuisson, différents types de transferts thermiques peuvent avoir lieu : dans les milieux solides ou fluides d'une part et aux interfaces d'autre part. Nous allons étudier les différents types de transferts en les séparant en deux catégories, ceux sans changement d'état et ceux avec changement d'état. Lorsqu'il s'agit d'un transfert à l'interface entre deux matériaux, on pourra écrire le flux de chaleur q par l'équation générale 2.1 (Bird et coll., 1963).

$$q = S \cdot h \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

où ΔT est l'écart de température de part et d'autre de l'interface, S est la surface de l'interface et h est un coefficient de transfert. C'est ce coefficient de transfert qui pourra être une fonction plus ou moins simple de nombreux paramètres physiques dont, en particulier l'écart de température.

2.3.1 Les transferts thermiques sans changement d'état

LES transferts thermiques sans changement d'état sont des échanges de chaleur uniquement liés à la chaleur sensible de l'élément considéré. Ainsi, à chaque transfert de chaleur sans changement d'état peut être associé un écart de température dans l'élément ou entre éléments.

2.3.1.1 Les flux par conduction

LES flux par conduction concernent la transmission de la chaleur dans un matériau. Le transfert s'y fait de proche en proche au niveau moléculaire. Le transfert peut être modélisé par la loi de Fourier caractérisant l'évolution de la température dans le temps et dans l'espace et dans laquelle ρ est la masse volumique de l'élément, Cp est la capacité thermique massique (ou chaleur spécifique) et λ son coefficient de conductivité thermique. On peut l'écrire sous la forme de l'équation 2.2 dans le cas d'une plaque infinie avec ρ et λ constants.

On peut trouver dans la littérature un grand nombre de valeurs pour ces coefficients (Bimbenet et coll., 2002; Fellows, 2000; Woodams & Nowrey, 1968; Jowitt et coll., 1983; Rahman, 1995), y compris pour les produits alimentaires.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho \cdot C_p} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.2)$$

D'une façon générale, on peut dire que, pour les aliments, la masse volumique est souvent proche de celle de l'eau liquide, la conductivité thermique varie entre $0,04 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ pour les aliments déshydratés et $1,7 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ pour les aliments hydratés surgelés et la chaleur spécifique varie entre $1,25 kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ pour les aliments hydratés surgelés et $3,6 kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ pour les aliments hydratés à température ambiante. Toutes ces caractéristiques thermiques données supposent que l'on considère les aliments comme des matériaux isotropes, ce qui est rarement le cas mais cette approximation semble suffire la plupart du temps (Chinesta et coll., 2002).

Ces valeurs pour les aliments peuvent être comparées à celle de l'eau (Tableau 2.1). On constatera que les caractéristiques thermiques de l'eau dépendent peu des conditions de température mais beaucoup de l'état physique de l'eau.

TAB. 2.1 – Caractéristiques thermiques de l'eau

État	Conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	Chaleur spécifique ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	Masse volumique ($kg \cdot m^{-3}$)	Température de mesure ($^{\circ}C$)	Pression de mesure (bar)
Solide	2,25	2,100	917	0	
Solide	2,43	1,950	948	-20	
Liquide	$5,53 \times 10^{-1}$	4,210	999,8	0	1
Liquide	$6,29 \times 10^{-1}$	4,180	992,2	40	1
Liquide	$6,66 \times 10^{-1}$	4,950	865	200	15,5
Gazeux	$2,42 \times 10^{-2}$	2,030	0,6	100	1
Gazeux	$3,00 \times 10^{-2}$	1,880	0,47	200	1
Gazeux	$3,73 \times 10^{-2}$	2,890	7,85	200	15,5

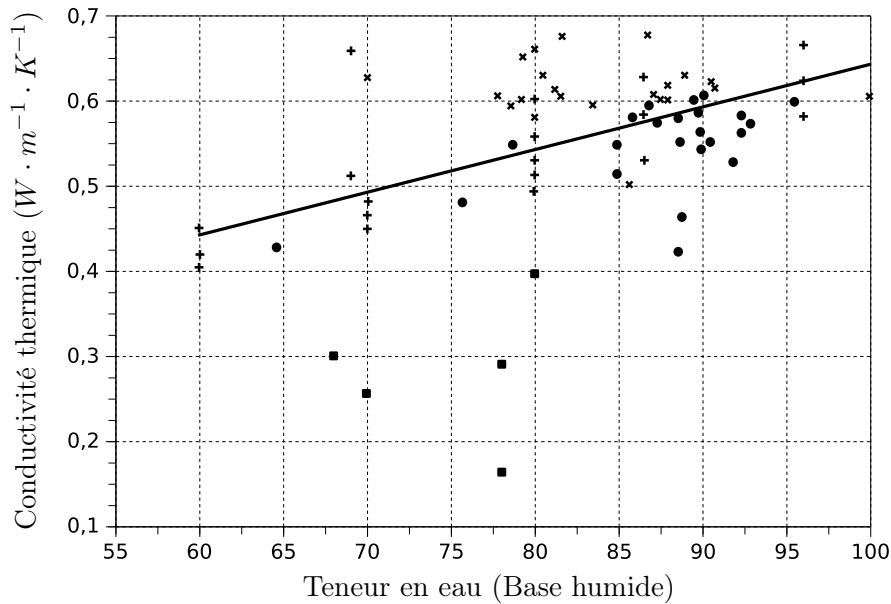
(d'après Bimbenet et coll., 2002)

Comme l'eau est souvent le facteur le plus influent pour connaître les caractéristiques d'un aliment, il existe un grand nombre de relations empiriques permettant d'estimer les caractéristiques d'un aliment en fonction de sa teneur en eau (voir tableau 2.2). De plus, il existe une certaine variabilité en fonction des produits alimentaires (y compris au sein d'une même famille) dont il faut tenir compte lors de l'utilisation de ces corrélations empiriques (voir figure 2.2).

Des équations empiriques données par Singh & Heldman (2001) proposent des calculs de la chaleur spécifique et de la conductivité thermique en fonction de la composition générale (glucide, lipide, protide, fibre et eau).

L'évaluation du paramètre de conductivité thermique est très important car il est souvent limitant sur l'ensemble des transferts thermiques que ce soit en cuisson ou en séchage (Bimbenet et coll., 2002).

Dans notre cas, nous observerons des flux conductifs vers l'intérieur des aliments que nous ferons cuire mais aussi dans les métaux constituant l'autocuiseur — paroi, fond.



(Corrélation et données de plusieurs auteurs regroupés par Sweat, 1974)

FIG. 2.2 – Conductivité thermique en fonction de la teneur en eau de plusieurs fruits et légumes

TAB. 2.2 – Équations empiriques utilisables pour le calcul des caractéristiques thermiques d'un aliment

Produit	Équation	Auteurs
Viande ($x_{eau} > 26\%$), Jus de fruit ($x_{eau} > 50\%$)	$Cp = 1,675 + 2,500 \cdot x_{eau}$	[1]
Fruit et végétaux ($x_{eau} > 60\%$)	$\lambda = 0,148 + 0,493 \cdot x_{eau}$	[2]
Viande ($60\% < x_{eau} < 80\%$, $0^\circ C < T < 70^\circ C$)	$\lambda = 0,08 + 0,52 \cdot x_{eau}$	[3]

[1] Dickerson, 1968

[2] Sweat, 1974

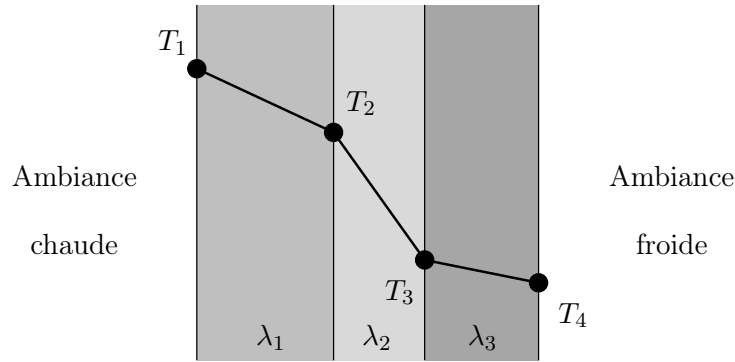
[3] Sweat, 1975 (cité par Singh & Heldman, 2001)

2.3.1.2 Les flux par contact

LES flux par contact sont des flux par conduction dans un matériau composite comprenant éventuellement de fines couches de gaz. Si le contact est parfait, il y a continuité dans le profil de température d'un matériau à l'autre. En régime stationnaire, on observe donc un profil de température similaire à celui de la figure 2.3. Mais généralement, le contact entre les deux solides est plus ou moins étroit (Incropera & DeWitt, 2002) et donc, le transfert imparfait. Une fine couche de gaz peut exister entre les deux solides comme le montre la figure 2.4. On définit alors une résistance de contact, ou son inverse un coefficient de transfert par contact $h_{contact}$, qui permet de calculer, grâce à l'équation 2.3, le flux de chaleur par contact.

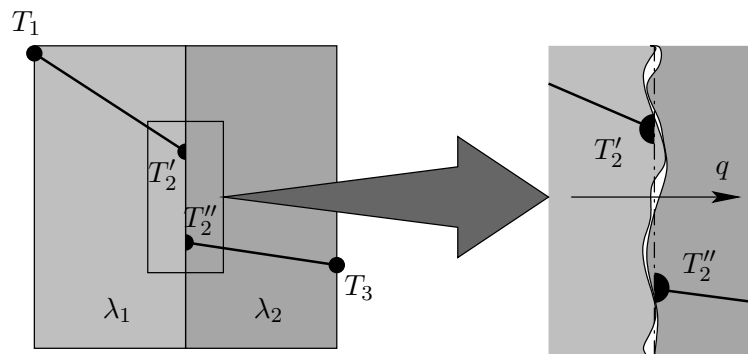
$$q = S_{contact} \cdot h_{contact} \cdot (T_2' - T_2'') \quad (2.3)$$

Il sera avantageux de limiter cette résistance en ajoutant dans l'intervalle un matériau conducteur liquide ou semi-liquide. Fried (1969) a montré également que cette résistance de contact peut être limitée par une augmentation de la pression de contact entre les deux matériaux. On peut voir ses résultats dans le tableau 2.3. Malheureusement, les valeurs de



(d'après Bimbenet et coll., 2002)

FIG. 2.3 – Profil de température dans un assemblage de matériaux conductifs avec contact parfait



(d'après Incropera & DeWitt, 2002)

FIG. 2.4 – Profil de température dans un assemblage de matériaux conductifs avec contact imparfait

TAB. 2.3 – Variation du coefficient de transfert de chaleur par contact

Matériaux	Pression de contact (kPa)	Fluide dans l'interface	Coefficient de transfert de transfert ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
Aluminium-Aluminium	100	Vide	$2,00 \times 10^3 - 6,67 \times 10^3$
Aluminium-Aluminium	10 000	Vide	$2,50 \times 10^4 - 5,00 \times 10^4$
Aluminium-Aluminium	10 000	Air	$3,64 \times 10^3$
Aluminium-Aluminium	10 000	Huile siliconée	$1,90 \times 10^4$
Aluminium-Aluminium	10 000	Glycérine	$3,77 \times 10^4$
Inox-Inox	100	Vide	$4,00 \times 10^2 - 1,67 \times 10^3$
Inox-Inox	10 000	Vide	$2,50 \times 10^3 - 1,43 \times 10^4$

(D'après Fried, 1969)

pression testés ne correspondent pas à notre cas. En effet, les transferts de chaleurs par contact se feront pour nous entre la plaque de chauffe et le fond de l'autocuiseur ; la pression de contact sera alors au plus de quelques milliers de pascals.

On remarquera qu'une répartition inégale du flux de chaleur dû à un contact imparfait est utilisée pour la cuisson des viandes par grillade. En effet, au cours de ce type de cuisson, on utilise une poêle à fond vaguélé ou une grille pour appliquer une marbrure sombre à la viande.

2.3.1.3 Les flux par convection

LES flux par convection concernent les fluides en mouvement dans les enceintes de cuisson. Ils se séparent en deux groupes :

La convection forcée dans laquelle le fluide est mis mécaniquement et volontairement en mouvement. Dans ce cas, on sait que la valeur du coefficient de transfert de chaleur est fortement influencée par la vitesse du fluide. Il existe des corrélations comme celle de Dittus-Boelter dans le cas d'un écoulement turbulent en régime stationnaire dans une conduite (Bimbenet et coll., 2002). Cette influence a aussi été montrée pratiquement dans des applications de cuisson (Fraile & Burg, 1997).

La convection naturelle qui correspond à un déplacement du fluide caloporteur permis par une différence de masse volumique due à un écart de température et/ou de composition ; la vapeur d'eau étant plus légère que l'air.

À ces deux cas classiques, on peut ajouter la convection qui apparaît dans une cavité par le seul fait des phénomènes d'ébullition et de condensation amenant la vapeur de l'endroit où elle est créée — l'interface gaz/liquide bouillant — vers l'endroit où elle disparaît — la surface de condensation. Ce cas sera traité plus loin.

Le flux de transfert convectif entre un fluide et une paroi peut être exprimé par l'équation générale de transfert de chaleur (équation 2.1). Des ordres de grandeurs de coefficient de transfert convectif applicable à la cuisson sont donnés par différents auteurs (voir un exemple dans le tableau 2.4).

TAB. 2.4 – Ordre de grandeur du coefficient de transfert convectif

Fluide	Régime	Coefficient de transfert convectif ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
Air	Convection naturelle	5 – 25
Air	Convection forcée	10 – 200
Eau liquide	Convection naturelle	20 – 100
Eau liquide	Convection forcée	50 – 10 000

(d'après Singh & Heldman, 2001)

Qu'elle soit forcée ou naturelle, la convection peut provoquer un mouvement du fluide dans deux régimes distincts :

Le régime laminaire caractérisé par des filets fluides qui, comme des lames, glissent les uns sur les autres avec amortissement visqueux des perturbations.

Le régime turbulent caractérisé par des filets fluides enchevêtrés et d'importantes fluctuations locales de vitesse.

Lors de la mise en mouvement d'un fluide, le régime est d'abord laminaire. Tant que la vitesse du fluide reste faible, les lignes de courant restent quasi-parallèles. Près de la paroi, il existe une zone dans laquelle la vitesse du fluide reste toujours faible et donc le régime y est toujours localement laminaire. Néanmoins, lorsqu'on s'éloigne de la paroi et que la vitesse du fluide augmente, les forces d'inertie deviennent non-négligeables devant les forces visqueuses et de petites perturbations peuvent s'amplifier. Le régime devient turbulent. La frontière entre

régime laminaire et turbulent est floue; on observe en général une zone de transition. En régime turbulent, l'agitation est plus grande qu'en régime laminaire, les transferts y sont donc plus intenses. Pour estimer les coefficients de transfert thermique, il faut d'abord déterminer dans quel régime on se trouve.

Dans le cas de la convection forcée, on peut calculer le nombre de Reynolds dont la définition est donnée par l'équation 2.4. Il représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. C'est la valeur du nombre de Reynolds qui permet de déterminer le régime. Par exemple, dans une conduite cylindrique droite, on considère que le régime est laminaire pour $Re < 2300$ (Rohsenow et coll., 1998). Au delà de la zone de transition ($Re \gtrsim 4000$), le régime devient turbulent.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\eta} \quad (2.4)$$

Dans le cas de la convection naturelle, on utilise le nombre de Rayleigh qui est lui-même le produit du nombre de Grashof par celui de Prandtl. On obtient ainsi la définition donnée par l'équation 2.5. Le nombre de Grashof donne le rapport entre les forces de pesanteur et les forces visqueuses. Le nombre de Prandtl, quant à lui, donne le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement au travers de la viscosité cinématique sur la diffusivité thermique. On a donc bien, par le nombre de Rayleigh, une représentation de la faculté du fluide de se mettre en mouvement et une estimation du régime d'écoulement. Classiquement, on considère que la convection naturelle s'amorce pour des valeurs du nombre de Rayleigh de l'ordre de 10^3 et que le régime devient turbulent lorsque le nombre de Rayleigh dépasse 10^9 dans une cavité différentiellement chauffée par exemple. À nouveau, il convient de considérer une zone de transition plus ou moins large entre régime laminaire et turbulent.

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{\alpha} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (2.5)$$

Pour certains auteurs (Özişik, 1985), l'estimation du nombre de Grashof est suffisant pour estimer la qualité de l'écoulement. D'ailleurs, dans le cas d'une convection mixte — forcée et naturelle —, on utilise pour savoir si un type est négligeable devant l'autre, le rapport $\frac{Gr}{Re^2}$ qui, lorsqu'il est très inférieur à 1, indique que le flux est principalement dû à la convection forcée et, lorsqu'il est très supérieur à 1, indique que le flux est principalement dû à la convection naturelle. Que la convection soit naturelle ou forcée, le nombre de Ra est nécessaire à l'usage de corrélations pour la détermination des transferts de chaleur.

Dans le cas de l'autocuiseur, la convection naturelle peut s'établir à l'intérieur de l'enceinte pour les deux fluides, l'eau et le gaz et, à l'extérieur, pour l'atmosphère ambiante. À l'intérieur de l'autocuiseur, la situation se rapproche du cas classique de la convection dans une cavité fermée dont la paroi inférieure est plus chaude que la paroi supérieure, cas décrit par la figure 2.5. Ne considérer que les échanges se faisant par le bas et le haut est simplificateur, mais, dans le cas de l'eau, où $\frac{L}{d} \approx 0,15 \ll 1$, cette simplification est largement acceptable. Pour le gaz interne, on a $\frac{L}{d} \approx 1$ avec un chauffage par le bas et avec des parois froides sur le côté et le haut. Cette situation n'étant pas classique, on appliquera les relations décrites pour le cas de la figure 2.5 et on considérera que l'approximation faite permet tout de même l'estimation de l'ordre de grandeur du nombre de Rayleigh. Les calculs du nombre de Rayleigh sont donnés dans le tableau 2.5 avec pour longueur caractéristique L la hauteur du fluide. Les températures doivent être considérées comme des estimations des valeurs pour lesquelles les plus grands écarts de température sont observés. Les propriétés des fluides sont calculées d'après Bimbenet et coll. (2002) à la température moyenne entre la température de la paroi chaude et de la paroi froide. Les valeurs de β sont calculées en considérant les gaz comme des

gaz parfaits — $\beta = \frac{1}{T}$ et où T est la température absolue — ou données par Incropera & DeWitt (2002) pour l'eau. Dans le cas de l'atmosphère extérieure, la température de la paroi est prise maximale et les caractéristiques du gaz externe sont prises à T_∞ . Pour ces calculs de nombre de Rayleigh, tous les gaz sont assimilés à de l'air.

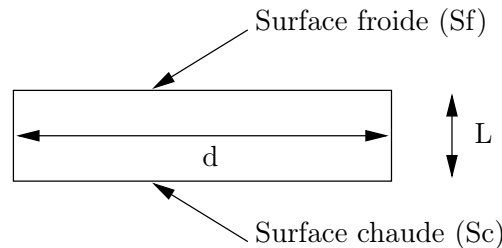


FIG. 2.5 – Caractérisation de la géométrie des structures fermées

TAB. 2.5 – Estimation du nombre de Rayleigh dans l'autocuiseur

Fluide	L (m)	T_{Sc} (°C)	T_{Sf}/T_∞ (°C)	ν ($m^2 \cdot s^{-1}$)
Eau	0,03	100	60	$3,65 \times 10^{-7}$
Gaz interne	0,17	80	40	$1,89 \times 10^{-5}$
Gaz externe	0,20	120	20	$1,56 \times 10^{-5}$

Fluide	α ($m^2 \cdot s^{-1}$)	β ($K \cdot m^{-1}$)	Ra
Eau	$1,64 \times 10^{-7}$	$6,50 \times 10^{-4}$	$1,15 \times 10^8$
Gaz interne	$3,00 \times 10^{-5}$	$3,00 \times 10^{-3}$	$1,02 \times 10^7$
Gaz externe	$2,12 \times 10^{-5}$	$3,41 \times 10^{-3}$	$8,10 \times 10^7$

Dans tous les cas, une valeur limite du nombre de Rayleigh de l'ordre de 10^9 est couramment admise pour considérer le régime comme turbulent et en particulier pour la paroi verticale d'une cavité carrée différentiellement chauffée par les parois verticales. Dans le cas d'une cavité fermée chauffée par le bas (cas de la figure 2.5), Özişik (1985) indique que des perturbations peuvent apparaître pour $Ra > 10^5$. Cependant, peu d'informations sont données sur la zone de transition entre régime laminaire et régime turbulent.

Dans le respect strict de la configuration proposée par la figure 2.5, le nombre de Rayleigh minimum pour lequel la convection naturelle débute peut être calculé théoriquement et vaut 1708. Cette valeur est ici largement dépassée. On constate même que le nombre de Rayleigh critique est atteint pour une différence de température inférieure au degré : la convection naturelle doit donc être prise en compte dès le début du chauffage.

Pour le cas du gaz externe, même dans le cas extrême donné dans le tableau 2.5, on a $Ra < 10^9$. On peut donc dire que le régime à l'extérieur est toujours laminaire.

Nous pouvons maintenant faire des estimations des coefficients de transfert pour les flux de convection dans l'autocuiseur en calculant des valeurs moyennes du nombre de Nusselt \overline{Nu} . Pour cela, nous avons identifié plusieurs zones aux géométries diverses décrites par la figure 2.6. Dans le cas du gaz interne (cas c), on dissociera les transferts en deux pour assimiler le chauffage du gaz à celui d'un fluide par une plaque chaude horizontale d'une part et son refroidissement à celui d'un fluide sur une plaque froide verticale d'autre part. Dans le cas de l'eau (cas a), on est dans le régime de transition vers la turbulence ($Ra > 10^5$) et, pour tous

les autres cas, le régime est considéré comme laminaire pour $Ra < 10^9$. Nous présentons maintenant les différentes corrélations empiriques utilisées pour estimer le coefficient de transfert moyen \bar{h} par convection naturelle.

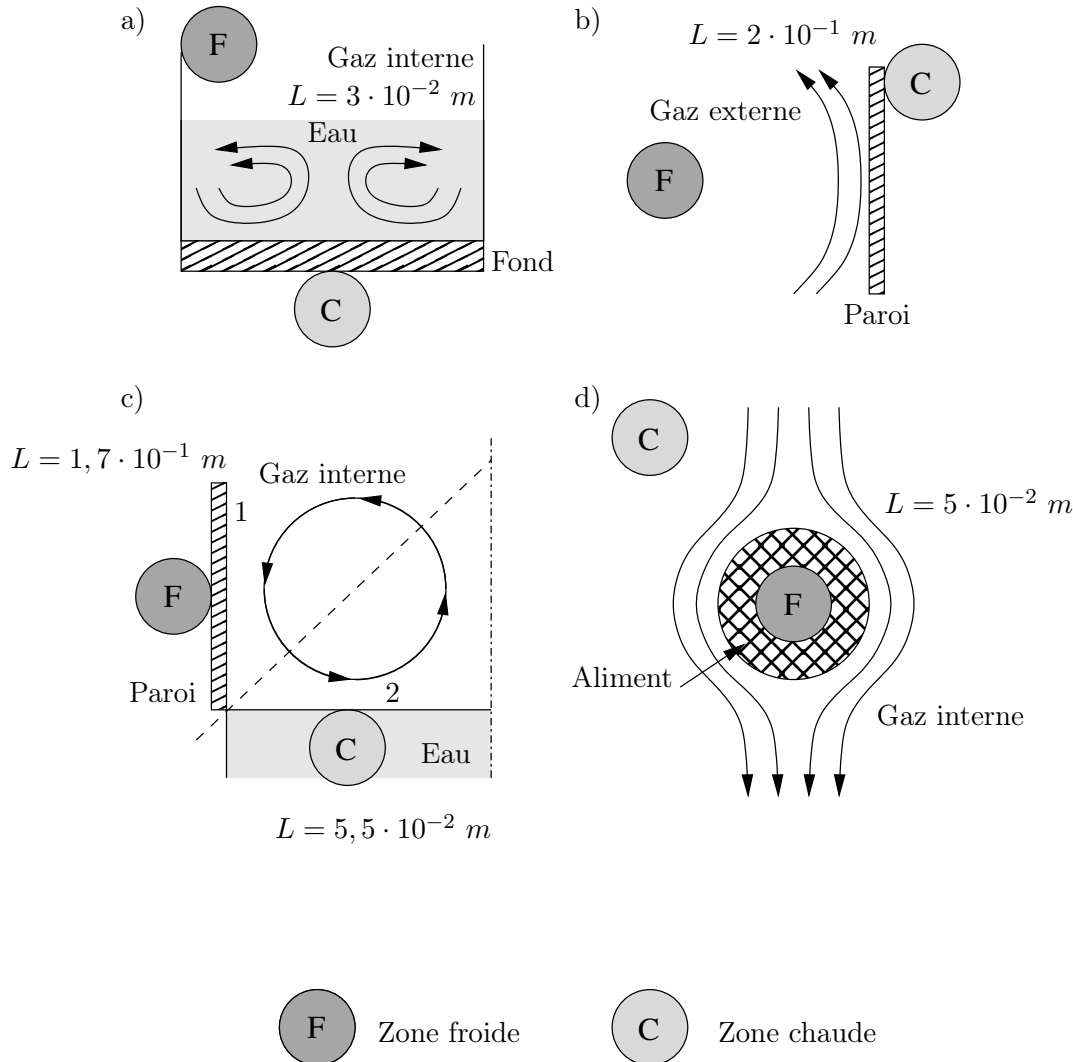


FIG. 2.6 – Les types de convection naturelle dans un autocuiseur

Le cas de l'eau (cas a) est traité comme une structure fermée décrite par la figure 2.5. Pour cette structure horizontale, Incropera & DeWitt (2002) proposent la corrélation 2.6 tirée de Globe & Dropkin (1959) et valable pour $3 \times 10^5 < Ra < 7 \times 10^9$. Rohsenow et coll. (1998) proposent en première approximation dans le cas décrit ici d'utiliser la corrélation 2.7 pour $Ra < 10^9$. Néanmoins, le calcul peut être affiné en utilisant la corrélation 2.8 proposée par Hollands (1984) jusqu'à $Ra < 10^{11}$.

$$\overline{Nu} = 0,069 \cdot Ra^{\frac{1}{3}} \cdot Pr^{0,074} \quad (2.6)$$

$$\overline{Nu} = 0,14 \cdot \left(\frac{1 + 0,0107 \cdot Pr}{1 + 0,01 \cdot Pr} \right) \cdot 2^{-\frac{4}{3}} \cdot Ra^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned}
\overline{Nu} &= 1 + k_1 \cdot \left(k_2 + 2 \cdot k_3^{k_4} \right) + k_5 \\
k_1 &= \frac{\left| 1 - \frac{1708}{Ra} \right| + 1 - \frac{1708}{Ra}}{2} & k_4 &= 1 - \ln \left(\frac{Ra^{\frac{1}{3}}}{75 \exp(1,5 \cdot Pr^{-\frac{1}{2}})} \right) \\
k_2 &= \frac{1,44}{1 + \frac{0,018}{Pr} + \frac{0,00136}{Pr^2}} & k_5 &= \frac{\left| \left(\frac{Ra}{5803} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right| + \left(\frac{Ra}{5803} \right)^{\frac{1}{3}} - 1}{2} \\
k_3 &= \frac{Ra^{\frac{1}{3}}}{75 \exp(1,5 \cdot Pr^{-\frac{1}{2}})}
\end{aligned} \tag{2.8}$$

Dans le cas de la plaque verticale (cas b et c1), Incropera & DeWitt (2002) proposent la corrélation 2.9 en régime laminaire pour $Ra \lesssim 10^9$ et Rohsenow et coll. (1998) proposent la corrélation 2.10 pour $10^{-1} \lesssim Ra \lesssim 10^{12}$.

$$\overline{Nu} = 0,68 + \frac{0,670 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \tag{2.9}$$

$$\overline{Nu} = \frac{2,0}{\ln \left(1 + \frac{2,0}{\overline{C}_l \cdot Ra^{\frac{1}{4}}} \right)} \tag{2.10}$$

Dans le cas de la convection sur une plaque horizontale (cas c2), Incropera & DeWitt (2002) proposent en régime laminaire la corrélation 2.11 pour $10^4 \lesssim Ra \lesssim 10^7$ puis la corrélation 2.12 pour $10^7 \lesssim Ra \lesssim 10^{11}$. Rohsenow et coll. (1998) proposent la corrélation 2.13 en régime laminaire pour $10^0 \lesssim Ra \lesssim 10^{10}$. Dans cette corrélation, \overline{C}_l est un coefficient fonction du nombre de Pr calculé par l'équation 2.14 proposée par Churchill & Usagi (1972). Pour le calcul du nombre de Rayleigh, la longueur caractéristique est ici le rapport de la surface sur le périmètre.

$$\overline{Nu} = 0,54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}} \tag{2.11}$$

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Ra^{\frac{1}{3}} \tag{2.12}$$

$$\overline{Nu} = \frac{1,4}{\ln \left(1 + \frac{1,4}{0,835 \cdot \overline{C}_l \cdot Ra^{\frac{1}{4}}} \right)} \tag{2.13}$$

$$\overline{C}_l = \frac{0,671}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \tag{2.14}$$

Dans le cas de la sphère représentant un produit alimentaire (cas d), Incropera & DeWitt (2002) proposent la corrélation 2.15 tirée de Churchill (1983) en régime laminaire où $Ra \lesssim 10^{11}$ et $Pr \geq 0,7$. Rohsenow et coll. (1998) classent la sphère dans les objets avec un rapport de forme petit et proposent la corrélation 2.16 qui est très proche de la corrélation 2.15. Toutefois, sa présentation permet son utilisation pour un grand nombre d'autres formes.

$$\overline{Nu} = 2 + \frac{0,589 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,469}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \tag{2.15}$$

$$\overline{Nu} = 2 + 0,878 \cdot \overline{Cl} \cdot Ra^{\frac{1}{4}} \quad (2.16)$$

Pour l'étude des différents cas, nous utiliserons les caractéristiques des fluides données par le tableau 2.6. Elles sont choisies de façon à être représentatives d'une cuisson standard en autocuiseur. Toutes les caractéristiques thermophysiques sont données par Bimbenet et coll. (2002) lorsqu'elles sont disponibles, sinon, elles sont issues de corrélations polynomiales données par Rohsenow et coll. (1998).

TAB. 2.6 – Caractéristiques des fluides pour le calcul de \overline{Nu}

Fluide	Cas de la figure 2.6	T_{fluide} (°C)	ΔT (°C)	ν ($m^2 \cdot s^{-1}$)	α ($m^2 \cdot s^{-1}$)
Eau	a	80	40	$3,65 \times 10^{-7}$	$1,64 \times 10^{-7}$
Gaz interne (Vapeur)	c – d	100	40	$2,08 \times 10^{-5}$	$1,90 \times 10^{-5}$
Gaz interne (Air)	c – d	60	40	$1,89 \times 10^{-5}$	$2,69 \times 10^{-5}$
Gaz externe (Air)	b	20	100	$1,56 \times 10^{-5}$	$2,12 \times 10^{-5}$
Fluide	Cas de la figure 2.6	β ($K \cdot m^{-1}$)	λ ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	Pr	\overline{Cl}
Eau	a	$6,50 \times 10^{-4}$	$6,84 \times 10^{-1}$	2,23	0,573
Gaz interne (Vapeur)	c – d	$2,68 \times 10^{-3}$	$2,42 \times 10^{-2}$	1,10	0,539
Gaz interne (Air)	c – d	$3,00 \times 10^{-3}$	$2,84 \times 10^{-2}$	0,70	0,514
Gaz externe (Air)	b	$3,41 \times 10^{-3}$	$3,14 \times 10^{-2}$	0,74	0,517

Avec $\overline{Nu} = \frac{\overline{h} \cdot L}{\lambda}$, on obtient les résultats donnés par le tableau 2.7.

Les valeurs du nombre de Rayleigh poussent à nouveau à considérer les mouvements de convection comme laminaires, sauf dans le liquide qui semble en transition vers la turbulence. La valeur du coefficient de transfert thermique par convection naturelle dans le liquide est assez forte par rapport aux valeurs proposées par Singh & Heldman (2001) dans le tableau 2.4. Néanmoins, les différentes corrélations étant concordantes, nous prendrons une valeur moyenne ($\overline{h} = 700 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) dans la suite de notre étude. On peut constater, pour l'ensemble des flux convectifs concernant les gaz, que la valeur du coefficient de transfert thermique moyen est faible ($\overline{h} < 10 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) mais, à chaque fois, les corrélations donnent des résultats proches voire identiques (cas d). Il est donc à prévoir que pour le gaz interne, les échanges de chaleur par convection naturelle dans un autocuiseur vont être faibles par rapport aux autres tels que ceux dus à l'ébullition, à l'évaporation et à la condensation. Enfin, nous savons que le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle évolue avec la différence de température environ comme une fonction puissance de paramètre $\frac{1}{4}$ (Toledo, 1981). Comme ce coefficient est faible et que les écarts de température vont toujours être inférieurs à 100 °C, il semble légitime de prendre, dans la suite de l'étude, pour valeur de coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle une valeur constante, moyenne entre les corrélations utilisées.

Cas de la convection due aux phénomènes d'ébullition et de condensation Il convient de remarquer qu'au bout d'un certain temps de cuisson, et donc d'échappement à la soupape, on suppose que l'autocuiseur est rempli de vapeur pure qui vient alors se condenser sur la paroi provoquant des mouvements dans le fluide. Mais il faut noter que l'agitation que peut provoquer la condensation de la vapeur sur une paroi est très limitée. En effet, les vitesses d'approche sont très faibles devant les mouvements de convection naturelle mais la combinaison des deux effets peut aboutir à déplacer et localiser les gaz incondensables dans des

TAB. 2.7 – Coefficient de transfert moyen \bar{h} par convection naturelle

Cas de la figure 2.6	Fluide	Équation	Ra	\overline{Nu}	\bar{h} ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
a	eau	2.6	$1,15 \times 10^8$	36	$8,1 \times 10^2$
a	eau	2.7	$1,15 \times 10^8$	27	$6,2 \times 10^2$
a	eau	2.8	$1,15 \times 10^8$	31	$7,0 \times 10^2$
b	air	2.9	$8,10 \times 10^7$	33	5,2
b	air	2.10	$8,10 \times 10^7$	50	7,9
c1	air	2.9	$1,14 \times 10^7$	20	3,4
c1	air	2.10	$1,14 \times 10^7$	31	5,2
c1	vapeur	2.9	$1,30 \times 10^7$	22	3,1
c1	vapeur	2.10	$1,30 \times 10^7$	33	4,8
c2	air	2.11	$3,85 \times 10^5$	13	7,0
c2	air	2.13	$3,85 \times 10^5$	11	5,9
c2	vapeur	2.11	$4,42 \times 10^5$	14	6,1
c2	vapeur	2.13	$4,42 \times 10^5$	12	5,4
d	air	2.15	$2,90 \times 10^5$	13	7,1
d	air	2.16	$2,90 \times 10^5$	12	7,1
d	vapeur	2.15	$3,32 \times 10^5$	13	6,5
d	vapeur	2.16	$3,32 \times 10^5$	13	6,5

« zones mortes » avec des conséquences importantes sur les transferts locaux par condensation que nous verrons plus loin.

2.3.1.4 Les flux par rayonnement

LES flux par rayonnement sont des flux de transfert de chaleur entre deux surfaces par émissions et absorptions de radiations électromagnétiques (Singh & Heldman, 2001). Toutes les substances émettent continuellement des ondes électromagnétiques à cause de l'agitation moléculaire associée à l'énergie interne du matériau. Dans un état d'équilibre, l'énergie interne est une fonction croissante de la température absolue du produit (Siegel & Howell, 1992). Tous les corps émettent un flux d'énergie décrit par l'équation 2.17.

$$q' = \sigma_{\beta} \cdot \varepsilon \cdot T^4 \quad (2.17)$$

Ainsi, dans le cas de deux corps présentant respectivement dans la « ligne de vue » la surface S_1 et S_2 , le flux d'énergie net échangé est décrit par l'équation 2.18.

$$q' = \sigma_{\beta} \cdot (F\{S_1, S_2, \varepsilon_1, \varepsilon_2\}) \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.18)$$

Dans les équations 2.17 et 2.18, σ_{β} est la constante de Stefan-Boltzman, ε est l'émissivité des corps et T est la température absolue exprimée en kelvins et F est une fonction « facteur de vue » dépendant de l'émissivité et de la géométrie des surfaces considérées (Toledo, 1981). L'émissivité ε est un facteur qui peut varier de 0 à 1 (voir table 2.8)

Par ailleurs, le milieu environnant peut avoir un impact sur la transmission de la chaleur par rayonnement. En effet, certains gaz ne sont pas transparents au rayonnement. Parmi eux, on trouve la vapeur d'eau qui pourra interagir au travers d'un coefficient d'extinction qui

TAB. 2.8 – Facteur d'émissivité de certains matériaux

Matériaux polis	Température (K)	Émissivité	Matériaux	Température (K)	Émissivité
Aluminium	200	0,03	Peinture noire	300	0,98
Aluminium	400	0,05	Sable	300	0,90
Aluminium	600	0,06	Téflon	300	0,85
Inox	300	0,17	Téflon	400	0,87
Inox	600	0,19	Végétation	300	0,92 – 0,96

(d'après Incropera & DeWitt, 2002)

permettra d'apprécier la partie du rayonnement absorbée par la vapeur en fonction de sa pression partielle dans le mélange (Gregorig & Lescanne, 1965).

Le flux de rayonnement à l'intérieur de l'autocuiseur sera négligé devant les autres transferts de chaleur, d'une part en raison de la faible émissivité des parois en inox et de la vapeur d'eau qui en absorbe une partie (même si, dans les ordres de grandeur des dimensions de l'autocuiseur, l'extinction due à la vapeur pourra être très faible), et d'autre part, de leur faible contribution aux échanges de chaleur devant les autres flux, en particulier la condensation même en présence d'air.

À l'extérieur de l'autocuiseur, on peut estimer le transfert dû au rayonnement en définissant un coefficient de transfert équivalent. En effet, on peut considérer que l'on se trouve dans le cas où l'autocuiseur est un corps gris (corps 1) à émissivité $\varepsilon = 0,17$. Cet autocuiseur est entièrement entouré par les murs de la pièce (corps 2) assimilés à un corps noir à température constante (20°C), donc, $F\{S_1, S_2, \varepsilon_1, \varepsilon_2\} = \varepsilon_1$. On peut donc écrire l'équation 2.19 et définir un coefficient h_{ray} équivalent (équation 2.20).

$$q' = \sigma_\beta \cdot \varepsilon \cdot (T_1^4 - T_2^4) \approx \sigma_\beta \cdot \varepsilon \cdot 4 \cdot \bar{T}^3 \cdot (T_1 - T_2) \quad (2.19)$$

$$h_{ray} = \sigma_\beta \cdot \varepsilon \cdot 4 \cdot \bar{T}^3 \quad (2.20)$$

Dans le cas d'une température de paroi maximale à 120°C , on a un coefficient de transfert équivalent $h_{ray} = 2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Cette valeur est faible et pourra être négligée ou éventuellement compensée par une sur-évaluation du coefficient de transfert convectif externe qui englobera de façon équivalente les transferts par rayonnement et qui sera identifié expérimentalement.

2.3.2 Les transferts thermiques avec changement d'état

LES transferts thermiques avec changement d'état sont liés à un changement de phase d'un élément. Dans notre cas, il s'agira de l'eau passant de l'état liquide à l'état gazeux et inversement. L'eau, en fonction de son état physique, ne possède pas la même enthalpie. Par exemple, à 100°C et à pression atmosphérique, l'écart d'enthalpie entre l'eau liquide et l'eau gazeuse est de $41 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$ (Lide, 2006), soit une chaleur latente de changement d'état de $2257 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Donc, sans changer de température, un transfert d'énergie a lieu lors du changement d'état de l'élément.

2.3.2.1 L'évaporation sans ébullition

L'ÉVAPORATION est le retrait d'un solvant par extraction de sa vapeur d'une solution liquide (Minton, 1986). Nous distinguerons toutefois ici la vaporisation de l'eau par évaporation sans ébullition traitée dans ce paragraphe et la vaporisation de l'eau par ébullition traitée au paragraphe suivant.

Dans le cas de l'évaporation sans ébullition, le moteur du changement d'état peut être exprimé par une différence de pression de vapeur d'eau (Bimbenet et coll., 2002). Elle apparaît donc indépendamment de la température d'ébullition. Elle décrit en particulier toutes les opérations de séchage par entraînement. Ce phénomène a lieu tant que la pression partielle de vapeur dans le gaz, loin de la couche limite, est inférieure à sa pression de vapeur saturante. Cette pression de vapeur saturante est elle-même fonction de la température, fonction qui est identique à celle reliant pression totale et température d'ébullition du liquide (voir figure 2.7). On remarque que si l'eau n'est pas libre, l'activité d'eau doit être prise en compte mais nous ne considérerons pas ce cas ici.

Pour évaluer le débit massique, par évaporation au-dessus de la surface plane d'un liquide, on peut utiliser l'analogie de Lewis. Özişik (1985) démontre, dans le cas d'une convection forcée sur une surface liquide horizontale, que, le régime étant laminaire ($Re < 5 \times 10^5$) ou turbulent ($5 \times 10^5 < Re < 10^7$), on peut écrire des analogies thermiques (équation 2.21) et massiques (équation 2.22). Les coefficients a et b de ces relations étant respectivement identiques dans chaque régime, on peut écrire la relation 2.23 qui, par définition des nombres de Prandtl, Nusselt, Sherwood et Schmidt, permet d'obtenir l'équation 2.24 de l'analogie de Lewis.

$$Nu = a \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^b \quad (2.21)$$

$$Sh = a \cdot Sc^{\frac{1}{3}} \cdot Re^b \quad (2.22)$$

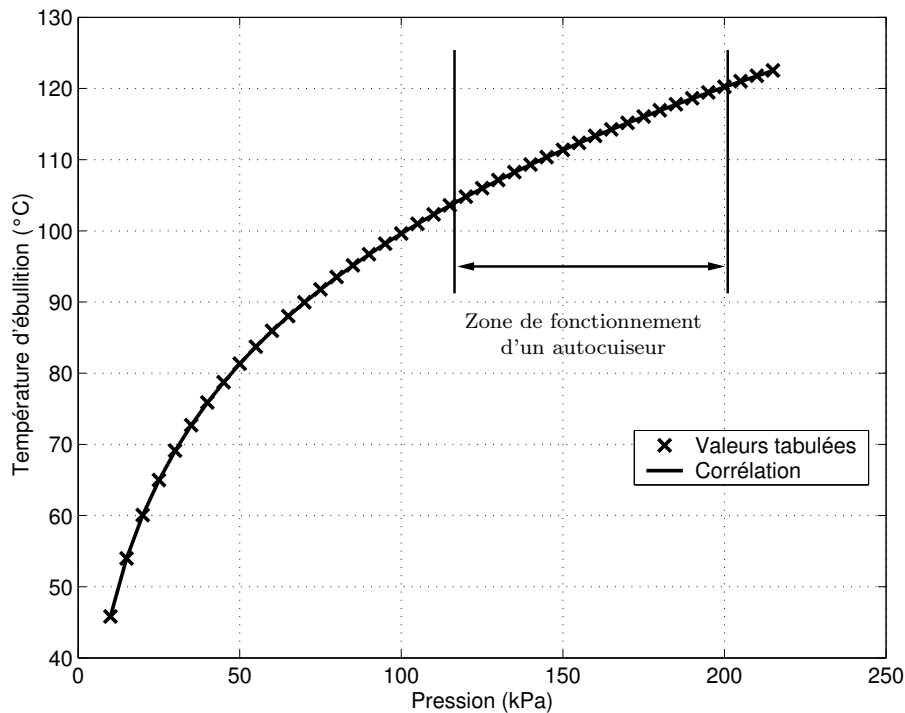
$$\frac{Sh}{Nu} = \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{\frac{1}{3}} = Le^{\frac{1}{3}} \quad (2.23)$$

$$\frac{h}{k} = \rho \cdot Cp \cdot \left(\frac{\alpha}{Dm} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.24)$$

Cette relation est mise en évidence localement par Özişik (1985) qui la généralise pour déterminer les coefficients de transfert moyens. Cette relation a été validée pour de larges gammes de vitesses en convection forcée. Nous l'utiliserons aussi en convection naturelle. En effet, les phénomènes d'évaporation à l'interface entre l'eau et le gaz interne ne diffèrent pas fondamentalement si la circulation du gaz est due à une ventilation forcée ou à la convection naturelle. Cette analogie n'est bien sûr valable que si l'on considère que le flux massique d'évaporation influence peu la vitesse du fluide. Donc, l'utilisation de cette analogie peut provoquer des erreurs pour les calculs de transfert dans les cas d'un fort flux d'évaporation. Ainsi, comme nous avons déterminé un coefficient de transfert thermique par convection (voir §2.3.1.3) entre l'eau et le gaz au-dessus, nous pouvons maintenant calculer le coefficient de transfert massique par évaporation correspondant. On note également que ce transfert massique participe au transfert de chaleur puisque la vapeur quitte le liquide et rejoint le gaz avec sa propre enthalpie.

2.3.2.2 L'ébullition

L'ÉBULLITION est un phénomène d'évaporation « brutale »¹ de l'eau qui a lieu lorsque l'eau liquide atteint sa température d'ébullition. La température d'ébullition de l'eau dépend de la pression totale (voir figure 2.7). Ainsi, un liquide bout dès que la pression totale au-dessus de la solution devient inférieure ou égale à la pression de vapeur saturante à la température du liquide.



(Données tabulées d'après Lide, 2006)

(Corrélation d'après Nadeau & Puiggali, 1995)

FIG. 2.7 – Évolution de la température d'ébullition de l'eau en fonction de la pression

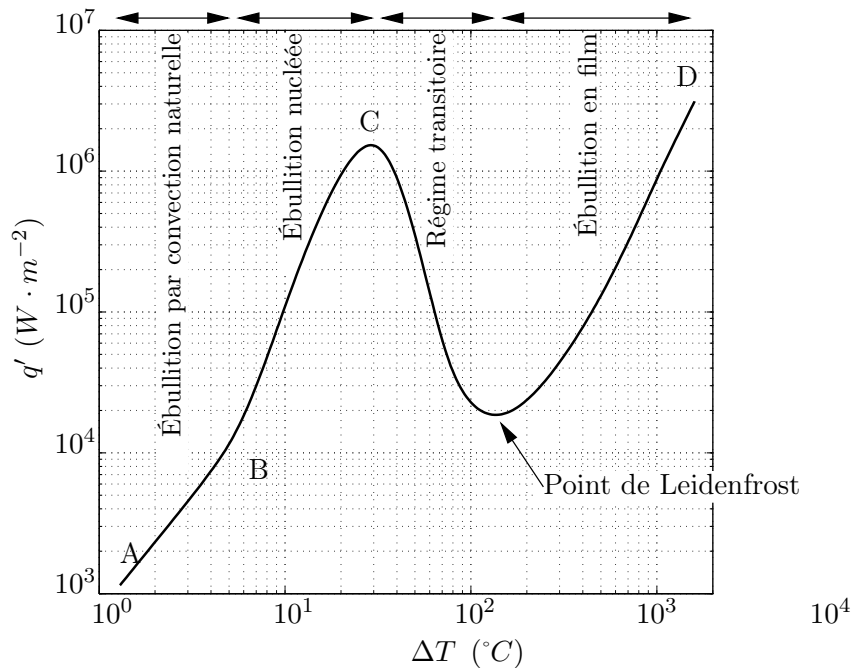
Nous nous intéresserons ici à l'ébullition dans un liquide sans circulation d'ensemble tel qu'il se trouve dans un récipient de cuisson : le *pool-boiling*.

C'est Nukiyama (1934) qui a décrit en premier² les différents régimes de l'ébullition caractérisés par la variation de la valeur du coefficient de transfert avec l'écart entre la température de la paroi chaude en contact avec le liquide et sa température d'ébullition. Le cas de l'expérience de Nukiyama est celui de l'ébullition de l'eau pure chauffée par un fil plongé au sein du liquide. Les différents régimes observés sont représentés dans le graphique 2.8. On observe différents régimes d'ébullition avec différentes évolutions du coefficient de transfert h . Le transfert de chaleur sera caractérisé par $q' = h \cdot \Delta T$ où $\Delta T = T_{paroi\ chaude} - T_{ébul}$.

Le régime d'ébullition en convection naturelle (partie AB). Dans ce régime, la température de paroi est de quelques degrés supérieure à la température d'ébullition du liquide à la pression totale. La convection naturelle dans le liquide permet l'évacuation de la chaleur

¹C'est-à-dire que le flux peut être très fort même avec de très faibles différences de température entre le liquide qui bout et la température d'ébullition.

²Ce travail fondamental a été publié dans sa version originale en japonais dans 日本機械学会誌 sous le titre 金属面と沸騰水との間の伝達熱の極大値ならびに極小値決定の実験.



(D'après Incropera & DeWitt, 2002)

FIG. 2.8 – Régime d'ébullition selon Nukiyama (1934)

jusqu'à l'interface entre le liquide et le gaz où a lieu la vaporisation de l'eau. Le coefficient de transfert h peut être caractérisé par une relation issue de la convection naturelle. Sa variation avec ΔT suit une loi puissance de paramètre $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{3}$ (Incropera & DeWitt, 2002).

Le régime d'ébullition nucléée (partie BC) Dans ce régime, dans le cas de l'eau pure de l'expérience de Nukiyama, ΔT est compris entre 5°C et 30°C . Des bulles de vapeur se forment naturellement au niveau de la surface chauffante. Le phénomène de nucléation est complexe. L'évolution de la taille des bulles et du nombre de sites de nucléation dépend de nombreux paramètres comme la viscosité du fluide et sa tension de surface, le matériau et l'état de la surface chauffante, etc. Des corrélations ont néanmoins été données en essayant de prendre en compte un maximum de paramètres.

Yamagata et coll. (1955) proposent l'équation 2.25 qui prend en compte la densité de sites de nucléation n' en m^{-2} . La densité de site de nucléation dépend elle-même de la nature du matériau mais son évolution avec l'écart de température suit en général une loi puissance de paramètre 5 à 6. Enfin, il existe dans cette équation un paramètre C qui dépend complètement de l'association fluide-surface. L'exposant a est de l'ordre de 1, 2.

$$q' = C \cdot \Delta T^a \cdot n'^{\frac{1}{3}} \quad (2.25)$$

Un grand nombre d'équations de corrélation ont été proposées pour évaluer l'évolution de h dans le formalisme $q' = h \cdot \Delta T$. Le tableau 2.9 donne plusieurs corrélations regroupées par Perry et coll. (1997) (équation 1 à 2) et Mayinger & Hollborn (1977) (équation 3 à 12) dans lesquelles nous avons mis en évidence l'influence de ΔT . Grâce à ces corrélations, nous pouvons donc remarquer qu'en moyenne, $h_{\text{ébull}}$ est à peu près proportionnel à $\Delta T^{2,43}$.

Le régime d'ébullition en film (partie CD) Au-delà du régime d'ébullition nucléé, on constate la formation d'un film de vapeur instable qui limite le contact entre l'eau et la

TAB. 2.9 – Évolution du coefficient de transfert de chaleur par ébullition nucléée

$h_{\text{ébul}} = 1,77 \times 10^{-15} \cdot P_c^{2,3} \cdot \left[\Delta T \right]^{2,33} \cdot \left[1,8 \cdot \left(\frac{P}{P_c} \right)^{0,17} + 4 \cdot \left(\frac{P}{P_c} \right)^{1,2} + 10 \cdot \left(\frac{P}{P_c} \right)^{10} \right]^{3,33}$	[1]
$h_{\text{ébul}} = 8,13 \times 10^{-3} \cdot \left(\frac{\left[\Delta T \right] \cdot C_{pl}}{\Delta H_v} \right)^{2,23} \cdot \left(\frac{\lambda_l \cdot p}{\sigma_l} \right) \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{1,06}$	[2]
$h_{\text{ébul}} = Cf \cdot \left(\frac{\left[\Delta T \right]}{\Delta H_v} \right)^2 \cdot \lambda_l^{5,11} \cdot \eta_l^{-4,11} \cdot C_{pl}^{-2,1} \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma_l} \right)^{0,5}$	[3]
$h_{\text{ébul}} = 0,581 \cdot \left[\Delta T \right]^{2,390} \cdot \eta_l^{-3,444} \cdot \lambda_l^{-2,966} \cdot C_{pl}^{0,424} \cdot \rho_l^{3,129} \cdot d^{2,129} \cdot \sigma_l^{-1,651}$	[4]
$h_{\text{ébul}} = 4,558 \times 10^9 \cdot \left[\Delta T \right]^{2,33} \cdot \left(\frac{\eta_v}{\eta_l \cdot T_{vsat}} \right)^{2,67} \cdot \lambda_l \cdot T_{vsat}^{-1,23} \cdot \left(\frac{\Delta H_v \cdot \rho_v}{(\rho_l - \rho_v) \cdot g} \right)^{0,11} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\sigma_l} \right)^{1,11}$	[5]
$h_{\text{ébul}} = 2,40 \times 10^{-4} \cdot \left[\Delta T \right]^{2,33} \cdot \eta_l^{-1,50} \cdot C_{pl}^{-0,40} \cdot \eta_l^{-1,50} \cdot T_{vsat}^{-1,23} \cdot \left(\frac{\Delta H_v \cdot \rho_v}{(\rho_l - \rho_v) \cdot g} \right)^{0,11} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\sigma_l} \right)^{1,11}$	[6]
$h_{\text{ébul}} = 6,39 \times 10^{-10} \cdot \left[\Delta T \right]^4 \cdot (\eta_l \cdot T_{vsat})^2 \cdot \lambda_l^3 \cdot (\Delta H_v \cdot \rho_v \cdot RP)^{0,67} \cdot \rho_l^{1,33} \cdot \theta^{-0,33} \cdot \sigma_l^{2,165} \cdot ((\rho_l - \rho_v) \cdot g)^{0,165}$	[7]
$h_{\text{ébul}} = 2,63 \times 10^{-3} \cdot \left[\Delta T \right]^{1,857} \cdot \eta_l^{-0,906} \cdot \lambda_l^{-1,906} \cdot C_{pl}^{-0,049} \cdot T_{vsat}^{-1} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\sigma_l} \right)^{0,943} \cdot (\Delta H_v \cdot \rho_v)^{0,143}$	[8]
$h_{\text{ébul}} = Cm \cdot \left[\Delta T \right]^{2,33} \cdot \frac{\lambda_l^2}{\eta_l \cdot d} \cdot \left[\frac{C_{pl}}{(\Delta H_v \cdot \rho_v)^2} \right]^{1,33} \cdot \rho_l^{0,917} \cdot (\sigma \cdot g)^{-1,42}$	[9]
$h_{\text{ébul}} = 1,37 \times 10^{-10} \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot p \cdot \left[\Delta T \right]}{d \cdot \rho_v \cdot \Delta H_v} \right)^{2,33} \cdot \left(\frac{\lambda_l^2 \cdot C_{pl}}{\eta_l} \right)^{1,17} \cdot [g \cdot (\rho_l - \rho_v)]^{-0,67} \cdot \sigma^{-1,67}$	[10]
$h_{\text{ébul}} = 6,56 \times 10^{-8} \cdot \left[\Delta T \right]^{2,33} \cdot \left(\frac{C_{pl}}{\eta_l} \right)^{0,83} \cdot \lambda_l \cdot (\sigma \cdot T_v)^{1,5} \cdot \rho_l \cdot (\rho_v \cdot \rho_l)^{0,25} \cdot [p \cdot (\rho_l - \rho_v)]^{-0,42} \cdot \Delta H_v^{0,66} \cdot r_n^{1,33}$	[11]
$h_{\text{ébul}} = 3,00 \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot \left[\Delta T \right]}{\Delta H_v} \right)^{2,85} \cdot C_{pl}^2 \cdot \lambda_l \cdot \left(\frac{C_{pl} \cdot \lambda_l}{\eta_l} \right)^{0,42} \cdot \rho_v^{-0,19} \cdot p_{atm}^{-2,65}$	[12]

[1] : Équation de Mostinski

[2] : Équation de McNelly

[3] : Équation de Rohsenow (Cf est un facteur de forme)

[4] : Équation de Cryder & Gilliland (d est le diamètre de la plaque de chauffe)

[5] : Équation de Glushchenko

[6] : Équation de Averin & Kruzhilin

[7] : Équation de Stefan & Hesse (RP est un facteur de rugosité)

[8] : Équation de Labuntsov (Valable pour $10^{-2} \leq \frac{q' \cdot C_{pl} \cdot \sigma \cdot T_v \cdot \rho_l^2}{(\Delta H_v \cdot \rho_v)^3 \cdot \eta_l} \leq 10^4$)

[9] : Équation de Gilmour (Cm est un facteur de matériau qui vaut $1,26 \times 10^{-13}$ pour l'inox et d est le diamètre de la plaque de chauffe)

[10] : Équation de Kutateladze

[11] : Équation de Ratiani & Shekriladze avec r_n le rayon des nuclei

[12] : Équation de Miyaychi & Yagi

surface chaude. Ceci fait chuter le coefficient de transfert. L'écart de température avec la température d'ébullition est très grand ($\Delta T > 30^\circ C$). La première partie de cette zone est instable et aucune prédiction sur les valeurs des coefficients de transfert n'est fiable (Incropera & DeWitt, 2002). En revanche, dans la zone du minimum de la courbe, le point de Leidenfrost, une zone stable existe dans laquelle des corrélations pour estimer le coefficient de transferts sont à nouveau possibles. En particulier l'équation de Bromley (1950) (équation 2.26) donnée pour une ébullition sur la surface d'un cylindre horizontal. Au-delà du minimum de la courbe, le rayonnement doit être pris en compte (Özişik, 1985).

$$h = 0,62 \cdot \left[\frac{\lambda_{vsat}^3 \cdot \rho_{vsat} \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot \Delta H}{\mu_v \cdot d \cdot \Delta T} \cdot \left(1 + \frac{0,4 \cdot C_{p_v} \cdot \Delta T}{\Delta H} \right) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.26)$$

Cas de la cuisson ménagère Pour une cuisson ménagère, lorsqu'il y a ébullition (bouillon en casserole ou autocuiseur), la densité de flux de chaleur est comprise entre $10^4 W \cdot m^{-2}$ et $10^5 W \cdot m^{-2}$. Nous sommes donc, *a priori*, dans le régime d'ébullition nucléée. De plus, il s'agit d'une ébullition non pas à partir d'un fil mais d'une plaque chaude. Pour modéliser les flux par ébullition, nous utiliserons donc une équation de la forme $h_{\text{ébul}} \propto \Delta T^{2,43}$.

2.3.2.3 La condensation

La condensation est le phénomène inverse de l'évaporation. L'eau passe de l'état gazeux à l'état liquide. Nous considérerons ici le cas d'une condensation sur une plaque verticale comme peuvent l'être les parois d'un dispositif de cuisson tel un autocuiseur et sur un objet représentatif de l'aliment à cuire. La condensation se produit, pour la vapeur, lorsque la température de la surface froide est inférieure à la température de saturation (Incropera & DeWitt, 2002). On peut observer deux régimes de condensation :

- Condensation en film
- Condensation en goutte

La condensation se fait en principe en film (Rohsenow et coll., 1998). En effet, il faut des conditions particulières rarement réunies naturellement pour obtenir la condensation en goutte (Koch et coll., 1998). C'est donc dans le cas de la condensation en film que nous allons nous placer.

L'épaisseur du film de condensat sur une plaque verticale a été calculée par Nusselt (Özişik, 1985) (équation 2.27). Cette épaisseur peut avoir une importance non négligeable car la conduction dans le film d'eau peut ralentir les transferts.

$$e(x) = \left(\frac{4 \cdot \mu_l \cdot k_l \cdot (T_v - T_s) \cdot x}{g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot \rho_l \cdot \Delta H_v} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.27)$$

Dans le cas d'une condensation d'eau sur une plaque verticale ou sur un objet, on peut définir un coefficient de transfert h calculé à l'aide de l'équation 2.28 adaptée de Rohsenow et coll. (1998) utilisant la méthode d'approximation classique de Nusselt (1916).

$$h = cf \cdot \left(\frac{\lambda_e^3 \cdot \rho_e \cdot (\rho_e - \rho_v) \cdot g \cdot \Delta H_v}{\eta_e \cdot (T_{vsat} - T_p) \cdot L} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.28)$$

cf représente un facteur de forme dont les valeurs sont données dans le tableau 2.10.

TAB. 2.10 – Exemples de facteur de forme cf pour le calcul du coefficient de transfert par condensation

Forme	L	cf
Plaque verticale	Hauteur	0,943
Tube horizontal	Diamètre	0,728
Sphère	Diamètre	0,815
Cône vertical (Demi-angle β)	Distance depuis le sommet	$0,874 \cdot (\cos \beta)^{\frac{1}{4}}$

(D'après Rohsenow et coll., 1998)

L'influence des gaz incondensables L'influence des gaz incondensables (par exemple l'air) sur le phénomène de condensation est reconnu depuis longtemps. Lyle (1947) comparait la résistance d'un quart de millimètre d'air à celui d'une épaisseur de cuivre de plus de 3 mètres ou d'un film d'eau de 5 millimètres³.

L'influence des gaz incondensables sur les transferts par condensation est double :

Premièrement, la température pour un mélange air-vapeur est inférieure à celle pour la vapeur pure à pression totale égale et à l'équilibre liquide-gaz. La vapeur va se condenser sur une paroi si sa température est inférieure à la température de rosée : température pour laquelle la pression partielle de vapeur est égale à la pression de vapeur saturante (Bimbenet et coll., 2002). En utilisant la relation des gaz parfaits ($p \cdot V = n \cdot R \cdot T$) avec p la pression partielle du gaz considéré, n le nombre de moles de ce gaz, V le volume du mélange et T la température absolue du mélange d'une part et les équations de corrélation pour le calcul de la pression de vapeur saturante proposées par Nadeau & Puiggali (1995) d'autre part, on peut estimer l'écart entre la température de saturation en vapeur pure et la température de rosée en fonction de la fraction massique d'air dans le mélange (figure 2.9).

On constate donc que si la pression totale est imposée par la soupape de l'autocuiseur, la température de l'équilibre liquide-vapeur est plus faible en présence d'air. Néanmoins, l'effet est peu important pour de faibles teneurs en air (écart inférieur à 2°C pour 10% d'air). Il sera donc difficile d'estimer la quantité d'air avec seulement une mesure de température. Pourtant, il s'agit souvent du seul critère utilisé pour mesurer la teneur en air dans une enceinte.

Deuxièmement, les effets des gaz incondensables portent aussi sur le coefficient d'échange. Dans ce cas, l'influence est très importante et bien connue de l'industrie de l'évaporation (Minton, 1986). L'action des gaz incondensables est principalement due à leur accumulation contre les surfaces froides où ils créent ainsi une couche à la résistance thermique très grande liée à la diffusion de l'eau dans l'air.

Pour prendre en compte leur effet, nous utiliserons les travaux de Chin et coll. (1994). Chin et coll. (1994) ont effectué une résolution numérique du cas de la condensation en film laminaire d'un mélange air-vapeur sur une plaque verticale froide. La résolution a été faite dans un grand nombre de cas balayant des températures de mélange air-vapeur comprises entre 50°C et 100°C , des proportions d'air de 0 à 0,1 loin de la paroi, des écarts de température entre le fluide et la paroi entre 4°C et 20°C et des vitesses verticales de fluides comprises entre $0\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ et $3\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Les calculs effectués par Chin et coll. (1994) permettent d'obtenir un flux de chaleur global en présence de gaz incondensables q_{incond} qui est alors comparé au flux de chaleur local pour de la vapeur pure issue du modèle de Nusselt q_{Nu} et décrit par l'équation 2.29 dans laquelle T_∞ est la température du mélange loin de la paroi et sert de référence pour le calcul de ΔH_v . Toutes les caractéristiques des fluides sont calculées à une

³A film of air 1/100 in. thick offers the same resistance to heat than the best lagging as does a piece of copper 11 feet thick, a piece of steel 15.5 inches thick or a film of water 1/5 in. thick. (Lyle, 1947)

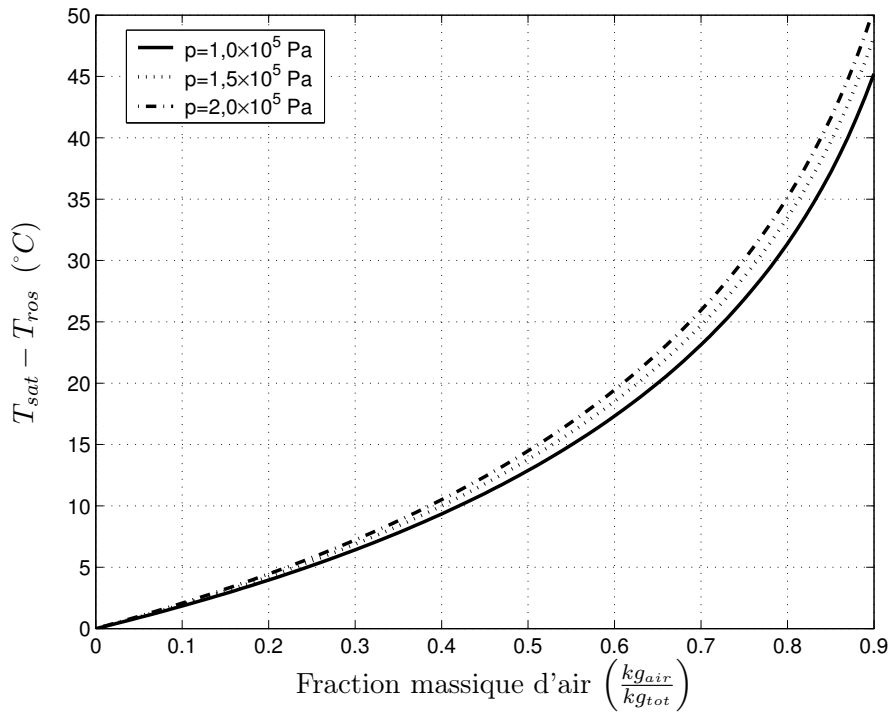


FIG. 2.9 – Écart entre la température de vapeur saturante et la température de rosée dans un mélange air/vapeur à une pression fixe

température de référence T_{ref} déterminée à l'aide de l'équation 2.30 proposée par Minkowycz & Sparrow (1966).

$$q_{Nu} = \left[\frac{g \cdot \rho_e^2 \cdot \Delta H_v \cdot \lambda_e^3 \cdot (T_\infty - T_p)^3}{4 \cdot \eta_e \cdot x_a} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.29)$$

$$T_{ref} = T_p + 0,31 \cdot (T_\infty - T_p) \quad (2.30)$$

La figure 2.10 présente des résultats numériques obtenus par Chin et coll. (1994) comparés à des résultats expérimentaux de Minkowycz & Sparrow (1966). On constate que pour une vitesse verticale nulle, l'influence de la différence de température entre le fluide et la paroi est faible, d'autant plus que la concentration en air est grande. Nous utiliserons les résultats des travaux de Chin et coll. (1994) pour définir un coefficient K_{air} qui permet de prendre en compte la présence d'air dans le calcul du coefficient de transfert par condensation qui devient un coefficient équivalent $h_{incond} = K_{air} \cdot h_{cond}$ et qui nous servira dans notre modèle. Pour déterminer K_{air} , nous utilisons les valeurs de $\frac{q_{incond}}{q_{Nu}}$ du graphique pour $T_\infty - T_p = 20^\circ\text{C}$ que nous corrélons par une somme de deux fonctions exponentielles. Le résultat de l'ajustement est donné par l'équation 2.31. La figure 2.11 permet d'apprécier la qualité de l'ajustement dans le médaillon et la valeur de K_{air} extrapolée jusqu'à $x_a = 1$.

$$K_{air} = \frac{1}{2} \cdot \left[\exp\left(-47,7294 \cdot (x_a)^{0,6246}\right) + \exp\left(-2,8235 \cdot (x_a)^{0,3533}\right) \right] \quad (2.31)$$

Néanmoins, le calcul de K_{air} a été fait pour des vitesses verticales nulles, c'est-à-dire sans balayage, ce qui n'est sûrement pas le cas dans l'autocuiseur avec probablement de grandes variations locales de ce point de vue. Les travaux de Chin et coll. (1994) nous indiquent qu'avec

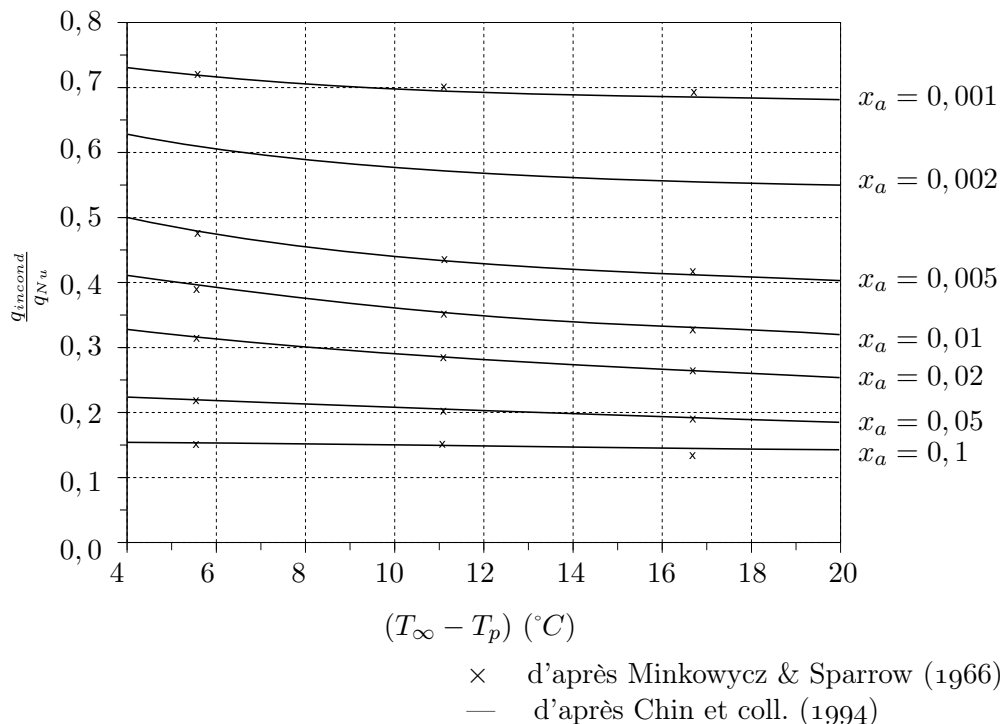


FIG. 2.10 – Influence de la présence d’air sur la condensation au niveau d’une plaque verticale avec une vitesse de fluide nulle et $T_\infty = 100^\circ C$

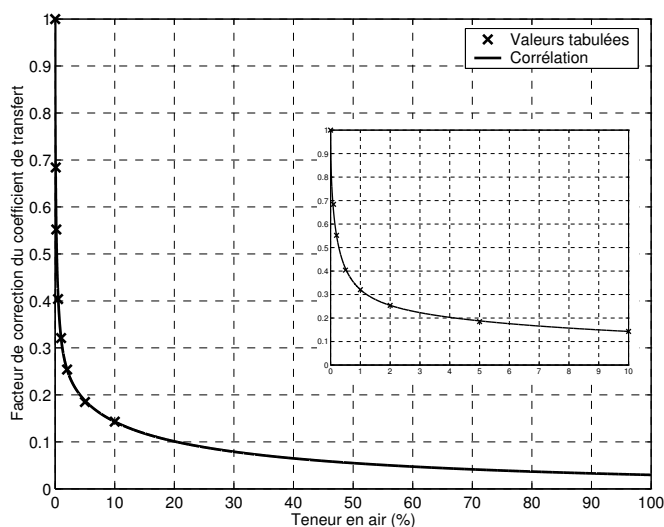


FIG. 2.11 – Influence de l’air sur le coefficient de transfert par condensation

un flux vertical, l’impact des gaz incondensables se réduit. Nous surestimerons peut-être leurs effets. Malgré tout, cette méthode va nous permettre d’évaluer l’effet très important pour nous des gaz incondensables sans trop alourdir numériquement nos modèles.

Nous avons vu les différents types de transferts thermiques qui peuvent se produire au cours de la cuisson d’un aliment. En y ajoutant les connaissances acquises sur les impacts de la cuisson développés au paragraphe 2.2 page 29, nous allons pouvoir maintenant étudier les différents types de cuisson classiquement utilisés.

2.4 Les types de cuisson

POUR atteindre les différents objectifs de la cuisson, il est bien sûr possible d'utiliser plusieurs méthodes dont Cuq & Guilbert (1992) nous donnent une liste exhaustive. On pourra effectuer une classification des modes de cuisson en fonction de l'environnement dans lequel ils ont lieu. Pour une préparation alimentaire complète, plusieurs de ces modes de cuisson pourront être utilisés alternativement pour les possibilités différentes qu'ils offrent et les différentes propriétés qu'ils donnent à l'aliment. Une comparaison de ces modes de cuisson en terme de transferts thermiques et d'effets sur les aliments est maintenant présentée.

2.4.1 Définition des différentes méthodes de cuisson

NOUS allons définir ici un certain nombre de types de cuisson ménagère parmi les plus utilisés dans les modes de préparation culinaire.

2.4.1.1 La cuisson dans l'eau

LA cuisson dans l'eau regroupe en particulier les techniques culinaires de bouillon, de mijotage et de blanchiment des aliments. Elle permet de cuire traditionnellement les produits riches en amidon comme les pâtes, le riz ou les pommes de terre, ainsi que les viandes à cuisson longue. Enfin, les légumes tels que légumes verts ou pommes de terre sont souvent cuits selon cette technique. Les légumes secs sont, de même, souvent cuits à l'eau pour être hydratés.

L'eau est souvent chauffée jusqu'à ébullition, ce qui nous donne une température de cuisson limite de 100°C et les aliments y sont plongés plus ou moins tôt et pour une durée variable, ce qui peut avoir une influence sur les caractéristiques du produit final.

2.4.1.2 La cuisson dans la vapeur

LA cuisson à la vapeur est une technique qui consiste à placer l'aliment au-dessus d'un fond d'eau sous ébullition. Dans les conditions ménagères standards de la cuisson à la vapeur, celle-ci se forme à une température de 100°C qui correspond donc à la température maximale de cuisson. La fraction d'air dans l'ambiance de vapeur est variable. La cuisson à l'étouffée (ou à l'étuvée) ainsi que la papillote sont à rapprocher de ce mode de cuisson car on se trouve ici à mi-chemin entre une cuisson à l'eau et à la vapeur puisque l'aliment cuit dans son propre jus et sa vapeur qui l'entoure.

On note au passage que de plus en plus d'appareils de cuisson à la vapeur se vendent à travers le monde. On voit également apparaître des dispositifs ménagers qui viennent ajouter de la vapeur dans leur mode de cuisson spécifique comme des fours à injection de vapeur.

Ce procédé, de plus en plus utilisé donc, l'est indifféremment pour tous les types d'aliments.

2.4.1.3 La cuisson dans la matière grasse

LA cuisson dans la matière grasse correspond au procédé de friture. Elle consiste à placer l'aliment au contact d'une matière grasse, végétale ou animale, à une température supérieure à la température d'ébullition de l'eau (généralement entre 110°C et 190°C). Si l'aliment est plongé complètement dans la matière grasse, on parlera de « friture profonde » — ou par immersion —, sinon, de « friture plate ». L'eau contenue dans l'aliment atteint très rapidement sa température d'ébullition et de la vapeur est émise. La cuisson est en général assez courte.

C'est un procédé très utilisé que l'on retrouvera aussi bien pour les céréales (beignets,...) que pour les pommes de terres (frites), les viandes ou les légumes.

2.4.1.4 La cuisson dans l'air

LA cuisson dans l'air peut être faite soit dans un four dont les modes de fonctionnement sont variables (notamment le rapport entre la convection et le rayonnement), soit au-dessus d'un milieu chaud (plaque de cuisson, braise, feu). Dans tous les cas, la température du milieu est élevée : de 100°C à 250°C dans les fours et jusqu'à 500°C au-dessus de flammes. C'est un des moyens les plus utilisés pour cuire les viandes, grillades d'une part et rôtis d'autre part, mais aussi les produits céréaliers.

Dans le cas particulier des fours à micro-ondes, la température de l'aliment augmente grâce à l'agitation, à la fréquence de celle des ondes, des molécules bipolaires — l'eau principalement — contenues dans celui-ci. La chaleur se transmet ensuite par conduction aux autres composants de l'aliment (Tong et coll., 1992).

2.4.1.5 La cuisson ménagère en autocuiseur

LA cuisson en autocuiseur est une cuisson sous pression soit par immersion, soit par la vapeur. Initialement plutôt dédié aux cuissons longues de viande pour son gain de temps, son usage se répand de plus en plus, en particulier dans des utilisations en vapeur. La cuisson est originale et utilisée pour les viandes mais aussi les légumes verts dans des cuissons ultra courtes — quelques minutes de palier en pression. Les températures sont liées à la pression de l'appareil et sont comprises entre 105°C et 120°C . Une description du mode de fonctionnement de l'autocuiseur a déjà été donnée dans le chapitre d'introduction générale.

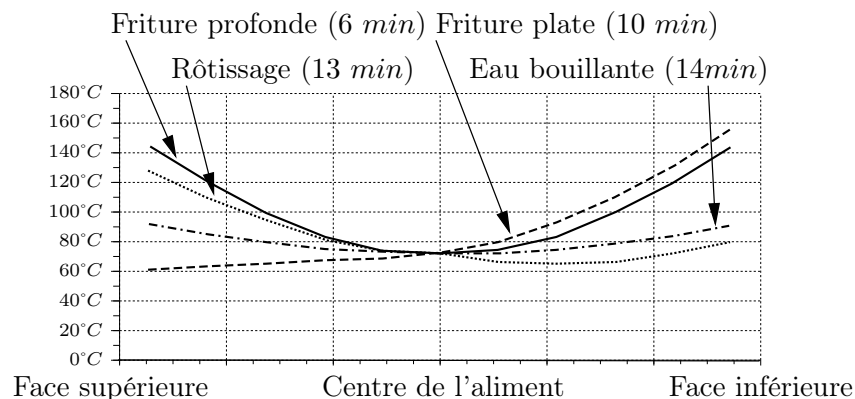
2.4.2 Comparaison des différentes méthodes de cuisson

POUR comparer les différentes méthodes de cuisson, nous allons nous appuyer sur trois axes : sur la thermique de la cuisson (températures et transferts de chaleur), sur les aspects nutritionnels et organoleptiques qui discriminent bien les différentes cuissons et enfin, sur l'aspect de consommation énergétique car l'autocuiseur présente des avantages de ce point de vue.

2.4.2.1 Comparaison thermique

TOUT d'abord, il convient de constater que les températures des différents modes de cuissons ne sont pas les mêmes et en particulier la température maximale de l'aliment va être différente. En outre, les coefficients de transfert suivant les modes de cuissons ne sont pas les mêmes, on aboutit donc à des profils de température dans les aliments très variables en fonction du temps. Par exemple, la figure 2.12 présente des profils de température modélisés par Persson et coll. (2002). Ils montrent que, pour une température à cœur identique (72°C), on trouve des températures de surface très élevées en friture. Pour la friture profonde, où l'aliment est complètement plongé, les deux extrémités sont concernées mais, pour la friture plate, seule la face en contact avec le corps gras est très chaude, l'autre, au contact de l'air froid a une température inférieure à celle du cœur. Lorsque l'aliment est plongé complètement dans un liquide — de l'eau pour le bouilli ou de l'huile pour la friture profonde — la symétrie du profil de température de part et d'autre du cœur est bien visible. Dans le cas du rôti, on constate que le four transmet principalement de l'énergie sur la face supérieure, ce qui montre

bien l'importance des transferts par rayonnement en plus de la convection. De plus, il se peut que la face inférieure plonge dans du jus liquide, ce qui en limite la température.



(D'après Persson et coll., 2002)

FIG. 2.12 – Modélisation des profils de température dans du blanc de poulet en fonction du mode de cuisson

Le deuxième paramètre permettant l'échauffement de l'aliment est la valeur du coefficient de transfert. Les tableaux 2.11 et 2.12 donnent un certain nombre de valeurs pour les coefficients de transfert thermique en friture et pour une cuisson à l'eau.

Le transfert thermique entre l'eau et l'aliment se fait en général par convection naturelle. Le transfert est ensuite augmenté par l'agitation produite par l'ébullition (Singh & Heldman, 2001). En-dessous de 100°C , les coefficients sont de l'ordre de $500\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ à $1000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ puis ils deviennent plus grands lorsque l'ébullition nucléée apparaît — $> 1000\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Dans le cas de la friture, seules la convection naturelle et l'agitation liée au dégagement de vapeur par le produit permettent l'augmentation des coefficients de transfert. Comme le montre le tableau 2.11, ils ne sont pas particulièrement grands et restent toujours plus faibles que dans la cuisson dans l'eau. Ce sont donc les températures très élevées de la friture qui permettent ces temps de cuisson très courts. La cuisson en friture sera donc plus hétérogène que la cuisson à l'eau.

Il est traditionnel de dire que les aliments cuits à l'eau s'échauffent plus vite que lorsqu'ils sont cuits à la vapeur grâce à la chaleur spécifique de l'eau — $4,18\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ à l'ébullition sous 1 bar — qui est bien supérieure à la chaleur spécifique de la vapeur — $2\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ à la saturation sous 1 bar — (Thoulon-Page, 1989; Cuq & Guilbert, 1992), mais c'est oublier l'échauffement par condensation de vapeur — $2258\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ à 100°C . Ainsi, dans le cas de la vapeur pure, le coefficient de transfert thermique par condensation est très supérieur à celui de convection dans l'eau bouillante. En revanche, la présence d'air dans la vapeur fait chuter fortement le coefficient de transfert (voir § 2.3.2.3 page 51).

Par ailleurs, dans un four où les coefficients de transfert sont faibles mais la température du fluide caloporteur élevée, on observe, comme dans le cas de friture, un fort gradient de température. La figure 2.13 reprend les résultats de Carson et coll. (2006) pour un four en convection forcée avec une vitesse d'air variant entre $0,1\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ et $0,7\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ et une température du four entre 44°C et 134°C . On observe bien une valeur du coefficient de transfert convectif et de rayonnement de l'ordre de $25\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, avec une part maximale de transfert radiatif de 44%. Néanmoins, on constate avec la figure 2.13, que le coefficient de transfert radiatif a tendance à augmenter avec l'écart de température entre le four et la surface de l'aliment alors que le coefficient de transfert convectif reste stable. Les températures du four pouvant être encore plus élevées, on peut prévoir que l'importance du transfert radiatif peut encore aug-

TAB. 2.11 – Coefficient de transfert de chaleur en friture

Aliment	Type de Friture	Température (°C)	h ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Auteurs
Porc	Profonde	110	226	[1]
Poulet	Profonde	130	208	[1]
Poulet	Profonde	150	331	[1]
Steak haché	Plate	160	250	[2]
Pomme de terre (tranche)	Profonde	150	375	[3]
Pomme de terre (tranche)	Profonde	170	395	[3]
Pomme de terre (tranche)	Profonde	190	408	[3]
Pomme de terre (Boule)	Profonde	160	399	[4]
Pomme de terre (Boule)	Profonde	190	456	[4]
Pomme de terre (Frite)	Profonde	140	440	[5]

[1] : Vélez-Ruiz et coll. (2002)

[2] : Ou & Mittal (2007)

[3] : Sahin et coll. (1999)

[4] : Budžaki & Šeruga (2005)

[5] : Costa et coll. (1999)

TAB. 2.12 – Coefficient de transfert de chaleur en cuisson dans l'eau

Aliment	Température (°C)	Ébullition	h ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Auteurs
Saucisse de Francfort emballée	65	Non	569	[1]
Pomme de terre	60 – 100	Non	750	[2]
Boulette de viande	100	Oui	4 518	[3]
Blanc de poulet	100	Oui	10 000	[4]

[1] : Huang (2007)

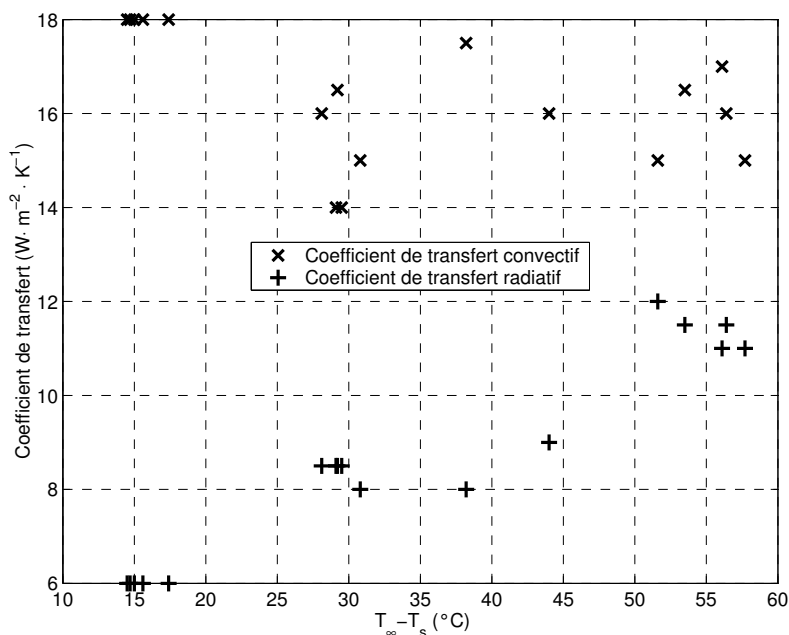
[2] : Verlinden et coll. (1995)

[3] : Huang & Mittal (1995)

[4] : Persson et coll. (2002)

menter. L'injection de vapeur permet d'augmenter fortement les transferts thermiques même si globalement l'humidité relative dans l'enceinte reste faible ($\leq 10\%$ chez Chiavaro et coll., 2006). Plus généralement, on peut dire que dans les cas de cuisson au four, en fonction du type de four, la chaleur peut être transmise à l'aliment soit par conduction, soit par convection naturelle, convection forcée ou rayonnement. La conduction peut avoir lieu lorsque l'aliment est posé sur une plaque ou une bande (four continu industriel) même si ce mode de transfert de chaleur reste, en général, peu important devant la convection ou surtout le rayonnement (Standing, 1974). Aux températures de parois d'un four — entre $300^\circ C$ et $700^\circ C$ — le pourcentage de transfert de chaleur par rayonnement peut atteindre 75% dans un four à convection naturelle (Krist-Spit & Sluimer, 1987). En convection forcée, ce pourcentage diminue.

Dans un autocuiseur, les transferts thermiques sont intenses. Si on se trouve dans le cas d'une cuisson à l'eau, ce sont des flux dans des régimes d'ébullition qui pourront être constatés. Dans le cas d'une cuisson à la vapeur après échappement d'une grande proportion d'air, ce sont des flux par condensation qui vont s'appliquer. De plus la température étant supérieure à $100^\circ C$, on peut s'attendre à des cuissons très courtes et une certaine hétérogénéité dans les profils de température.



(D'après Carson et coll., 2006)

FIG. 2.13 – Évolution respective des coefficients de transfert par convection et par rayonnement dans un four en convection forcée

2.4.2.2 Comparaison nutritionnelle et organoleptique

La caractéristique d'une cuisson dans l'air (four ou grillade) ou d'une friture est d'être réalisée dans une ambiance chaude et sèche. Cela a un impact important sur la qualité du produit final car le séchage de l'aliment par la surface est important. Malgré l'apparition de fours avec injection de vapeur (encore peu présents dans les cas de cuissons domestiques), la teneur en eau dans l'air reste faible et ne dépasse pas $650 \text{ g} \cdot \text{kg}^{-1}$ d'air sec constaté (Trystram et coll., 1988). Or, l'hétérogénéité de cuisson et la formation de la croûte est bien un effet recherché par ce type de cuisson. Comme le montre le tableau 2.13, Oruña Concha et coll. (2002) ont mis en évidence le séchage des pommes de terre cuites en four et la localisation de ce séchage dans le cas du four « traditionnel ». Dans le cas de l'autocuiseur, la température de l'aliment peut être hétérogène, néanmoins, comme l'atmosphère n'est pas séchante, l'hétérogénéité de température ne se marquera pas forcément par une hétérogénéité d'aspect et de texture. La différence de cuisson entre le cœur et la surface ne sera pas marquée par la présence d'une croûte.

TAB. 2.13 – Différence de cuisson sur des pommes de terre

Méthode de cuisson	Temps de cuisson (min)	Perte en eau (%)	Zone de séchage
Au four avec convection forcée à $190^{\circ}C$	60	≈ 20	Sur les 3 mm sous la surface
À l'eau avec ébullition	25 – 30	Très faible	Aucune
Au four à micro-onde à 800 W	8 – 10	≈ 20	Uniforme

(D'après Oruña Concha et coll., 2002)

Fondamentalement, la cuisson à l'eau n'est pas séchante. Elle permet même d'apporter une hydratation aux aliments secs (légumes secs, riz, pâtes...) sans pour autant empêcher la perte en eau des aliments qui en sont riches (viandes, poissons, légumes frais) (Cuq & Guilbert, 1992). Ainsi, dans ce dernier cas, les éléments hydrosolubles peuvent migrer de l'aliment vers l'eau de cuisson qui peut alors présenter, par elle-même, un intérêt nutritionnel ou organoleptique. Song & Thornalley (2007) observent que 90% des glucosinates de crucifères (choux, navets, ...) se retrouvent dans l'eau de cuisson. À l'inverse des solutés initialement présents dans l'eau peuvent migrer vers l'aliment.

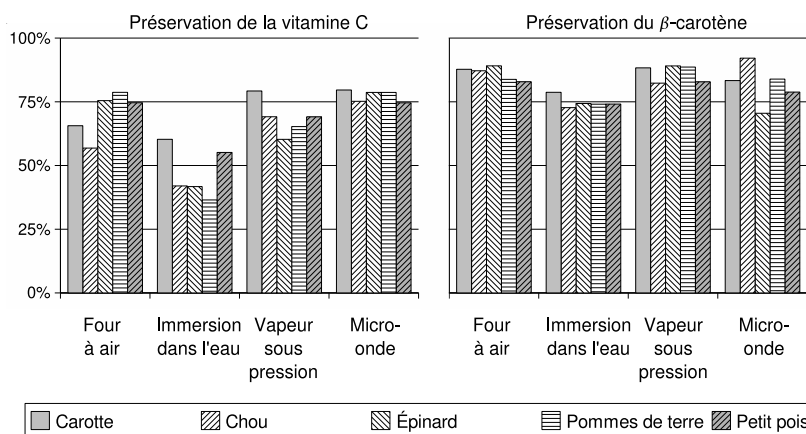
Pour la perte en masse d'un morceau de bœuf, Malewiak et coll. (1992) nous indiquent que 68,8% de la perte de poids est due à l'évaporation dans une cuisson au four et 31,2% dans le jus contre 12,9% de perte par évaporation et 87,1% dans le jus pour une cuisson dans l'eau sous pression.

La cuisson à la vapeur semble être mieux notée que la cuisson à l'eau pour conserver les arômes (Derache, 1994). De même, Hervé This (1995) va jusqu'à dire préférer la « marmite à vapeur » à l'autocuiseur car si l'autocuiseur cuit plus vite, le goût d'un aliment cuit à la vapeur est bien supérieur. Mais cela revient à oublier qu'il est parfaitement possible de cuire les aliments à la vapeur dans un autocuiseur et ainsi prendre les bénéfices de la rapidité et de la qualité. Du point de vue vitaminique, s'il est traditionnel de dire que la cuisson à la vapeur et, a fortiori, la cuisson en phase vapeur dans un autocuiseur préserve mieux les vitamines (Thoulon-Page, 1989; Cuq & Guilbert, 1992), la démonstration de cette vérité n'est cependant pas évidente. La perte en vitamines peut être complexe à évaluer car résultante de plusieurs phénomènes. Burg & Fraile (1995) ont mis en évidence au minimum les paramètres température, teneur en eau et concentration en enzyme pour la vitamine C. Néanmoins, les cinétiques proposés par Burg & Fraile (1995) ne semblent pas refléter correctement les pertes dans un autocuiseur alors qu'elles permettent de prédire très correctement les évolutions de teneur en vitamine C dans les autres modes de cuisson. Ceci peut être dû à un manque dans la maîtrise de cette cuisson. La vitamine C est oxysensible, donc la teneur en oxygène autour du produit pendant la cuisson doit aussi être prise en compte. La vitamine C est hydrosoluble et Cuq (1992) nous indique que lors d'une cuisson à l'eau d'un aliment de type légume, si 50% de vitamine C est perdue, 35% l'est par transfert et 15% par destruction alors qu'avec une cuisson à la vapeur, si 30% de la vitamine C est perdu, la solubilisation n'est responsable que de 5% de perte et la destruction de 25%.

Enfin, il n'est pas évident que certains procédés comme la friture, de mauvaise réputation pour l'aspect nutritionnel des aliments produits, avec sa température élevée, soient finalement si peu performants concernant la préservation des vitamines par exemple. En effet, ces procédés provoquent dans certains cas moins de perte en vitamine car les temps de cuisson courts peuvent apporter un avantage en ce que le cœur de l'aliment n'atteint pas forcément 100 °C (Sam Saguy & Dana, 2003). La cuisson courte a donc bien tendance à limiter la dégradation de certains éléments nutritionnels. Les cinétiques d'évolution étant différentes, il reste vrai pour de nombreux auteurs que la cuisson en autocuiseur permet de réaliser des temps de cuisson plus courts à des températures plus élevées, d'atteindre des niveaux de texture suffisants tout en préservant — en s'affranchissant de l'oxygène — davantage les vitamines (Leynaud-Rouaud et coll., 1992).

Pinheiro Sant'Ana et coll. (1998) proposent des résultats sur la rétention en vitamine A où l'autocuiseur apparaît comme meilleur (voir tableau 2.14). Lešková et coll. (2006) proposent une revue assez complète sur les pertes en vitamine au cours de la cuisson. L'autocuiseur y est cité régulièrement et montre souvent de bons résultats. Dans la figure 2.14, on peut constater une grande variabilité de résultats obtenus sur la rétention de deux vitamines (A et C) dans divers légumes pour plusieurs cuissons. Pour ces résultats, Leynaud-Rouaud et coll.

(1992) précisent que les durées de cuisson permettent de « qualifier le produit de bien cuit », ce qui laisse une certaine marge à l'interprétation. La dégradation de la couleur aussi est un phénomène complexe où ce n'est pas seulement le couple temps/température qui entre en jeu. Le tableau 2.15 donne le pourcentage de dégradation des deux types de chlorophylle a et b. Le critère de fin de cuisson est un degré de tendreté et de « mangeabilité » dont l'évaluation reste toutefois floue. De La Cruz-García et coll. (1997) indiquent que la dégradation de la chlorophylle est principalement due à sa transformation en phéophytine dont la concentration, elle, augmente avec les traitements thermiques.



(D'après Leynaud-Rouaud et coll., 1992)

FIG. 2.14 – La rétention de la vitamine C et du β-carotène (pro-vitamine A) en fonction de plusieurs modes de cuisson

TAB. 2.14 – Pourcentage de dégradation des caroténoïdes (Vitamine A) dans les carottes en fonction de différents modes de cuisson

Type de cuisson	Conditions	Vitamine A
Cuisson à l'eau	[1]	25,0
Cuisson à l'autocuiseur	[2]	19,8
Cuisson mixte	[3]	34,3

[1] : 17 min dans 35 l d'eau à 100 °C

[2] : 15 min entre 115 °C et 120 °C

[3] : 21 min dans l'eau à 99 °C et 15 min au four à 200 °C

(D'après Pinheiro Sant'Ana et coll., 1998)

TAB. 2.15 – Pourcentage de dégradation de la chlorophylle des haricots verts en fonction de différents modes de cuisson

Type de cuisson	Conditions	Chlorophylle a	Chlorophylle b
Cuisson à l'eau	[1]	59,89	51,47
Cuisson à la vapeur	[2]	51,91	77,94
Cuisson à l'autocuiseur	[3]	29,52	23,53
Cuisson au micro-onde	[4]	16,74	30,88

[1] : 30 min dans 250 ml d'eau

[2] : 40 min à partir de la fermeture

[3] : 5 min dans 150 ml d'eau à partir du déclenchement de la soupape

[4] : 5 min dans 100 ml d'eau

(D'après De La Cruz-García et coll., 1997)

2.4.2.3 Comparaison énergétique

L'AUTO-CUISEUR qui a été inventé à la fin de la seconde guerre mondiale (voir chapitre introductif) l'a été en particulier dans l'idée de simplifier la préparation des repas en en limitant la durée d'une part, et d'économiser de l'énergie d'autre part. Ce second volet devient à nouveau, aujourd'hui, un point sur lequel il convient de s'attarder. En effet, par exemple, une bonne partie de l'énergie consommée dans les pays en voie de développement sert à la cuisson. Bala (1997) nous apprend qu'une majeure partie de l'énergie du Bangladesh est utilisée à ce poste. En Chine rurale, l'énergie des ménages est à 60% utilisée pour la cuisson (Xiaohua & Zhenming, 1997).

Une optimisation de ces dépenses d'énergie est donc nécessaire. Das et coll. (2006) montrent que l'on peut facilement optimiser une cuisson en contrôlant la puissance fournie à l'appareil de chauffe. En réduisant simplement l'alimentation d'une plaque de chauffage au gaz lorsque l'ébullition est atteinte, ils réduisent la consommation énergétique de 28% pour une cuisson de riz à l'eau, puis encore de 20% en contrôlant de façon plus fine (extinction à l'ébullition puis rallumage de la plaque dès que la température descend sous 90°C). Lorsqu'ils utilisent un autocuiseur sur la même plaque de chauffe, la consommation non optimisée est déjà de 44% moindre et son optimisation permet de gagner encore 4%. Des efforts peuvent encore être réalisés pour se rapprocher des performances d'un rice-cooker entièrement automatique qui consomme, après optimisation, 3 fois moins qu'une cuisson à l'eau.

Comme le montre le tableau 2.16, l'autocuiseur a des temps de cuisson raccourcis par rapport aux autres modes de cuissons traditionnels pour un aliment donné. On gagne donc de l'énergie en cuisant moins longtemps. Par ailleurs, si on limite les pertes à la soupape en réduisant la puissance de chauffe après l'ouverture de la soupape, on peut continuer la cuisson en utilisant une vapeur qui se recycle continuellement dans l'autocuiseur. Ainsi, on limite la quantité d'eau nécessaire qu'il faut chauffer initialement. Or, la chaleur spécifique de l'eau liquide étant très grande — $4,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ à l'ébullition sous 1 bar —, limiter la masse d'eau, c'est réduire fortement l'énergie dépensée.

TAB. 2.16 – Temps de cuisson indicatifs de plusieurs aliments cuits à l'eau bouillante et à l'autocuiseur

Aliment	À l'eau bouillante (<i>min</i>)	À l'autocuiseur (<i>min</i>)
Langoustines	5	2
Riz	15 à 18	6
Poires	15 à 30	10
Pommes de terre	20	12
Légumes frais	20 à 30	5 à 10
Légumes secs	60	15
Ragoûts	180	60
Pot-au-feu	180 à 210	60

(D'après Malewiak et coll., 1992)

Enfin, on voit apparaître des technologies de cuisson utilisant des énergies renouvelables et en particulier l'énergie solaire (Kumar, 2005; Wentzel & Pouris, 2007). Une partie d'entre elles peuvent être basées sur le mode d'un autocuiseur (Kumar et coll., 2001) en permettant ainsi une bonne optimisation de l'énergie.

COMME nous venons de le voir, les différents modes de cuisson modifient différemment les aliments. Suivant l'effet recherché, certains modes devront être préférés à d'autres. Néanmoins, il est délicat de comparer par exemple, la dégradation des vitamines selon le mode de cuisson puisqu'il faut un critère d'évaluation du niveau de cuisson. Or, nous l'avons vu, ce critère n'est pas toujours clairement défini. Parfois un simple test issu de la tradition culinaire tel que le test de la fourchette (Burg & Fraile, 1995; Pinheiro Sant'Ana et coll., 1998) est utilisé, ce qui amène parfois à de surprenantes conclusions. Par exemple, Pinheiro Sant'Ana et coll. (1998) observent moins de pertes de caroténoïdes dans une cuisson pendant 17 *min* dans l'eau à 100 °C qu'à 99 °C pendant 21 *min* mais plus pour une cuisson dans l'eau à 99 °C pendant 21 *min* suivie d'une cuisson au four à 200 °C pendant 15 *min* ! Peut-on vraiment comparer les valeurs obtenues alors que les traitements thermiques appliqués semblent plus poussés dans certains cas ? D'autres auteurs utilisent, quant à eux, des critères texturaux pour déterminer avec précision des niveaux de cuisson satisfaisants (Ramesh, 2000). Enfin, il faut dire que dans de nombreuses études, on ne connaît pas le critère commun qui devrait rendre la comparaison des modes de cuisson convaincante (Vijayakumari et coll., 1996; Sagum & Arcot, 2000; Park & Kim, 2006). C'est donc pour pouvoir comparer différentes conduites de la cuisson en autocuiseur que nous allons maintenant étudier les méthodes d'évaluation de la cuisson.

2.5 L'évaluation de la cuisson

POUR évaluer la cuisson, il peut être rapide et pratique d'utiliser la température à cœur de l'aliment, qui correspond souvent à un critère sanitaire ou organoleptique. Cette méthode convient bien aux grosses pièces où les dangers sanitaires sont facilement identifiables. Feiner (2006) donne un grand nombre de températures de cuisson à cœur pour s'assurer d'une qualité bactériologique suffisante de la viande. On retrouve d'ailleurs ces critères dans d'officiels conseils apportés aux consommateurs. Par exemple, l'USDA⁴ conseille de rôtir à cœur la viande de bœuf jusqu'à 81 °C, la viande de porc jusqu'à 89 °C et enfin, la volaille jusqu'à 92 °C (USDA, 2007). Pour les qualités organoleptiques, l'AFNOR⁵ indique que la dénomination pour le bœuf d'une « viande cuite à cœur » correspond à une cuisson à plus de 65 °C à cœur et la dénomination « viande saignante » correspond à une cuisson à cœur entre 57 °C et 65 °C (AFNOR, 1997). De nombreuses études prennent donc ce critère comme représentatif de la fin de la cuisson (Gardes et coll., 1995; Saleh & Ahmed, 1998; Kumar & Aalbersberg, 2006; Chiavaro et coll., 2006). Néanmoins, pour les petits aliments (légumes par exemple), ce critère est difficilement utilisable et ne correspond pas forcément à d'autres caractéristiques de la cuisson, comme son appréciation organoleptique. Dans notre cas, pour apprécier la cuisson des légumes, nous avons choisi l'évolution de la texture comme de nombreux auteurs.

2.5.1 Définition de la texture et de sa modification pour les végétaux

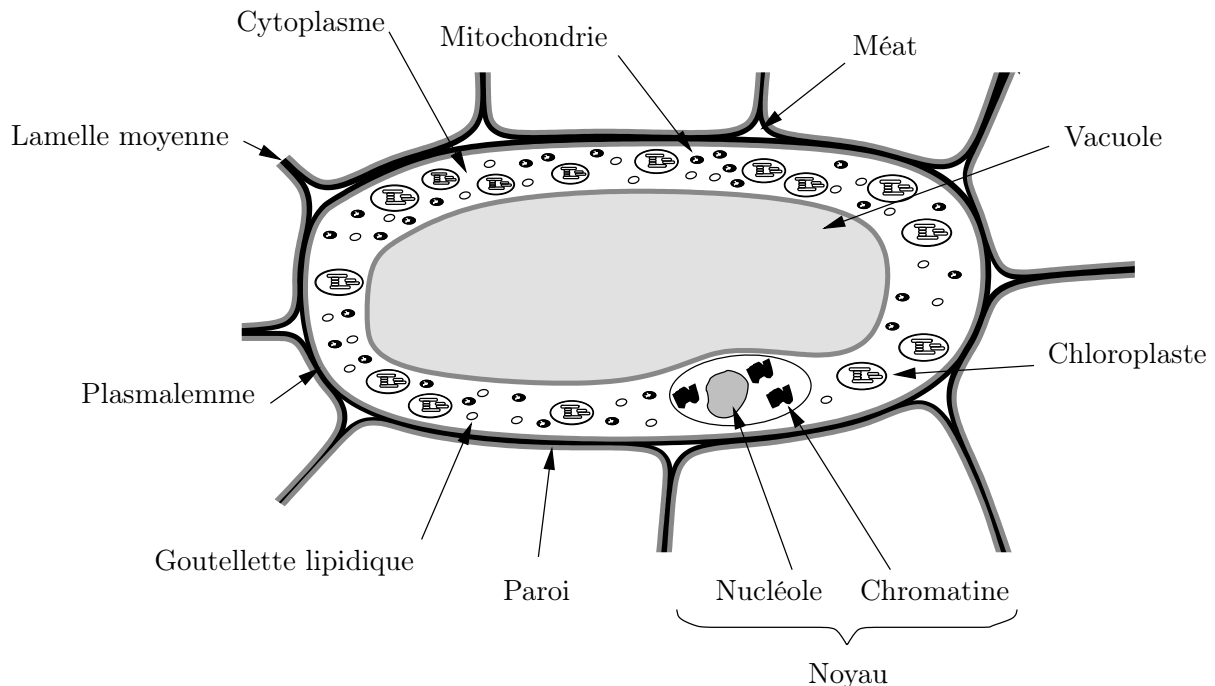
IL est difficile de définir de façon simple et universelle la texture. Bourne (2002) a regroupé un grand nombre de définitions. On peut ainsi constater que les sens humains sont presque tous mis en œuvre pour permettre l'appréciation de la texture. Nous conserverons pour notre étude les notions de dureté, de ramollissement et de résistance à la déformation qui correspondent bien à nos préoccupations qui vont se porter essentiellement sur la cuisson de légumes comme la carotte.

⁴United States Department of Agriculture

⁵Association Française de NORmalisation

La texture est toujours, d'une façon ou d'une autre, liée à la micro-structure de l'aliment. Ainsi, la figure 2.15 reprend les éléments essentiels d'une cellule végétale typique. Parmi ses constituants, plusieurs ont une importance particulière dans l'appréciation de la texture :

- L'état de turgescence de la vacuole, liée à la pression osmotique.
- La quantité et la taille des méats.
- La taille des parois composées de cellulose et de polysaccharides.
- La qualité de la lamelle moyenne qui compose la couche externe de la paroi associée à des substances pectiques.
- La composition du cytoplasme plus ou moins riche en lipide, en protéine ou en amidon.



(Inspiré de Heller et coll., 1998)

FIG. 2.15 – La cellule végétale typique

Même s'il est difficile de généraliser puisqu'il existe une grande variabilité des fruits et des légumes dans leur organisation tissulaire et leur composition, on peut tout de même dire que les effets de la cuisson portent principalement sur la lamelle moyenne, la paroi et les constituants du cytoplasme.

Edwards (1999) et Leynaud-Rouaud et coll. (1992) nous donnent les grandes lignes de l'effet de la cuisson sur la texture des fruits et légumes. Les substances pectiques de la lamelle moyenne commencent à se détériorer dès le début de la chauffe. La cohésion de l'ensemble du végétal est donc atteinte. La rigidité des tissus décroît rapidement entre 55 °C et 60 °C. Au-delà, la paroi, en grande partie responsable de la fermeté du végétal, commence à être détériorée par la déstabilisation des réseaux de microfibrilles de cellulose et de l'hémicellulose qui la composent. Les membranes cellulaires deviennent perméables. L'eau contenue dans la vacuole est libérée. La cellule est alors définitivement abîmée. Dans le cas des végétaux amy-lacés, c'est autour de 60 °C, en milieu riche en eau, qu'intervient la gélatinisation de l'amidon. Ceci correspond à la rupture des liaisons qui maintiennent l'ensemble amylose — le polymère linéaire de l'amidon — et amylopectine — le polymère ramifié de l'amidon. Les grains d'amidon gonflent et s'hydratent. La paroi étant dénaturée, ces derniers sont éventuellement libérés dans le milieu de cuisson si celui-ci est aqueux. L'amidon gélatinisé qui se retrouve à l'exté-

rieur des cellules peut alors donner une texture collante à l'aliment. Des enzymes participent fortement à la modification de l'aliment, en particulier dès que la paroi et les macromolécules polymérisés sont suffisamment dénaturés pour donner accès aux autres constituants. Ainsi des hydrolases — amylases, protéases — accélèrent les réactions de ramollissement général. Néanmoins, souvent, l'action des enzymes est limitée par leur propre dénaturation par la température.

Enfin, lorsque la cuisson se prolonge, on obtient une hydrolyse des polymères et souvent, seules les molécules très résistantes — cellulose et lignine en particulier — restent et donnent alors une texture dite « fibreuse » à l'aliment.

2.5.2 Appréciation de la texture

LA texture étant principalement une sensation humaine vis-à-vis de l'aliment consommé, il est difficile de l'évaluer par des techniques simples en accord avec la définition qu'on peut lui donner. L'analyse sensorielle reste donc la technique la plus naturelle pour qualifier la texture. Malgré tout, pour s'affranchir des aspects subjectifs et des difficultés intrinsèques à l'analyse sensorielle, de nombreuses techniques d'analyses instrumentales ont été développées que Bourne (2002) appelle « les méthodes de mesures objectives » de la texture. Les dispositifs de ces méthodes de mesure permettent alors d'apprécier des caractéristiques physiques qui se relient plus ou moins bien à la perception sensorielle de la texture.

Les principes de base de la mesure de texture sont la plupart du temps liés à l'étude du comportement et de la réponse de l'aliment à l'application de contraintes mécaniques, ce qui est du domaine de la rhéologie. On observe donc souvent des forces de compression ou d'étirement appliquées à un échantillon. Bourne (2002) propose une liste exhaustive des tests possibles. On peut les répartir en deux groupes : les tests destructifs d'une part et les tests non destructifs d'autre part suivant l'état du produit après le test.

Pour limiter l'étude de ces tests, nous reprendrons simplement ceux sélectionnés par Edwards (1999) pour les fruits et les légumes. Les tests non destructifs sont des tests ultra-soniques, de compression, d'élasticité ou de spectroscopie dans le proche infrarouge. Ces tests, pour la plupart, demandent des préparations complexes et soignées des échantillons et les corrélations entre les données récoltées et la texture sont parfois peu évidentes (Nielsen & Martens, 1997). Comme nous ne cherchons pas à expliciter la texture mais juste à définir des critères de cuisson, nous nous limiterons aux tests destructifs les plus fréquents dans l'étude globale de la texture des végétaux. Ces tests sont tous réalisés selon une technique commune. Un mobile se déplace verticalement sur l'aliment et en provoque la déformation, le cisaillement, la découpe et/ou l'extrusion. Ces phénomènes dépendent de la nature du mobile et des caractéristiques du mouvement appliqué : vitesse et sens. On recueille alors la force appliquée pour assurer le mouvement prédéfini.

Tous ces tests dépendent des conditions de mise en œuvre et sont essentiellement comparatifs à conditions de mesure identiques. Ils ne prétendent pas donner des propriétés intrinsèques des matériaux.

2.5.2.1 La pénétrométrie

LA pénétrométrie consiste à faire pénétrer une sonde de forme définie (pointe, sphère, etc.) dans l'aliment à vitesse constante. Le mobile s'enfonce dans l'aliment en le comprimant sous lui et en le cisillant à son pourtour. La réponse du test est variable par rapport aux zones traversées. Ce test convient donc bien pour des matériaux très homogènes. En effet, la zone de test est très étroite et il faut, pour pouvoir comparer, être sûr que la sonde traverse toujours

le même type de structure. Si le matériau n'est pas homogène, il faut le placer toujours de la même façon et toujours dans la même position afin qu'il présente à la sonde toujours les mêmes zones. Le conditionnement d'aliments hétérogènes comme ceux que nous avons étudiés semble donc trop lourd et incertain.

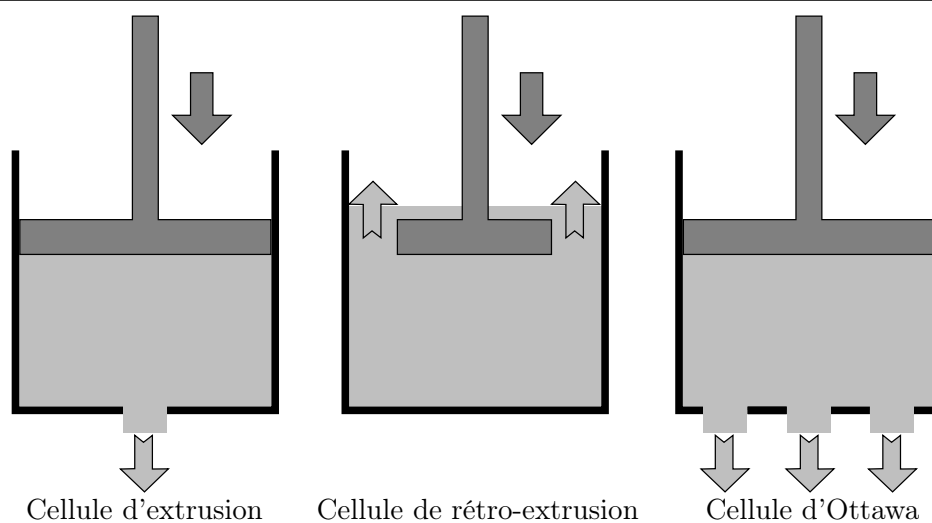
2.5.2.2 Le tranchage

LE tranchage consiste à faire passer une lame au travers de l'échantillon pour le couper en deux. On distingue le tranchage par lame plane et le tranchage par lame de Bratzler. Le tranchage par lame plane s'apparente à la pénétrométrie et convient donc bien aux mêmes types d'aliment. La lame de Bratzler, utilisée initialement pour les muscles de viande, est un dispositif qui convient à tous les aliments plutôt longs. Dans notre cas, nous choisirons une technique plus universelle afin de l'appliquer par exemple aux rondelles de carottes.

2.5.2.3 Les tests de compression-cisaillement-extrusion

LES tests de compression-cisaillement-extrusion regroupent l'ensemble des tests au cours desquels le mobile descend dans un support qui contient l'échantillon.

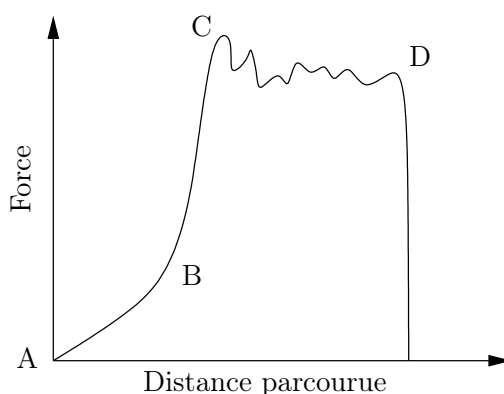
La figure 2.16 montre les différentes cellules de compression-cisaillement-extrusion classiques. La cellule de rétro-extrusion est d'utilisation fréquente pour les semi-solides et les végétaux de petites tailles. La taille de l'anneau est responsable alors de grandes variations dans la force mesurée. La figure 2.17 montre le résultat typique que l'on observe pour un test de rétro-extrusion. Celui-ci se divise en 3 principales phases. D'abord (partie AB), la force constatée croît légèrement avec le déplacement du mobile. L'aliment est déformé et compressé vers le bas. L'espace entre les aliments, lorsqu'il s'agit d'un solide divisé, se réduit. Ensuite (partie BC), la force croît très rapidement. L'aliment a atteint une taille minimale limite, il commence à être pressé et cisailé. S'il est très humide, de l'eau commence à être relarguée. À partir du point C, des ruptures et un écoulement commencent à apparaître. Sur le reste du profil (partie CD), l'extrusion se poursuit. Le profil est alors plus ou moins plat et plus ou moins long entre C et D. Ce type de profil se retrouvera sur presque tous les tests de compression-cisaillement-extrusion. Dans ce type de profil, on constate que l'on peut faire un



(D'après Szczesniak, 1973 et Timbers & Voisey, 1987)

FIG. 2.16 – Les cellules d'extrusion

certain nombre de relevés pour caractériser la texture du produit. Les plus importants sont la valeur de la force maximale ou la hauteur moyenne du plateau et la surface sous la courbe.



(D'après Bourne, 2002)

FIG. 2.17 – Le profil type de rétro-extrusion

La cellule d'extrusion simple est une variante où l'écoulement se fait par le bas ou sur le côté par opposition à la rétro-extrusion où le mouvement de l'aliment est inverse au mouvement du mobile. La cellule d'Ottawa (OTMS⁶) est une variante « universelle » de l'extrusion simple. Présenté par Voisey (1971), elle permet de faire une extrusion simple sur un grand nombre de types de filières. En effet, la plaque inférieure peut être constituée de trous circulaires ou en nid d'abeille, plus ou moins grands et plus ou moins espacés, de barreaux aux espaces plus ou moins larges, etc.

Enfin, parmi les systèmes de compression-cisaillement-extrusion, on trouve le système classique de la presse de Kramer présentée par la figure 2.18. Ce système a été développé par Kramer en 1951. Il présente l'avantage de combiner les effets de l'extrusion simple au travers de barreaux et la rétro-extrusion le long des lames ainsi que le cisaillement, la compression, etc. Ce test est donc un test comparatif complexe qui prend en compte un grand nombre d'effets mais, grâce la grande taille de l'échantillon et la mesure répartie, on obtient un résultat moyen qui procure une grande répétabilité à ce test. La figure 2.19 montre l'impact de la masse d'échantillon sur la valeur de la force maximale relevée. On constate que, généralement, il y a un effet de la masse d'échantillons sur la valeur de force maximale (cas [3]). Donc, pour comparer deux cuissons, il faudra placer dans la cellule une masse d'échantillon toujours semblable.

Si le produit est fragmenté comme dans le cas de rondelles de carottes, il y aura beaucoup d'éléments dans une cellule donc, leur positionnement n'aura pas d'impact puisque, statistiquement, toutes les configurations géométriques vont se présenter pour le test.

Cette méthode universelle, rapide et fiable semble être la plus adaptée à l'étude de l'effet de la cuisson sur la texture des végétaux. Finalement, dans sa grille de sélection des méthodes de mesure de texture, Bourne (2002) propose pour mesurer l'effet de la température sur l'évolution de la texture de la carotte, lorsqu'aucun tissu — phloème ou xylème — n'est étudié en particulier, d'utiliser la compression-extrusion et de regarder en particulier la force maximale.

⁶Ottawa Texture Measuring System

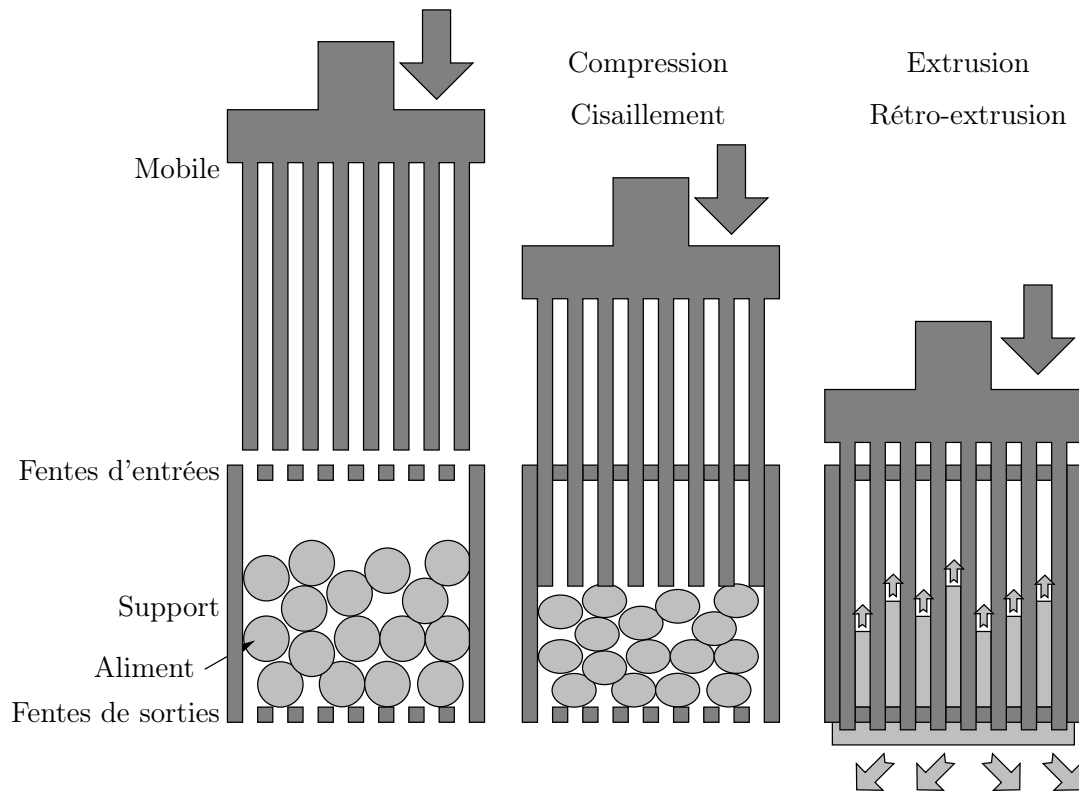
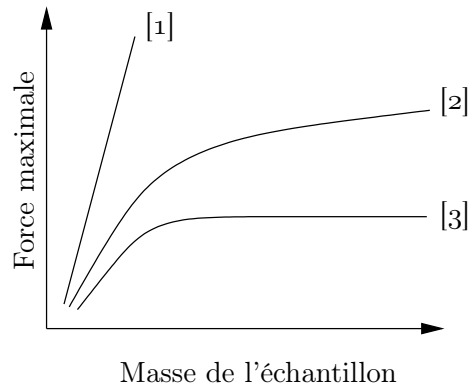


FIG. 2.18 – Fonctionnement de la cellule de Kramer



[1] : Cas par exemple du pain blanc et des gâteaux

[2] : Cas par exemple de la pomme crue et des haricots secs cuits

[3] : Cas par exemple des légumes cuits ou surgelés

(D'après Bourne, 2002)

FIG. 2.19 – La variation de la valeur maximale de la force de la presse en fonction de la masse d'échantillon

2.5.3 Cinétiques et modélisation de l'avancement de la cuisson

Sur le principe d'évaluer la texture comme critère pour suivre la transformation du produit au cours de la cuisson, nous allons maintenant essayer de comprendre son évolution dans le temps selon une cinétique fonction de la température. Ainsi, il sera possible, en regardant

les connaissances acquises sur les cinétiques d'évolution de cette caractéristique, de modéliser l'avancement de la cuisson et de comparer à cuisson finale identique sur ce critère.

2.5.3.1 Les cinétiques du premier ordre

LES cinétiques d'avancement de la cuisson sont issues des théories développées pour les réactions chimiques. On caractérisera donc un phénomène dans le temps en l'assimilant à une réaction chimique plus ou moins complexe. Bimbenet et coll. (2002) nous donnent une explication assez complète des techniques classiques de calculs que nous reprendrons ici. On associera donc à un phénomène variant au cours du temps une constante de réaction K . Celle-ci, lorsqu'elle est associée à la concentration d'un élément $[A]$ dont on étudie la disparition ou l'apparition, se retrouve dans une équation de la forme de l'équation 2.32, représentative d'une réaction irréversible.

$$\frac{d[A]}{dt} = -K \cdot [A]^{n_r} \quad (2.32)$$

Dans cette équation, K est appelée « pseudo constante de réaction » et n_r « pseudo ordre de réaction ». Très fréquemment, on se retrouve dans le cas d'une réaction ayant un pseudo ordre 1. Ainsi, l'équation 2.32 peut être intégrée au cours du temps sous la forme de l'équation 2.33 si K est pris constant à une température donnée.

$$\ln \left(\frac{[A]_t}{[A]_{t=0}} \right) = -K \cdot t \quad (2.33)$$

Dans le cadre de notre étude, l'objectif est de définir un avancement de la cuisson. Nous ne cherchons donc pas à évaluer l'avancement d'une réaction chimique en particulier. Nous ne pouvons pas identifier un composant précis mais la réaction que nous observons est la composition d'un grand nombre de phénomènes difficilement isolables. Ainsi, il apparaît inutile de chercher à définir une vraie constante de réaction en tant que telle puisqu'il est impossible de la rapporter à une quantité bien définie. Nous nous inspirerons donc des travaux sur la conservation et la stérilisation. Puisque l'évolution exponentielle de la plupart des phénomènes de cuisson peut être reliée par analogie à la décroissance exponentielle de la population de micro-organismes dans un aliment lors de l'application d'un traitement thermique.

Si l'effet de la chaleur sur la conservation des aliments est connu expérimentalement depuis la création de la conserve par Nicolas Appert (1810), son explication par la destruction définitive des micro-organismes nous vient des travaux de Louis Pasteur en 1860 (Pasteur, 1922). Il faudra même attendre les travaux de Esty & Meyer (1923) pour voir apparaître une définition de l'action de la température comme une relation logarithmique entre durée de chauffage et destruction des spores. Depuis ces travaux, il est d'usage de définir la décroissance exponentielle de la population de micro-organismes par une loi d'ordre 1 dont l'intégration est de la forme de l'équation 2.34.

$$\log \left(\frac{Nm_{t=0}}{Nm_t} \right) = \frac{t}{D_T} \quad (2.34)$$

On définit ainsi un paramètre D_T , homogène à un temps, qui représente bien une cinétique exponentielle sans être forcément attaché à un élément quantifiable. Classiquement, D_T , est appelé « temps de réduction décimale » car il correspond, pour la destruction des micro-organismes, au temps nécessaire pour diviser la population initiale par 10 lorsqu'on la soumet à la température T .

2.5.3.2 L'influence de la température

DANS la plupart des cas, la pseudo constante de réaction définie par l'équation 2.32 est fonction de la température selon une loi d'Arrhenius. Ainsi, on peut écrire l'équation 2.35.

$$K = K_0 \cdot \exp\left(\frac{-Ea}{\mathfrak{R} \cdot T}\right) \quad (2.35)$$

Dans la loi d'Arrhenius, on a un facteur pré-exponentiel constant K_0 , la constante des gaz parfaits \mathfrak{R} , la température T en Kelvin et une énergie d'activation Ea exprimée en $J \cdot mol^{-1}$.

On trouve ainsi un grand nombre de valeurs pour Ea et K_0 dans la littérature (Villota & Hawkes, 1992). Ces auteurs montrent que la très grande majorité des cinétiques considérées sont d'un pseudo ordre 1 car elles peuvent presque toujours être représentées par des évolutions exponentielles.

Le paramètre D_T que nous avons défini connaît, comme K , une variation avec la température selon une loi d'Arrhénius, mais, dans son cas, pour deux températures T_1 et T_2 , on traduit, traditionnellement la relation par l'équation 2.36.

$$\log\left(\frac{D_{T_1}}{D_{T_2}}\right) = \frac{T_2 - T_1}{z} \quad (2.36)$$

Le formalisme commun entre la définition de K et Ea d'une part et de D_T et z d'autre part permet d'écrire les relations d'équivalence 2.37 et 2.38.

$$D_T = \frac{2,302}{K} \quad (2.37)$$

$$z = \frac{2,302 \cdot \mathfrak{R} \cdot T^2}{Ea} \quad (2.38)$$

Le paramètre z , qui a la dimension d'une température, correspond à l'élévation de température nécessaire pour que la vitesse de réaction soit multipliée par 10, c'est-à-dire $D_T = 10 \cdot D_{T+z}$.

Pour un même aliment et une même opération, on peut observer différentes caractéristiques qui posséderont chacune leur propre cinétique et donc leur propre valeur de D_T et z . Par exemple, le tableau 2.17 donne une liste de paramètres dont les cinétiques sont différentes pour un même aliment. Ainsi, il est nécessaire de bien définir le paramètre que l'on observe. Dans notre cas, ce sera la texture mesurée par le test de la cellule de Kramer. Lorsque la cuisson est souhaitée homogène, on peut conserver un paramètre unique pour tout l'aliment mais, dans le cas d'une cuisson volontairement hétérogène, on pourra en utiliser plusieurs. Par exemple, pour une frite, on peut observer le paramètre « coloration de la croûte » d'une part et « tendreté à cœur » d'autre part (Nourian & Ramaswamy, 2003a,b). Ainsi, les critères observés auront des évolutions différentes et une optimisation pourra être recherchée pour assurer un compromis entre eux.

2.5.3.3 La modélisation des cinétiques du premier ordre

IL convient maintenant de remarquer que les aliments ne sont pas immédiatement portés à la température de palier. D'abord parce que l'aliment s'échauffe de la température ambiante à la température de l'atmosphère de cuisson, puis parce que l'aliment s'échauffe depuis sa surface vers le cœur par conduction. Donc, pour la destruction des micro-organismes, comme pour tous les autres phénomènes qui sont modélisables par ce type de loi, il a été défini des variables qui prennent en compte l'accumulation des effets du couple temps-température.

TAB. 2.17 – Différentes valeurs de z pour plusieurs aliments en fonction des paramètres observés

Aliment	Paramètre observé	z ($^{\circ}C$)	Auteur
Conserve de poisson	Goût	24	[1]
	Consistance	28	
	Apparence	23	
	Mauvais goût	29	
	Odeur désagréable	29	
	Couleur négative	23	
	Brillance	25	
Pomme de terre cuite (Stockage)	Dureté	13	[2]
	Souplesse	12	
	Fermeté	16	
	Couleur ^a	37	
Conserve de petits pois	Apparence fraîche	35	[1]
	Goût frais	24	
	Dureté	15	
	Consistance	16	
Frite	Texture	24 puis 32	[3]
	Couleur ^a	43	[4]

^aParamètre L dans le système Lab

[1] : Dagerskog, 1977

[2] : Nourian et coll., 2003

[3] : Nourian & Ramaswamy, 2003b

[4] : Nourian & Ramaswamy, 2003a

Ainsi, comme il a été défini une valeur pasteurisatrice (VP) ou stérilisatrice (VS) pour les aspects sanitaires, on utilise souvent la valeur cuisatrice (VC) pour les aspects culinaires (Cuq & Guilbert, 1992). Ces différentes valeurs qui ont la dimension d'un temps s'expriment toutes avec la même relation donnée par l'équation 2.39.

$$VC(\text{ou } VP \text{ ou } VS) = \int_{t=0}^t 10^{\frac{T(t)-T_{ref}}{z}} \cdot dt \quad (2.39)$$

La différence entre les valeurs pasteurisatrice, stérilisatrice et cuisatrice est simplement la valeur de la température de référence, T_{ref} , qui vaut respectivement $70^{\circ}C$ — ou $65^{\circ}C$ parfois (Bimbenet et coll., 2002) —, $121,1^{\circ}C$ et $100^{\circ}C$. La valeur ainsi définie correspond à un temps équivalent que l'aliment aurait passé à la température de référence. Il devient donc possible de comparer des cuissons alors que les histoires thermo-temporelles de l'aliment sont différentes. Lorsque l'on considère la conduction interne à l'aliment, on peut calculer deux valeurs cuisatrices extrêmes (Chiavaro et coll., 2006) en surface et à cœur.

Pour effectuer le calcul cumulatif des effets de la cuisson à différentes températures, on peut utiliser la méthode décrite par Bigelow et coll. (1920) qui est, à l'origine, une méthode graphique développée pour la stérilisation et qui a été appliquée pour la détermination d'un grand nombre de barèmes de stérilisation (Cheftel & Thomas, 1963). La méthode de Bigelow s'apparente à une intégration par la méthode des rectangles qui s'écrit sous la forme de

l'équation 2.40. Dans cette relation, l'indice i représente les moments où la température est relevée.

$$VC(\text{ou } VP \text{ ou } VS) = \sum_i \left(10^{\frac{T(t_i) - T_{ref}}{z}} \cdot \Delta t_i \right) \quad (2.40)$$

Le terme $10^{\frac{T(t_i) - T_{ref}}{z}}$ est alors appelé « facteur de Bigelow ». Il est souvent considéré comme une vitesse d'avancement adimensionnelle (Bimbenet et coll., 2002) puisqu'il est représentatif de l'impact de la température sur l'intervalle de temps considéré. La figure 2.20 présente l'évolution du facteur de Bigelow en fonction de la température de l'aliment pour $z = 30^\circ C$ qui est une valeur prise *a priori* en première approche pour les réactions de cuisson (Bimbenet et coll., 2002).

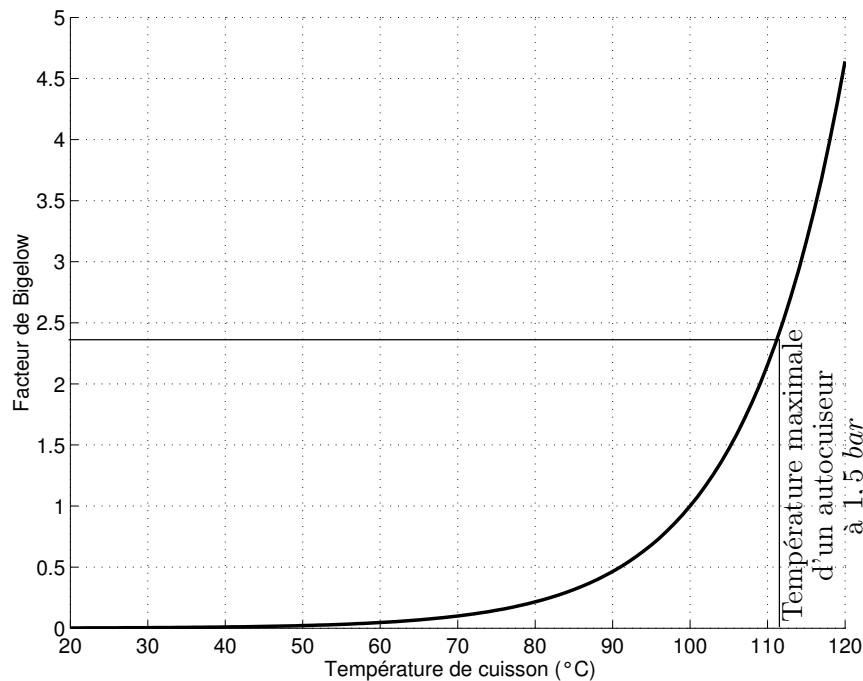


FIG. 2.20 – Évolution du facteur de Bigelow avec la température pour $z = 30^\circ C$

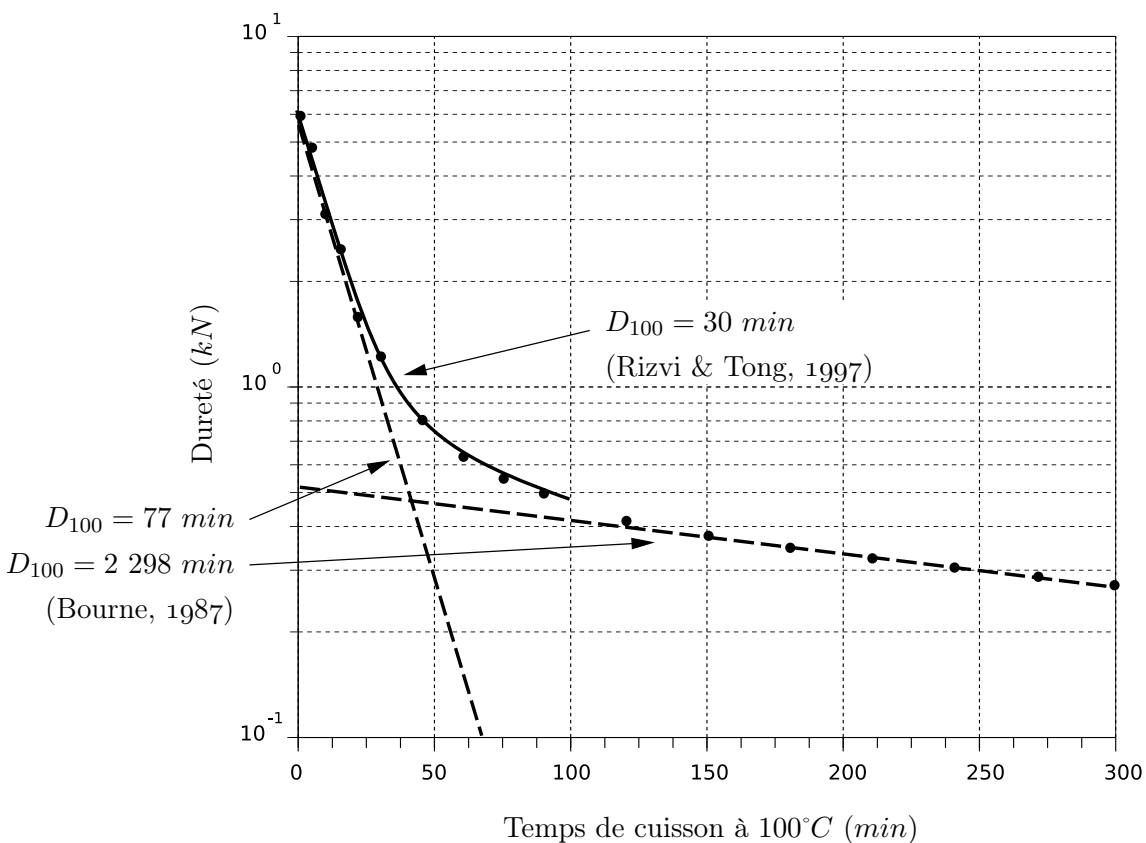
On peut remarquer l'évolution caractéristique du facteur de Bigelow qui montre l'importance des hautes températures dans les phénomènes de cuisson. Ainsi, on voit, par exemple, que les réactions de cuisson vont aller presque 2,5 fois plus vite à $111^\circ C$ qu'à $100^\circ C$. De plus, la courbe exponentielle permet de dire que les réactions de cuisson sont plus accélérées lorsqu'on passe de $110^\circ C$ à $111^\circ C$ que lorsqu'on passe de $99^\circ C$ à $100^\circ C$. Ce sont ces phénomènes qui sont en partie responsables des temps de cuisson très courts en friture et en autocuiseur, où les températures sont élevées.

Par ailleurs, on constate que la valeur du facteur de Bigelow reste très faible en-dessous de $60^\circ C$. La cuisson n'a donc un réel impact qu'au-dessus de cette valeur. Enfin, lorsqu'on observera la valeur cuisatrice qui est l'intégration du facteur de Bigelow, on pourra ainsi donner un temps équivalent à une cuisson isotherme à $100^\circ C$ en fonction du profil de température. Il faut aussi remarquer que la conduction dans l'aliment provoque des profils de température différents et donc les valeurs cuisatrices sont bornées par une valeur minimale à cœur et une valeur maximale en surface.

2.5.3.4 Utilisation des paramètres observés dans les cinétiques du premier ordre

LES réactions du premier ordre peuvent parfois être utilisées directement pour modéliser les mesures expérimentales (Nagel & Vaughn, 1954; Paulus & Saguy, 1980; Rodrigo et coll., 1998; Corso & Ramírez, 2005 sur différents légumes et avec différentes techniques de mesure). Néanmoins, souvent, l'évolution des phénomènes observés ne peut pas être représentée directement par une exponentielle. Ainsi, il est fréquent de considérer que les évolutions se font en deux temps. Deux cinétiques sont donc définies pour modéliser les deux parties de l'évolution. Cette technique est issue de la connaissance de réactions réputées « à seuil » comme par exemple la gélatinisation de l'amidon qui « commence » autour de 60°C (Leynaud-Rouaud et coll., 1992). Ainsi, lorsque Verlinden et coll. (1995) étudient la relation entre gélatinisation de l'amidon et texture de la pomme de terre, ils utilisent les données de Pravisiani et coll. (1985) pour définir deux vitesses, une en dessous de $67,5^\circ\text{C}$ où $D_{100} = 4,8 \times 10^{-9} \text{ s}$ et une au-dessus où $D_{100} = 8,5 \times 10^{-2} \text{ s}$. Dans ce cas, les deux cinétiques du premier ordre sont aussi accompagnées d'une différence dans les valeurs de z et donc de la sensibilité à la température. L'utilisation d'une double cinétique semble donc ici, se justifier.

En revanche, lorsque Bourne (1987) propose une double cinétique du premier ordre pour modéliser l'évolution de la texture des carottes lors d'une cuisson à 100°C après un blanchiment à 74°C , la sensibilité à la température n'est pas étudiée. La figure 2.21 qui reprend les résultats de Bourne, montre bien que la représentation logarithmique directe de la fermeté



(D'après Bourne, 1987 et Rizvi & Tong, 1997)

FIG. 2.21 – Détermination de cinétiques d'évolution de la dureté de carottes blanchies à 74°C puis cuites à 100°

des carottes en fonction du temps de cuisson présente deux parties droites avec une transition curviligne entre les deux. La proposition de deux cinétiques semble raisonnable et on peut décrire une première cinétique rapide ($D_{100} = 77 \text{ min}$) et une lente ensuite ($D_{100} = 2\,298 \text{ min}$). L'exploitation de ces deux cinétiques est souvent faite pour rechercher des explications à l'évolution de la texture. Ainsi, Huang & Bourne (1983) expliquent la première cinétique par une modification des structures fragiles des végétaux comme les substances pectiques de la lamelle moyenne mais la deuxième cinétique reste encore incomprise.

En fait, il convient de constater que les cinétiques du premier ordre supposent que l'évolution du paramètre observé tend vers 0 de manière exponentielle. Dans le cas de certains légumes, comme la carotte, on peut constater qu'il existe une « fermeté à l'équilibre » ou une « fermeté résiduelle maximale non nulle ». Ainsi, Rizvi & Tong (1997) proposent l'utilisation de la « conversion fractionnelle » par définition d'une force normalisée exprimée par l'équation 2.41 dans laquelle F_t est la force mesurée au temps t , F_0 est la force initiale (aliment cru) et F_∞ est la force résiduelle lorsque l'aliment est « sur-cuit ».

$$F_{norm} = \frac{F_t - F_\infty}{F_0 - F_\infty} \quad (2.41)$$

Rizvi & Tong ont mis en évidence les difficultés à utiliser cette technique, en particulier dans la détermination de F_∞ , mais, son utilisation comme paramètre cinétique permet de retrouver des comportements modélisables par des cinétiques du premier ordre. Ainsi, la figure 2.21 montre l'ajustement que font Rizvi & Tong avec les données de Bourne sur la carotte avec un paramètre cinétique $D_{100} = 30 \text{ min}$ appliqué à la force normalisée. Ainsi, l'évolution de la texture est bien expliquée par une seule cinétique du premier ordre.

NOUS avons vu différentes techniques d'évaluation de la texture pour représenter l'évolution de la cuisson et différentes méthodes de calcul pour en modéliser l'avancement. Nous appliquerons donc, dans la suite de notre étude, une mesure de texture grâce à la cellule de Kramer et nous calculerons les cinétiques d'avancement influencées par la température au travers des paramètres D_{100} et z pour l'évaluation d'une valeur cuisatrice. Pour ces calculs, nous raisonnerons sur la force normalisée pour pouvoir utiliser une unique loi du premier ordre.

2.6 Conclusion de l'étude bibliographique

DANS cette étude bibliographique, nous avons vu quels sont les principaux effets attendus de la cuisson sur les aliments, comment la chaleur peut être transmise pour que les transformations associées à la cuisson se produisent, quels sont les différents modes de cuisson et leurs particularités et comment évaluer un état de cuisson et en modéliser la cinétique. Nous avons centré l'étude sur les particularités de la cuisson en autocuiseur d'une part et la cuisson des légumes du type de la carotte d'autre part. En effet, par la suite, c'est ce type de cuisson qui nous préoccupera, en particulier lorsque qu'elle se fait dans la phase vapeur de l'autocuiseur. Notre travail va donc s'employer à rechercher, mettre en évidence et quantifier les transferts thermiques influents dans une cuisson en autocuiseur. Par ailleurs, pour pouvoir avoir un critère de comparaison des différentes cuissons, une étude des évolutions texturales sera entreprise. Elle comprendra la détermination des paramètres cinétiques. Des travaux expérimentaux seront bien-sûr effectués mais nous écrirons aussi des modèles pour expliquer et valider l'impact de certains paramètres.

Chapitre 3

Matériels & méthodes expérimentales

Contenu

3.1	Introduction des matériels et méthodes expérimentales	77
3.2	L'autocuiseur	79
3.3	La plaque de chauffe	81
3.3.1	Composition	81
3.3.2	Mesure des paramètres de fonctionnement et régulation de la puissance de chauffe	81
3.3.2.1	Mesure des caractéristiques électriques de la plaque	82
3.3.2.2	Commande et régulation de la plaque	82
3.3.2.3	Validation des mesures de puissance	82
3.4	La mesure de pression	83
3.5	Les mesures de température	83
3.5.1	Température dans l'autocuiseur	84
3.5.1.1	Matériel utilisé	84
3.5.1.2	Validation de la mesure effectuée	84
3.5.2	Température des parois	86
3.5.2.1	Matériel utilisé	86
3.5.2.2	Validation de la mesure effectuée	87
3.5.3	Température du fond métallique de l'autocuiseur	90
3.6	L'analyse des gaz sortants de l'autocuiseur	90
3.6.1	Description du dispositif	90
3.6.2	Séparation de l'eau et de l'air	90
3.6.3	La mesure de la masse de vapeur sortie	90
3.6.4	Validation de la mesure de la masse de vapeur sortie	91
3.6.5	La mesure de la quantité d'air sorti	93
3.6.6	Validation de la mesure de la quantité d'air sorti	94
3.7	La mesure de la composition interne de l'air	94
3.7.1	Principe de la mesure	94
3.7.2	Validation de la technique	98
3.8	La régulation des sorties	99
3.9	Les produits soumis au traitement thermique	100
3.9.1	Les cubes de Téflon	100
3.9.2	Les pommes de terre	102
3.9.3	Les carottes	102
3.10	Les cuissons pour les cinétiques de cuisson	103

3.10.1	Matériels et méthodologie	104
3.10.2	Validation de la méthode	104
3.11	La mesure de texture	105
3.11.1	La machine d'essais	105
3.11.2	La cellule de Kramer	106
3.11.3	Validation de la mesure	107
3.12	Conclusion sur les matériels et méthodes expérimentales	108

3.1 Introduction des matériels et méthodes expérimentales

DANS notre étude bibliographique, nous avons vu quels étaient les paramètres à étudier pour comprendre le phénomène de cuisson. De même, nous avons vu qu'il était important d'être capable de mesurer l'avancement de la cuisson par une méthode objective. C'est donc pour mener à bien les différents aspects de l'étude de la cuisson en autocuiseur que nous avons développé un certain nombre de matériels et mis en place des méthodes expérimentales. En effet, le caractère expérimental est, sans conteste, une approche indispensable à une étude scientifique comme celle-ci. Il va nous falloir reproduire la conduite d'une cuisson, en maîtrisant — pour mieux en expliquer les effets — un maximum de paramètres que nous jugeons influents.

La base de l'ensemble expérimental sera évidemment un autocuiseur, d'un modèle classique du commerce afin de pouvoir facilement justifier la pertinence et transposer nos résultats. Néanmoins, il sera fortement équipé tout en veillant à le modifier le moins possible pour ne pas trop perturber le déroulement habituel des phénomènes que l'on souhaite observer.

Il faudra mesurer, en premier lieu, les valeurs de pression à l'intérieur mais aussi les valeurs de température tant à l'intérieur qu'à l'extérieur de l'appareil. La pression étant un des critères de définition des autocuiseurs (AFNOR, 2003), il faut donc y être conforme, sans oublier les notions de sécurité qui y sont attachées. Non seulement, il nous faudra acquérir la valeur de pression, mais aussi être capable de la réguler et de simuler plusieurs fonctionnements de soupape pour assurer une sortie de gaz conforme à celle d'un autocuiseur en utilisation ménagère. D'autre part, à des fins d'optimisation, il est nécessaire que le dispositif permettant la régulation de la pression par une sortie de gaz soit réglable dans une plage assez large, c'est-à-dire du « vide » à la pression de sécurité de l'appareil. Par ailleurs, il existe sur certains autocuiseurs des dispositifs particuliers comme la purge initiale de l'air qui en modifie de façon importante le fonctionnement ; il nous faudra donc aussi être capables de les prendre en compte. Pour toutes ces raisons, nous développerons un système automatique et piloté avec une commande d'ouverture ou de fermeture de la soupape qui pourra se faire sur n'importe quelle valeur choisie de pression et en fonction de différents paramètres comme la température du gaz par exemple.

Les températures étant évidemment des variables clés de la compréhension des phénomènes thermiques, c'est avec leur mesure que nous pourrions estimer les échanges, comprendre les processus et visualiser les phénomènes mis en œuvre. On voit poindre ici deux difficultés inhérentes à la mesure de température dans un appareil comme un autocuiseur et sur sa surface. Il faudra, d'une part, mesurer à l'intérieur d'un corps sous pression tout en assurant la fiabilité de son fonctionnement et il faudra, d'autre part, bien identifier le paramètre que l'on mesure. En effet, dans un autocuiseur, le mélange air-vapeur apporte une distinction entre température de mélange, température de rosée et température de saturation qui, dans certaines conditions, peuvent être éloignées. Pour la paroi — nous nous contenterons de la valeur de la température sur la paroi extérieure —, on sait que la mesure d'une température sur une surface est difficile en soi (Techasena & Flick, 1995), d'autant plus si elle est bombée comme ici. Nous devons donc valider ces mesures de température et éventuellement prendre en compte une erreur qui y sera associée. Les températures de l'eau, du fond et de la plaque de chauffe seront aussi des mesures à effectuer.

De même, la composition de l'atmosphère interne est une donnée cruciale à la compréhension des phénomènes de transferts thermiques. Nous avons donc mis au point deux dispositifs permettant d'une part, d'évaluer la quantité d'air et de vapeur d'eau qui a été évacuée de l'autocuiseur et d'autre part, de mesurer localement, dans l'atmosphère interne, aussi finement que possible, la teneur en air.

En ce qui concerne la chauffe, même si l'autocuiseur est, typiquement, un appareil à source de chauffe externe et dissociée, pour comprendre son fonctionnement, nous avons besoin de maîtriser avec précision la puissance fournie et d'apprécier la quantité d'énergie réellement transmise à l'autocuiseur. Pour cela, nous avons choisi de construire nous-même une plaque de chauffe afin d'en maîtriser au mieux le fonctionnement.

Pour effectuer les analyses thermiques sur un produit à la géométrie et aux caractéristiques stables, il nous faut choisir un aliment modèle, inerte à la température de cuisson d'un autocuiseur mais suffisamment proche des caractéristiques d'un aliment pour fournir des données à la fois répétables et extrapolables à l'aliment réel. Pour cela, nous avons choisi le Téflon que nous utiliserons sous la forme de gros cubes pour aussi apprécier les phénomènes de diffusion de chaleur.

Néanmoins, il faudra valider notre étude sur un aliment réel. Pour cela, nous avons choisi la carotte car il s'agit d'un aliment classique de la cuisson à la vapeur en autocuiseur, facilement manipulable et d'accès aisé tout au long de l'année. Il faudra donc déterminer les cinétiques de cuisson de la carotte pour à la fois valider les mesures de cuisson par rapport à notre critère objectif de taux de cuisson — la force maximale d'écrasement en cellule de Kramer — et comparer les résultats expérimentaux avec les modèles que nous allons développer ultérieurement. De même, la pommes de terre sera utilisée pour des validations de modèle.

Le schéma 3.1 résume les paramètres d'influence qui ont été contrôlés et les mesures effectuées. D'une façon générale, l'objectif de la thèse était de caractériser l'influence de paramètres relatifs à la conception de l'autocuiseur (géométrie, matériau, dispositif de sortie des gaz, etc.), au mode opératoire (recette de cuisson indiquant la puissance et la durée du chauffage, la vitesse de décompression, etc.) et à l'aliment (nature, taille, etc.) sur la cuisson de l'aliment (modification de texture, évolution de la composition nutritionnelle, etc.).

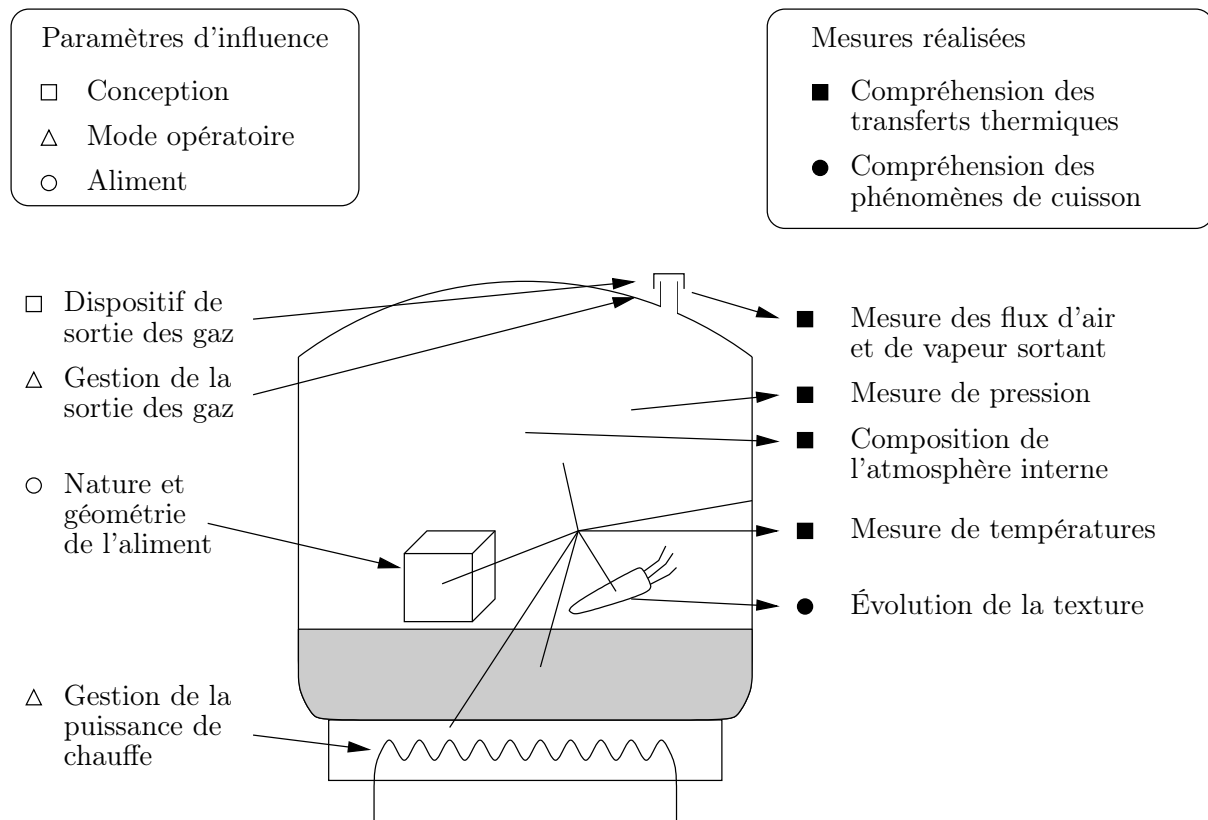


FIG. 3.1 – Schéma général de l'autocuiseur expérimental instrumenté

Les expérimentations n'ont évidemment pas permis de balayer tous les paramètres d'influence (seule des cuissons à la vapeur de quelques légumes ont été réalisés) ni tous les critères de modification de l'aliment lors de la cuisson (des mesures de couleur, de rétention de vitamines, etc. ont été envisagées mais n'ont pas été réalisées de façons abouties).

Il s'agissait de construire une méthodologie cohérente sur un terrain vierge (il s'agit du premier travail de thèse sur la cuisson en autocuiseur) qui puisse être progressivement enrichie. Il nous a paru essentiel pour comprendre l'influence des paramètres de la cuisson en autocuiseur sur l'aliment d'analyser d'abord les transferts thermiques. Nous aurions pu réaliser un plan d'expérience avec de nombreux modes de cuisson et d'aliment en mesurant uniquement divers critères nutritionnels et texturaux, mais, cela n'aurait sans doute abouti qu'à une base de données empirique. Nous avons plutôt choisi de construire un modèle qui permet de prédire d'abord l'évolution temps/température des aliments en fonction des paramètres de cuisson puis d'estimer les modifications de l'aliment (notamment de la texture) en fonction de cette histoire temps/température. Après validation, ce modèle permet d'explorer par simulation différentes conduites, sans faire toutes les expériences. Notre méthode peut être représentée par le schéma de la figure 3.2.

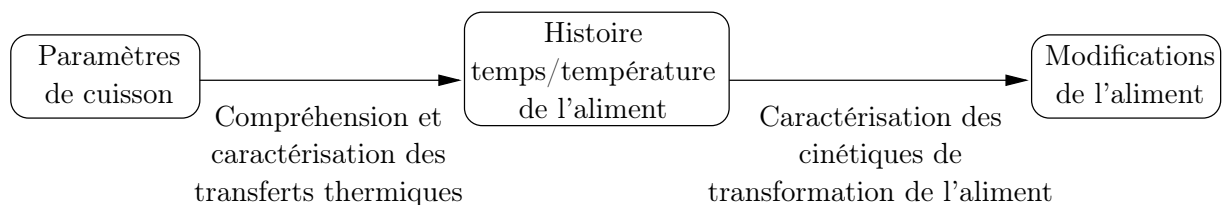


FIG. 3.2 – Schéma récapitulatif de la méthode de recherche

Un modèle mathématique a été construit (voir chapitre suivant) et les paramètres de la partie thermique du modèle, dont beaucoup sont spécifiques à l'autocuiseur, ont été identifiés expérimentalement grâce aux matériels et aux méthodes que nous allons exposer ici. Concernant les modifications de l'aliment, seules les paramètres d'évolution de la texture de carottes ont été estimés, mais ces paramètres ne sont pas spécifiques à l'autocuiseur, des données existent dans la littérature pour d'autres critères (couleur, vitamines, etc.) même si elles sont fragmentaires et peu souvent disponibles au-dessus de 100°C .

L'approche que nous avons réalisée est donc loin d'être complète mais elle nous semble cohérente et le modèle développé à partir des données expérimentales permet déjà d'explorer les potentialités de nombreux modes opératoires sur la cuisson des légumes.

3.2 L'autocuiseur

L'AUTOUCUISEUR est de type « étrier » et fabriqué par la société SEB S.A. La figure 3.3 présente le modèle d'autocuiseur utilisé. Sa capacité nominale est de 6 l et nous mesurons expérimentalement son volume intérieur fermé total à $6,63\text{ l}$. Sa masse totale à vide mesurée est de 3036 g . Le diamètre est de 22 cm dans la partie cylindrique et de 18 cm pour le fond.

L'autocuiseur est constitué de deux parties distinctes :

- la cuve délimitée par le fond et la paroi cylindrique verticale ;
- le couvercle disposant d'au moins un dispositif de régulation de la pression par sortie de gaz et d'une soupape de sécurité.

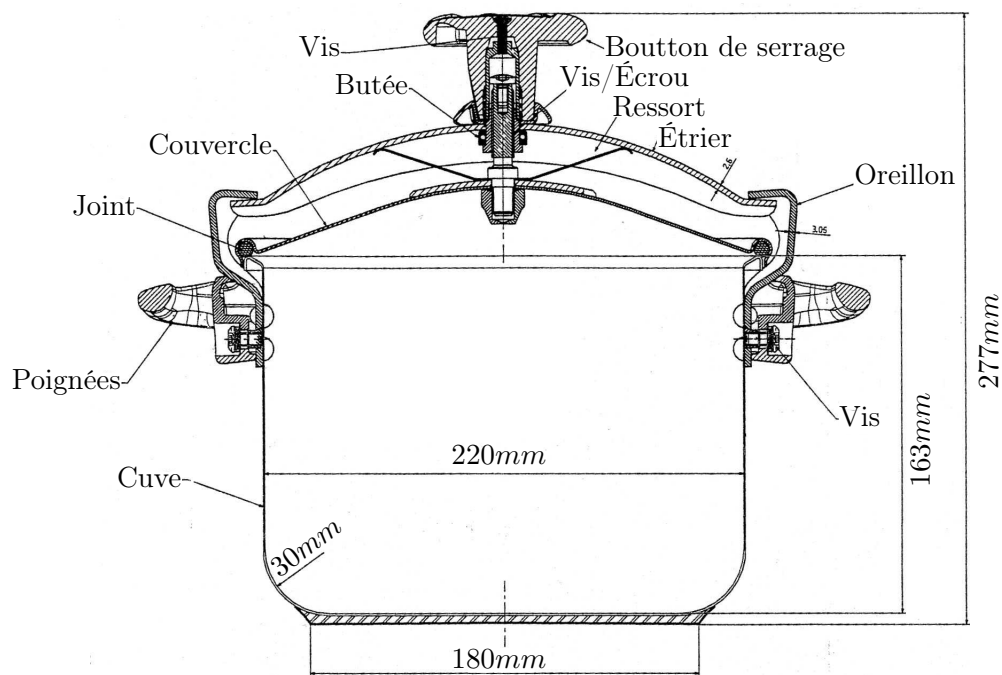


FIG. 3.3 – Vue en coupe d'un autocuiseur

Les parois sont en inox dont l'épaisseur moyenne est $0,8\text{ mm}$. La cuve et le couvercle sont dissociables mais reliés hermétiquement lors de la cuisson. Le dispositif de fermeture est constitué d'un étrier reposant dans des « oreillons ». La force de serrage exercée sur le joint entre la cuve et le couvercle permet d'empêcher toute fuite dans des niveaux « raisonnables » de pression, c'est-à-dire proche de la pression de fonctionnement de l'autocuiseur. On restera toujours en-dessous de la pression de déclenchement de la soupape de sécurité tarée à 2 bar .

La cuve de l'autocuiseur sera percée pour laisser passer les différents capteurs internes à l'autocuiseur comme les thermocouples. Les trous ont un diamètre de 10 mm à 12 mm et sont occupés par des passe-parois étanches dont le détail est donné en annexe au paragraphe 7.1 page 231.

La soupape de fonctionnement d'origine permettant une utilisation en pression de l'appareil et sa décompression en fin de cuisson est une soupape à poids calibrée par le fabricant pour fonctionner à 155 kPa . Elle pourra être conservée ou retirée. Dans ce dernier cas, il conviendra de connecter correctement le conduit d'évacuation de la vapeur à la suite du dispositif de récupération des sorties décrit au paragraphe 3.6 page 90.

Le fond est un sandwich de métal embouti constitué par la cuve d'inox, une plaque d'aluminium d'une épaisseur initiale de 4 mm et par une coupelle en inox. L'épaisseur totale du fond est de 6 mm et on peut évaluer la proportion massique en inox dans le fond à $0,52$. Par dilatation thermique différentielle, le fond peut, en cours de cuisson, se déformer selon une concavité rentrante dont la norme européenne sur les autocuiseurs (AFNOR, 2003) impose que la flèche n'excède pas $6,6 \times 10^{-4}\text{ m}$. Cette déformation sera donc négligée dans notre étude. L'autocuiseur sera, comme dans une utilisation domestique, chauffée par le bas en le posant sur une plaque de chauffe.

3.3 La plaque de chauffe

LA plaque de cuisson sert à fournir l'énergie à l'autocuiseur. Elle est représentative d'un dispositif de chauffe ménager mais doit, pour nous, être parfaitement pilotable et ses paramètres de fonctionnement doivent être connus. Le transfert de chaleur vers l'autocuiseur se fait donc toujours depuis son fond par contact avec une surface chaude. Aucune autre source d'énergie n'est utilisée.

3.3.1 Composition

POUR l'expérimentation, nous avons conçu une plaque de chauffe de type « résistance électrique » et pour limiter l'inertie thermique du système, la masse des matériaux utilisés est la plus faible possible. Elle est constituée principalement par un élément chauffant placé sous une plaque en aluminium de 10 mm d'épaisseur (la plaque de chauffe) sur laquelle repose l'autocuiseur. En-dessous se trouve une couche d'isolants thermiques puis un support mécanique maintenu par deux couronnes d'inox (le support). Les sondes de température sont placées entre la résistance chauffante et la plaque d'aluminium dans des rayures qui y sont pratiquées ainsi que sur la couronne supérieure. Elle donne respectivement ce que nous appelons la température de la plaque et la température du support. La figure 3.4 présente un schéma de la plaque de chauffe. La puissance maximale disponible est de 2 250 W environ.

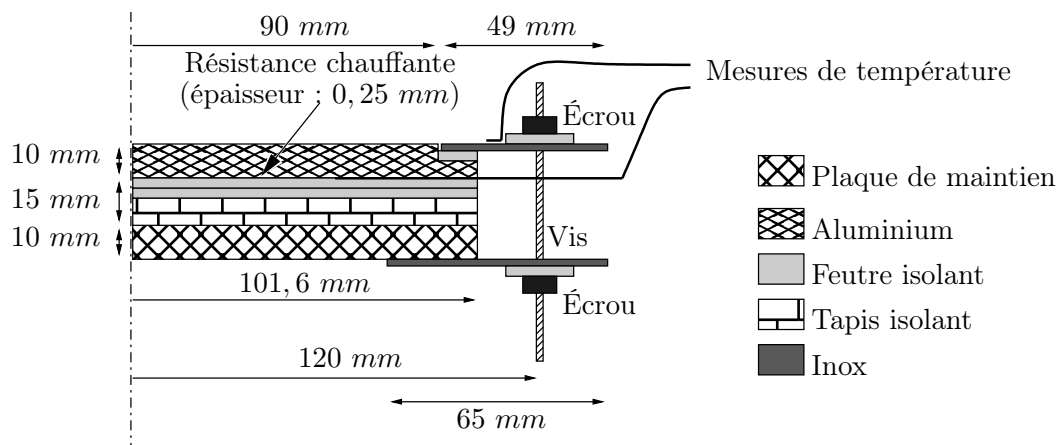


FIG. 3.4 – Schéma de la plaque de chauffe

Le plan complet et le détail du montage et les caractéristiques précises de la plaque de chauffe se trouve en annexe au paragraphe 7.2 page 233.

3.3.2 Mesure des paramètres de fonctionnement et régulation de la puissance de chauffe

L'UTILISATION de la plaque de chauffe passe par des mesures fiables et une bonne maîtrise de son fonctionnement. Nous allons donc voir ici comment les différents éléments de mesure et de contrôle ont été intégrés à l'ensemble. La conception, le montage et la mise au point de ces éléments nous ont pris un temps conséquent, mais, le fait d'assurer soi-même ce travail permet de mieux comprendre tous les détails de fonctionnement et de mieux interpréter les mesures.

3.3.2.1 Mesure des caractéristiques électriques de la plaque

S'AGISSANT d'une plaque électrique, il nous suffit de mesurer la tension et l'intensité du courant qui la traverse pour obtenir, connaissant la résistance de la plaque et via la loi d'Ohm, la puissance consommée. Néanmoins, comme la résistance peut varier avec la température, nous avons choisi d'acquérir en plus de la tension et de l'intensité, la puissance et l'énergie totale consommées par la plaque. Les mesures de tension, d'intensité et de puissance sont effectuées par une centrale d'acquisition Socomec Diris A40 dont les précisions annoncées sur ces mesures sont respectivement 0,2%, 0,2% et 0,5%. Pour la mesure d'énergie, nous utilisons un compteur d'énergie électrique Saia Burgess AAD1. Son erreur annoncée par le fabricant n'excède pas 1%.

Les détails des méthodes de mesure et le schéma électrique général se trouvent en annexe au paragraphe 7.3 page 235.

3.3.2.2 Commande et régulation de la plaque

LA puissance de chauffe peut être commandée de deux manières différentes :

1. Manuellement, en imposant la tension électrique à l'aide d'un auto-transformateur manuel. Placé au-delà du générateur de tension, il permet de fixer la tension dans les limites que nous nous sommes fixées, c'est-à-dire entre 0 V et 190 V.
2. Par un régulateur qui, grâce à un relais statique effectue un hachage du courant fonction d'un pourcentage de fermeture ; lorsque le relais est fermé, le courant passe et inversement. Ce pourcentage de fermeture peut être forcé manuellement ou résulter d'une régulation PID auto-réglée. La régulation PID peut prendre comme entrée la mesure d'un signal thermocouple (tension faible) ou une tension élevée pouvant être issue par exemple d'une mesure de pression. Le pourcentage de fermeture est récupéré et les commandes envoyées par un ordinateur central. La disposition de tous ces composants est visible en annexe sur la figure 7.3 page 235.

3.3.2.3 Validation des mesures de puissance

LA redondance des mesures électriques annoncées plus haut nous permet d'obtenir de plusieurs manières différentes la valeur d'énergie consommée. Pour valider ces mesures, nous les effectuons pour plusieurs valeurs imposées du pourcentage de fermeture du régulateur. Les résultats bruts et le détail de la méthode pour les obtenir sont donnés en annexe au paragraphe 7.4 page 237. Sur les différents graphiques de la figure 3.5, nous comparons l'évolution de l'énergie calculée à partir des relevés de tension et d'intensité par la centrale Diris A40 (courbe 1), à partir des relevés de puissance par la centrale Diris A40 (courbe 2), à partir des relevés d'énergie par le compteur électrique (courbe 3) et, enfin, à partir des relevés de tension par la centrale Diris A40 et en utilisant la loi d'Ohm (courbe 4) pour les différents pourcentages de fermeture imposée. Du fait du hachage du courant et donc du bruit important pour les mesures d'intensité et de puissance, pour les faibles valeurs de fermeture du régulateur, les résultats représentés par les courbes 1 et 2 ne semblent pas fiables, contrairement aux résultats représentés par les courbes 3 et 4. Ce sont ces résultats qui seront donc utilisés par la suite, lorsqu'ils seront accessibles. En effet, le compteur d'énergie électrique ne fonctionne que lorsque la tension fournie par l'auto-transformateur est supérieure à 50 V. Il convient également de constater que nous considérons que la résistance de l'élément chauffant est constante alors qu'elle peut légèrement varier avec la température.

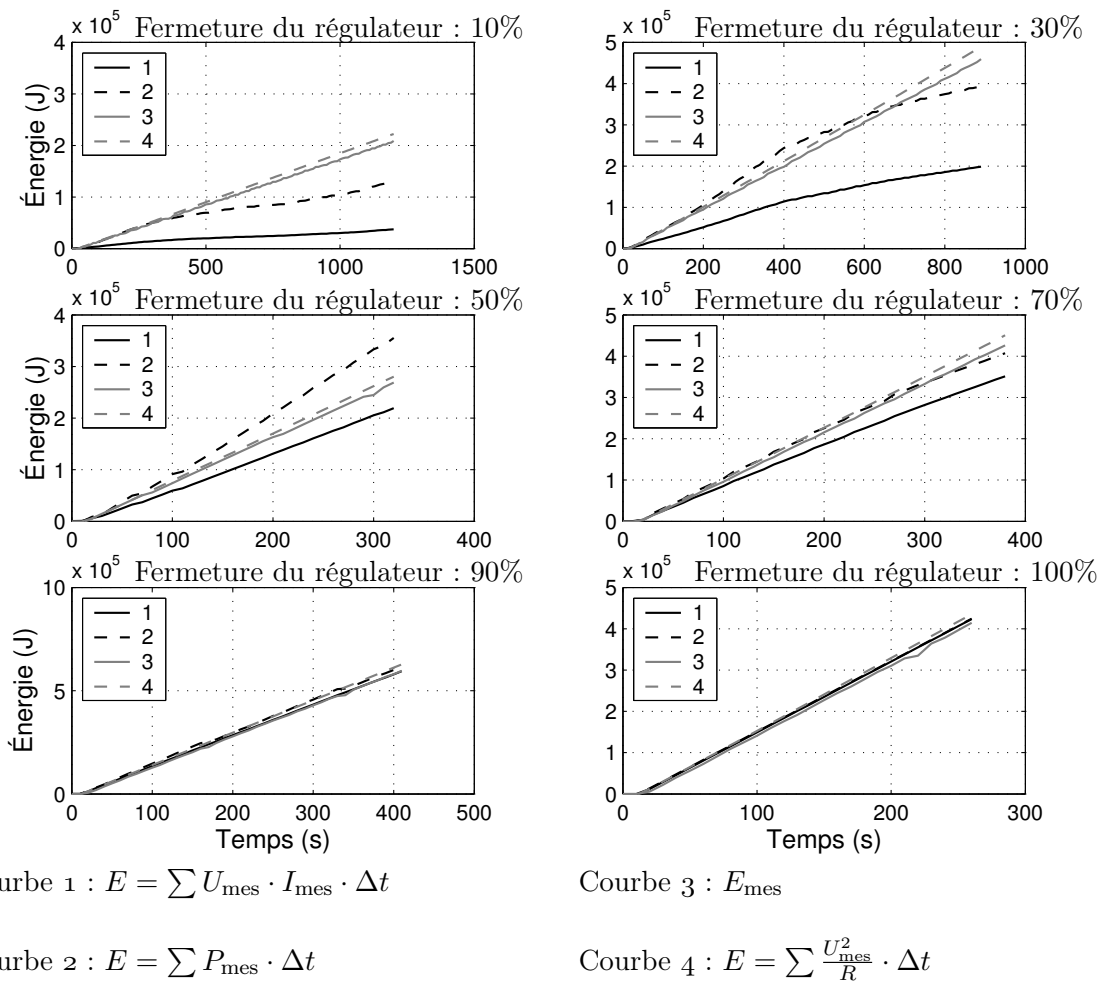


FIG. 3.5 – La mesure de l'énergie consommée par plusieurs méthodes

3.4 La mesure de pression

LE capteur de pression est un transmetteur à jauges de contrainte mesurant des pressions absolues comprises entre 0 bar et 2,5 bar. La précision du capteur fournie par le fabricant est de $\pm 0,4\%$ de la plage de mesure, soit $\pm 1000 \text{ Pa}$. La dérive du capteur avec la température est réputée faible, néanmoins, pour en limiter au maximum l'impact, le capteur est placé au bout d'un tube Tricoflex de 1,50 m environ dont l'extrémité est connectée à la cuve de l'autocuiseur par un raccord automatique Stäubli adapté. Le détail de l'acquisition de la mesure de pression au sein de la carte électronique que nous avons conçue se trouve en annexe au paragraphe 7.5 page 237.

3.5 Les mesures de température

TOUTES les mesures de température sont réalisées avec des thermocouples ou avec une caméra thermique. Dans le cas des thermocouples, ils sont branchés sur le bornier de connexions d'une des deux cartes National Instrument NI 4351 utilisées ; ce qui donne un maximum de 28 thermocouples simultanés. Pour limiter les effets de dérive thermique influant sur la mesure de température de soudure froide, les borniers de connexions sont au cœur

de 30 l de vermiculite, un isolant thermique. Les données des cartes NI 4351 sont ensuite directement envoyées à l'ordinateur. Il convient également de noter que le temps d'acquisition des températures peut atteindre plusieurs secondes lorsqu'elles sont nombreuses. Ainsi, cette durée est souvent la limite des séquences d'acquisition des données par l'ordinateur. Par ailleurs, dans les phases à modifications rapides de température, cette durée peut être non négligeable devant le temps d'évolution du phénomène observé.

3.5.1 Température dans l'autocuiseur

POUR mesurer la température dans l'autocuiseur, nous utilisons toujours des thermocouples gainés d'inox introduits grâce aux passe-parois étanches définis en annexe au paragraphe 7.1 page 231 et positionnés manuellement par déformation de leur gaine. La position de l'extrémité des thermocouples est relevée avant l'essai. Néanmoins, on ne peut exclure leur déplacement au cours de cuisson. Enfin, leur positionnement n'étant pas toujours aisé dans l'enceinte, une marge d'erreur de $\pm 5\text{ mm}$ environ dans le relevé de leur position géographique doit être prise en compte. La figure 3.6 donne la zone maximale accessible à la mesure de température au cours d'une même expérience. On constate qu'il n'est pas possible d'obtenir des résultats pertinents très près des parois.

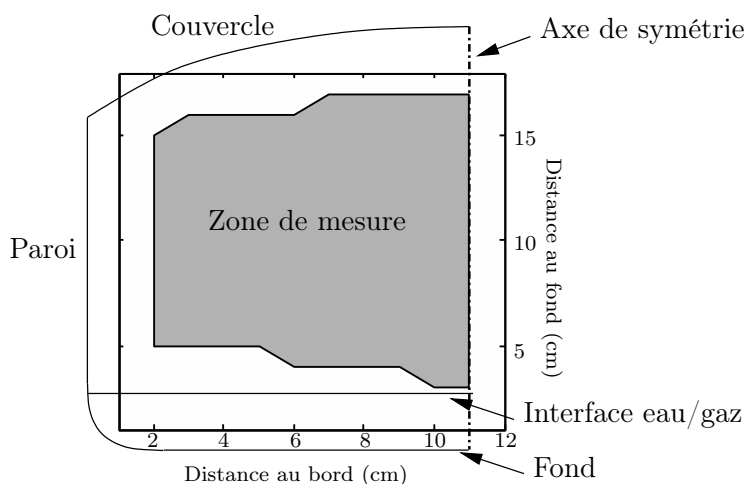


FIG. 3.6 – Zone accessible à la mesure de température

3.5.1.1 Matériel utilisé

IL s'agit de thermocouples chemisés inox d'un diamètre variable (de 0,5 mm à 1,5 mm) en fonction du nombre et des nécessités de placement souhaitées. La longueur de gaine est également variable de 20 cm à 40 cm pour des raisons pratiques de placement. Ces thermocouples dans l'autocuiseur sont tous de type T.

3.5.1.2 Validation de la mesure effectuée

COMME nous l'avons déjà exprimé, la température relevée par les thermocouples dans l'autocuiseur n'est pas nécessairement la température du mélange air-vapeur. En effet, lorsque de l'air est présent en quantité importante, la température de rosée et la température de mélange peuvent être un peu différentes. Pour valider la mesure, nous avons réalisé une expérience de contrôle en utilisant quatre thermocouples aux caractéristiques différentes données

par le tableau 3.1. Nous avons préalablement vérifié que les quatre thermocouples indiquent toujours la même température sur une gamme de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ à $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ lorsqu'ils sont plongés dans un bain d'eau agitée à $\pm 0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ près. Ainsi, on supposera que le thermocouple 1, par sa gaine thermiquement conductrice de gros diamètre et son faible enfoncement dans l'autocuiseur, induit une forte perte thermique et mesure donc une valeur inférieure à la température du mélange et proche de la température de rosée. Le thermocouple 4, quant à lui, par son faible diamètre et sa grande longueur dans l'autocuiseur, est supposé en équilibre thermique avec le gaz et mesure la température du mélange. Les thermocouples 2 et 3, enfin, sont représentatifs des thermocouples utilisés dans les différentes expériences. Les thermocouples sont reliés entre eux et leurs extrémités de mesure sont à moins de 5 mm les unes des autres, au centre de l'autocuiseur, à mi-hauteur environ.

TAB. 3.1 – Les différents thermocouples utilisés pour la validation de la mesure de température dans l'autocuiseur

Numéro	Type	Diamètre de la gaine (<i>mm</i>)	Longueur totale (<i>cm</i>)	Longueur dans l'autocuiseur (<i>cm</i>)
1	T	6	15	7
2	T	1	20	12
3	T	1	40	32
4	T	0,5	50	42

Pour faire ces validations, nous utilisons le protocole suivant :

- Charge de l'autocuiseur : 250 ml d'eau.
- Fermeture hermétique à froid de l'autocuiseur afin de conserver le mélange initial air-vapeur riche en air.
- Régulation de la puissance de chauffe par une succession de consignes sur la température de l'eau.

La figure 3.7 montre les résultats obtenus pour des températures de régulation de l'eau de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ successivement. Tout d'abord, grâce au graphique principal, on peut constater que les différentes températures sont toujours très proches. Néanmoins, le détail 1 montre plus précisément l'évolution de température lors d'une montée. On constate que le thermocouple 1 indique une température plus basse. On peut ici supposer qu'il s'agit d'un phénomène d'inertie car sa masse est plus grande que celle des autres thermocouples.

Ensuite, grâce aux détails 2 et 3, on peut observer le comportement de la température au cours de périodes stables. On constate que le thermocouple 1 indique toujours une température inférieure aux autres, et ceci, d'autant plus que la température est élevée, il semble donc bien qu'il y ait une perte thermique et qu'il indique une température intermédiaire entre température de mélange et température de rosée. Le thermocouple 4 semble toujours indiquer une température légèrement supérieure aux thermocouples 2 et 3. Néanmoins, comme nous sommes ici dans le cas le plus défavorable — forte proportion d'air — et que l'écart de température est inférieur à $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ en moyenne sur les zones stables, on pourra assimiler la valeur de température donnée par ces thermocouples comme étant la température du mélange air-vapeur.

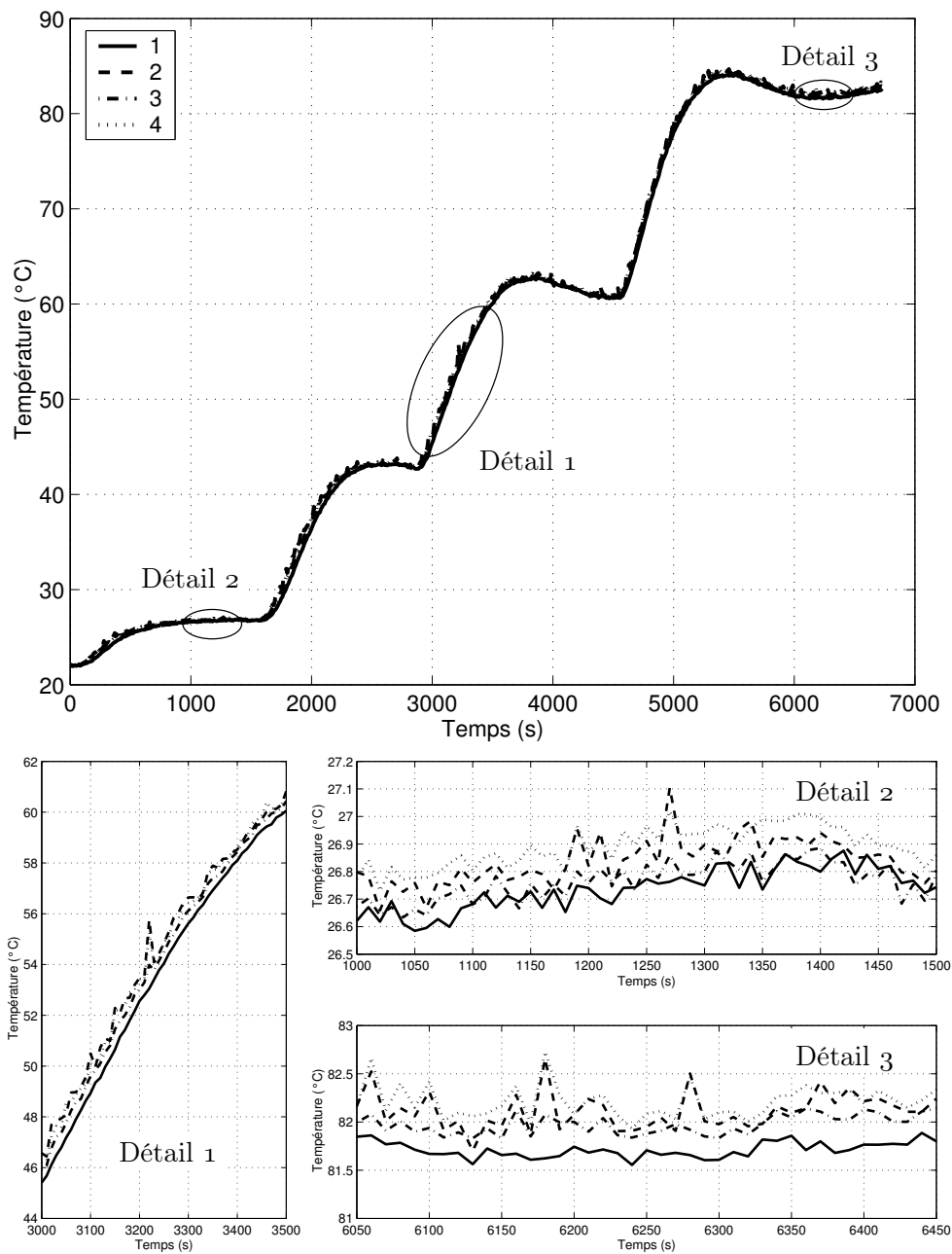


FIG. 3.7 – L'évolution de la température du mélange air-vapeur mesurée par différents thermocouples

3.5.2 Température des parois

LA mesure de la température de paroi, nous l'avons dit, est difficile en tant que telle. Donc, nous avons cherché une technique efficace et suffisante pour l'estimer correctement.

3.5.2.1 Matériel utilisé

POUR la température de la paroi de l'autocuiseur, nous avons utilisé des thermocouples nus, noyés dans un lit de pâte thermique et maintenus collés à la paroi en inox à l'aide

d'un papier adhésif résistant à la température. Cette configuration ne permet la mesure de la température que sur l'extérieur de l'autocuiseur. Ces thermocouples sont de type T, collés à la paroi et respectivement placés à 5 cm, 10 cm et 15 cm du fond de l'autocuiseur. Pour éviter tout risque de perturbations électriques, il est nécessaire de relier la cuve de l'autocuiseur à la terre. La terre utilisée est commune pour le support de la plaque de chauffe et la cuve.

3.5.2.2 Validation de la mesure effectuée

POUR valider la mesure de température sur la paroi, nous avons comparé deux séries de mesures dans lesquelles les thermocouples sont placés dans des configurations qui diffèrent par la présence ou non d'un isolant entre le thermocouple et l'extérieur (voir schéma de montage à la figure 3.8). On effectue une cuisson avec montée en pression et maintien de la pression par une fuite de gaz jusqu'à stabilisation de la température de paroi. Dans les deux cas, on procède à des purges et des agitations de l'autocuiseur pour que l'eau contenue au fond de l'autocuiseur joue le rôle d'agitateur et aide à l'homogénéisation du gaz. Ces deux manipulations ont pour objectif de permettre à l'air contenu dans l'appareil d'être évacué suffisamment pour que l'on puisse considérer, lorsque l'état stationnaire est atteint, que l'intérieur de l'autocuiseur est composé de vapeur pure. Les résultats obtenus au cours de ces essais sont repris par la figure 3.9. Sur ces figures, la température de saturation de la vapeur pure est calculée à partir du relevé de la pression totale comme indiqué par l'équation 3.1, adaptation d'une corrélation de Nadeau & Puiggali (1995).

$$T_{vsat} = \frac{1}{\sqrt{7,242 \times 10^{-5} + 4,476 \times 10^{-6} \cdot [23,3265 - \ln(p_{tot})]} - 8,51 \times 10^{-3}} - 273 \quad (3.1)$$

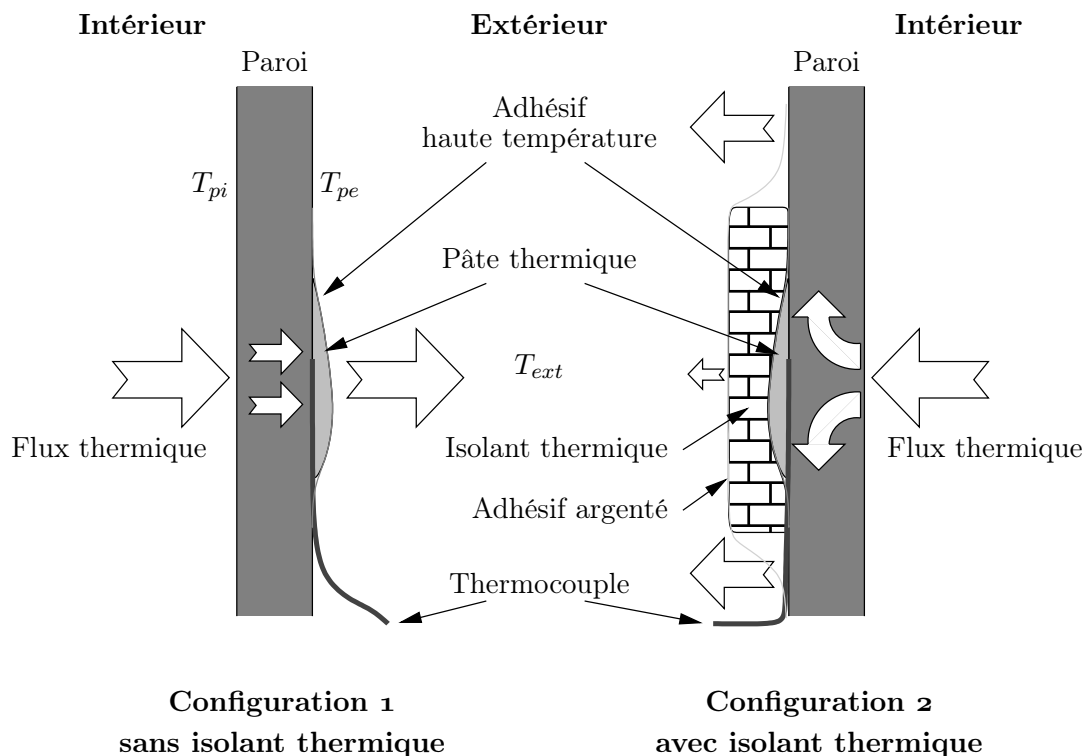


FIG. 3.8 – Schéma de disposition des thermocouples à la paroi

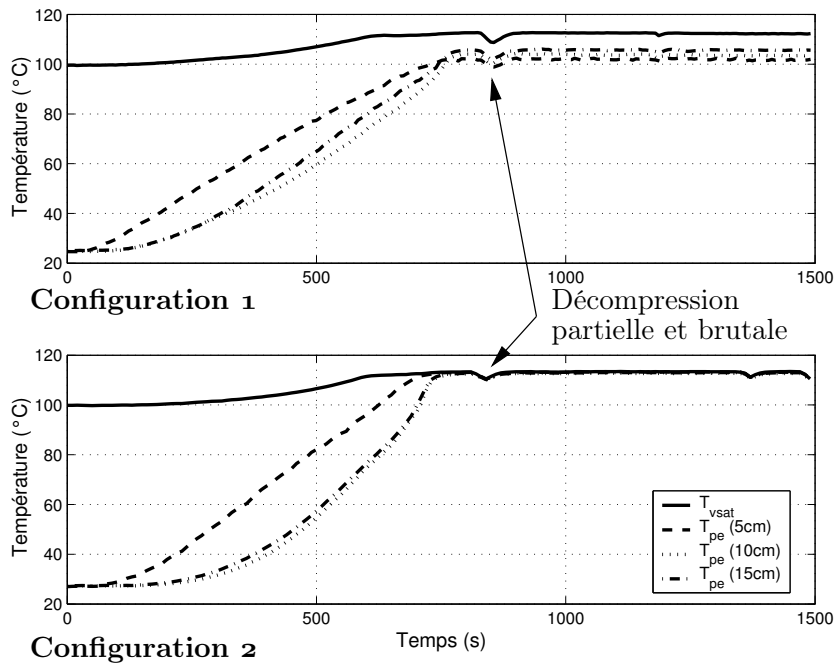


FIG. 3.9 – Évolution de la température de paroi en fonction de la disposition des thermocouples à la paroi

Sur les courbes de la figure 3.9, on peut constater que la température maximale de paroi dans la configuration 1 est plus basse que la température maximale de la paroi dans la configuration 2 qui elle est proche de la température de saturation. Dans la situation expérimentale où la vapeur est presque pure, on s'attend à ce que la température maximale de paroi extérieure soit très proche de la température de saturation, en effet, en négligeant la conduction du bas vers le haut dans la paroi et en régime permanent on peut écrire la relation de l'équation 3.2.

$$h_{int} \cdot (T_{vsat} - T_{pi}) = \frac{\lambda_{inox}}{e_{inox}} \cdot (T_{pi} - T_{pe}) = h_{ext} \cdot (T_{pe} - T_{ext}) \quad (3.2)$$

D'où, en prenant typiquement : $T_{vsat} = 110^\circ\text{C}$, $T_{ext} = 20^\circ\text{C}$, $h_{int} \geq 1000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ et $h_{ext} \approx 10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, on obtient que $T_{vsat} - T_{pi} \lesssim 1^\circ\text{C}$. Or, dans la configuration 1, il semble que l'on mesure une température intermédiaire entre celle de la paroi et celle de l'air extérieur puisque $T_{vsat} - T_{pi} \lesssim 10^\circ\text{C}$.

On constate également que sur la période transitoire, il existe une grande différence entre la température mesurée par le thermocouple en bas de l'autocuiseur et les autres. On peut donc supposer que la conduction thermique dans la paroi est suffisamment forte pour affecter la mesure de la température de paroi.

Pour vérifier ces résultats, nous avons mesuré la température de la paroi à l'aide d'une caméra thermique Flir Systems ThermaCAM E45. Sa précision donnée par le constructeur est de $\pm 2^\circ\text{C}$. Pour effectuer la mesure, nous avons peint une bande noire, y compris dans l'infrarouge, sur la paroi de l'autocuiseur comme le montre la figure 3.10. Cette bande est suffisamment étroite et la distance entre la caméra thermique et l'autocuiseur est suffisamment grande pour pouvoir considérer qu'elle est plate. L'émissivité de la peinture noire donnée par le fabricant est $\epsilon = 0,98$.



FIG. 3.10 – Autocuiseur peint d'une bande noire pour la mesure de température par caméra thermique

Une cuisson équivalente à celle réalisée avec les thermocouples en configuration 1 ou 2 est réalisée. On obtient donc des images dont nous avons extrait les deux présentées par la figure 3.11.

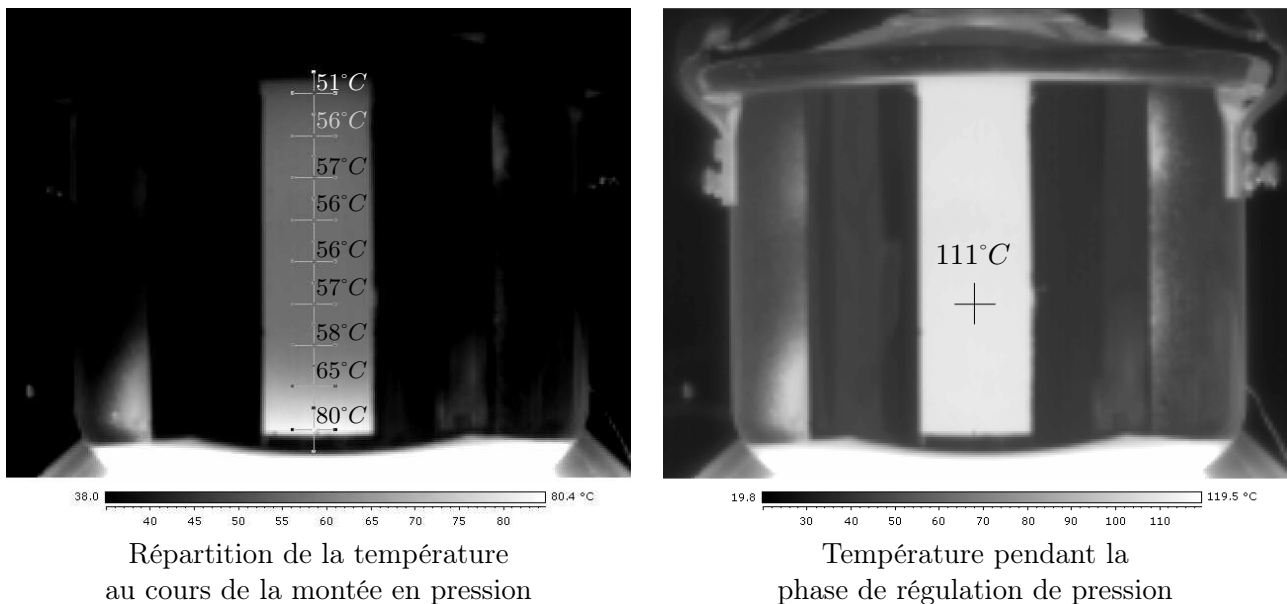


FIG. 3.11 – Visualisation de la température à la paroi mesurée par caméra thermique

On peut constater, sur ces clichés, l'hétérogénéité de la température pendant la phase de montée en pression : la température assez élevée en bas ($\approx 80^{\circ}\text{C}$) décroît puis reste assez uniforme à mi-hauteur ($\approx 57^{\circ}\text{C}$) avant de diminuer à nouveau près du couvercle ($\approx 51^{\circ}\text{C}$). Pendant la phase de régulation de pression, lorsque l'air a été évacué, la température de la paroi estimée à 111°C par la caméra infrarouge est assez uniforme et très proche de la température de vapeur saturante au même moment qui est de $112,3^{\circ}\text{C}$. Même en considérant une marge d'erreur pour les relevés par la caméra thermique, on se trouve dans des valeurs proches de celles obtenues dans la configuration 2. Nous choisirons donc cette configuration

pour des mesures représentatives de la température de paroi extérieure. Par ailleurs, la mesure de température de paroi la plus basse (à 5 cm du fond) ne sera pas prise en compte comme pour les échanges entre la paroi et l'atmosphère interne. Dans cette zone, du fait de la conduction dans la paroi, celle-ci est en interaction à la fois avec l'eau, le gaz et la source chaude toute proche.

3.5.3 Température du fond métallique de l'autocuiseur

POUR mesurer la température du fond de l'autocuiseur, nous avons choisi d'introduire un thermocouple dans l'épaisseur même du fond. Pour cela, le fond de l'autocuiseur est percé radialement à un diamètre de 1,6 mm et à mi-épaisseur. La profondeur du trou pratiqué est de 75 mm, ce qui placera l'extrémité du thermocouple assez près du centre du fond. Les limitations techniques du perçage nous imposent cette distance. Néanmoins, le fond étant très conducteur avec son disque d'aluminium, nous considérerons que la mesure de température faite en son sein est une bonne approximation de sa température moyenne. Le trou est comblé de pâte thermique, puis un thermocouple chemisé en inox d'un diamètre de 1,5 mm est introduit. L'excédent de pâte est alors expulsé et, une fois le thermocouple mis en place, l'ensemble est scellé avec une pâte Rhodia CAF qui est un gel silicone durcissant.

3.6 L'analyse des gaz sortants de l'autocuiseur

LE gaz sortant de l'autocuiseur est un mélange air-vapeur de plus en plus riche en vapeur à mesure que la fuite de gaz se prolonge. Ce gaz sortant est alors récupéré intégralement puis analysé en temps réel pour connaître sa proportion en vapeur et en air. L'analyse est faite par un système de condensation de la vapeur émise et par une double pesée : l'eau condensée d'une part et la quantité d'eau déplacée par l'air d'autre part.

3.6.1 Description du dispositif

COMME le montre la figure 3.12, le dispositif permettant de recueillir et d'analyser la composition du gaz qui sort est une succession d'appareils reliés entre eux par des tuyaux flexibles placés de façon à limiter les perturbations.

3.6.2 Séparation de l'eau et de l'air

DANS un premier temps, l'air et la vapeur sont séparés par deux condenseurs à boules remplis d'anneaux de Raschig pour en augmenter la surface d'échange. Le liquide réfrigérant est un mélange à part volumique égale de liquide de refroidissement (composé principalement de propylène glycol) et d'alcool pur servant à diminuer la viscosité de l'ensemble. Il circule en boucle fermée sous l'action de la pompe d'un bain-marie réfrigérant dont la température de consigne se situe autour de -20°C . Le mélange d'air et de vapeur qui sort de l'autocuiseur vient se refroidir dans les condenseurs, l'essentiel de la vapeur y devient de l'eau, mais l'air, quant à lui, continue sa progression dans le circuit.

3.6.3 La mesure de la masse de vapeur sortie

LA vapeur qui est venue se condenser dans les réfrigérants se retrouve dans les fioles à leur base. L'ensemble, constitué des deux fioles, des réfrigérants solidaires et des tuyaux

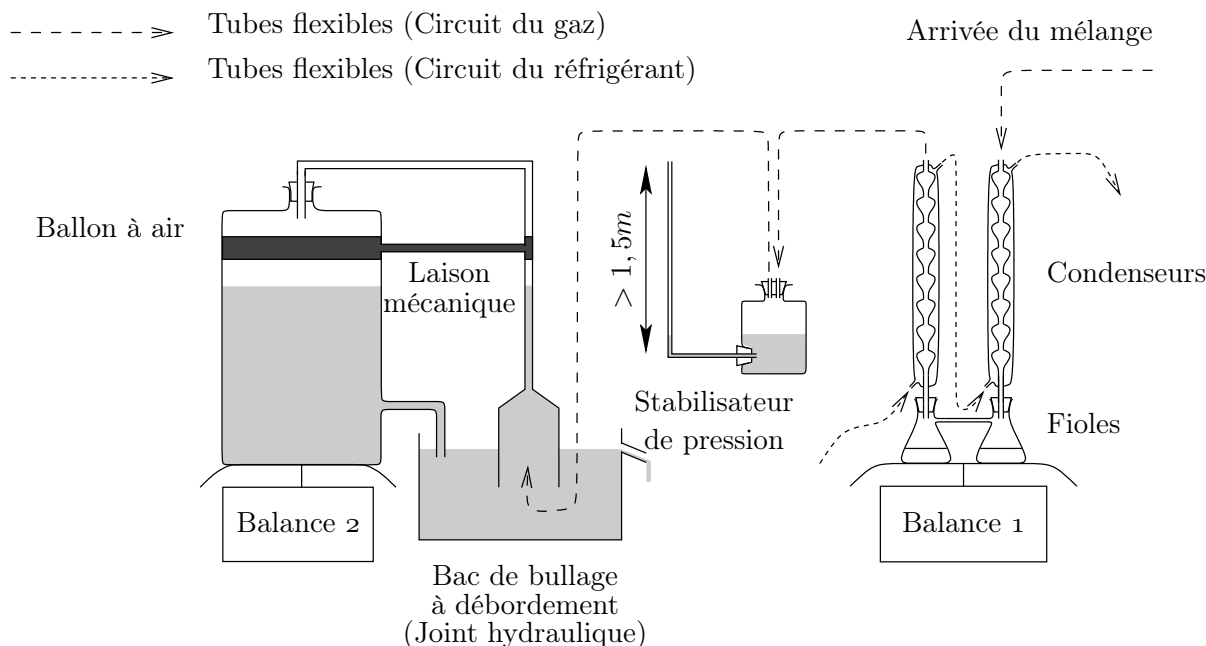


FIG. 3.12 – Le dispositif de mesure du gaz sortant de l'autocuseur

flexibles de connexion qui les relient, est déposé sur une balance. Cette balance est un modèle de laboratoire Metler SG8001. Sa portée est de 8 100 g et sa précision de 0,1 g . Le relevé de la masse à ce niveau est alors directement lié à la masse de vapeur sortie m_{vs} de l'autocuseur.

Nous avons pu constater qu'au début de la sortie de gaz celui-ci est principalement constitué d'air ; nous ne voyons pas de variation de la masse à ce niveau. La variation ne commence que lorsque la vapeur devient présente en quantité détectable. À ce moment, la condensation de la vapeur provoque une grande réduction de volume et donc une aspiration de l'aval du dispositif. Comme on le voit sur la figure 3.12, l'aspiration en aval pourrait produire une aspiration au niveau du bac de bullage et faire remonter du liquide dans le dispositif de condensation s'ils étaient tous les deux directement reliés. Pour s'affranchir de ce phénomène, nous avons intercalé entre la sortie des condenseurs et la bac de bullage un « stabilisateur de pression ». Celui-ci est constitué d'une fiole remplie de quelques centilitres d'eau et ouverte à sa base sur un tube rigide coudé vers le haut pour une hauteur totale de plus de 1,5 m . La hauteur du liquide dépasse de quelques centimètres l'ouverture basale. Ainsi, lorsque de l'air sous pression est émis, le niveau de l'eau dans la fiole s'abaisse légèrement et, grâce à la très grande différence de section entre la fiole et le tube, le niveau dans ce dernier peut alors monter fortement. Néanmoins, la sur-pression ne permet jamais une baisse suffisante du niveau pour autoriser un échappement d'air. En revanche, lorsque de la vapeur se condense, une dépression peut s'installer et le niveau dans la fiole peut monter légèrement. Dans ce cas, très rapidement le tube se vide et de l'air est ré-aspiré. Ce dispositif est indispensable car, dans certains cas de fonctionnement, avec le temps de réaction qui est propre aux condenseurs, on peut observer une condensation de la vapeur qui continue après la fermeture des sorties de l'autocuseur. L'impact de la ré-aspiration de l'air sera discuté plus loin au paragraphe 3.6.6.

3.6.4 Validation de la mesure de la masse de vapeur sortie

POUR valider la mesure effectuée par le dispositif de séparation et de mesure de la vapeur émise, nous avons préalablement constaté que la présence des tuyaux de liquide réfrigé-

rant et des autres connections souples n'avait pas d'impact sensible sur la pesée de la balance, dans la mesure où le régime établi reste stable en ce qui concerne l'alimentation en liquide réfrigérant. Néanmoins, la condensation sur les parois externes des réfrigérants peut être en mesure de produire un artefact en début d'expérience car la balance est sensible aux quelques dixièmes de gramme d'eau qui peuvent venir se déposer. Lorsque le liquide réfrigérant va s'échauffer, cette eau sur les parois va à nouveau se vaporiser. L'erreur introduite est donc faible puis rapidement compensée.

Nous avons effectué des cuissons d'un litre d'eau à puissance constante de 1 500 W avec un palier de pression à 1,5 bar maintenu respectivement pendant 5 min et 10 min avant coupure de la source de chauffe et décompression. La figure 3.13 présente les résultats obtenus sur la masse d'eau récupérée pour ces deux cas.

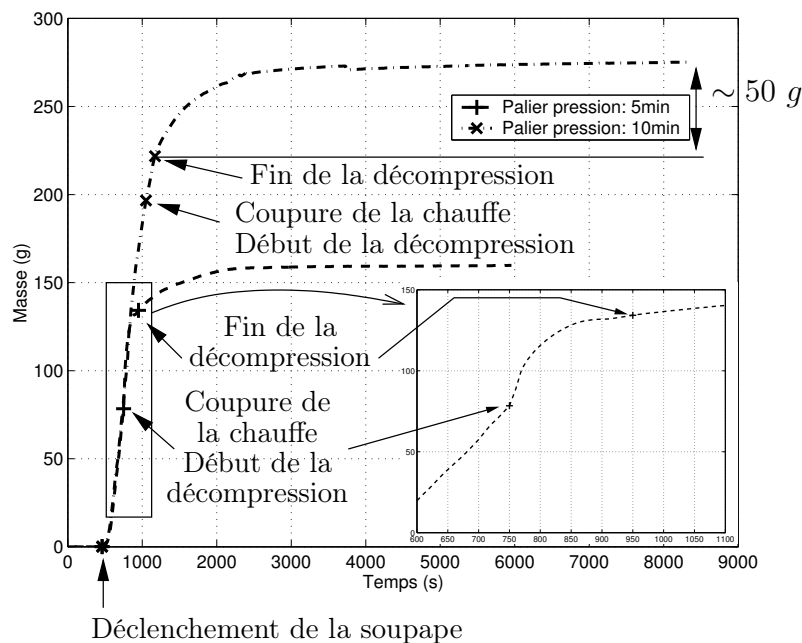


FIG. 3.13 – L'évolution de la masse d'eau récupérée

On constate tout d'abord un important retard entre la fin de la décompression et la stabilisation de la masse pesée. Après la fin de la décompression, lorsque la pression est revenue à 1 bar, de la vapeur est encore émise. D'abord parce que l'ébullition peut continuer du fait de la réserve de chaleur accumulée dans la plaque de chauffe et le fond. Ensuite, il subsiste toujours de l'évaporation, ceci en fonction de la température encore élevée du liquide. Ces phénomènes expliquent la légère pente ascendante que l'on constate jusqu'à la fin. Par ailleurs, l'augmentation initiale de pente due à la décompression, où une grande quantité de vapeur est émise, est visible (voir le détail dans la figure 3.13). Enfin, nous avons pesé l'autocuiseur avant l'expérience et après le refroidissement complet. Ces résultats sont reportés dans le tableau 3.2. On constate, finalement, que l'erreur totale sur la mesure de perte en eau n'excède pas 5%. On explique cet écart par défaut dans la mesure en ligne par la stagnation d'une partie de l'eau dans les tuyaux amenant la vapeur au condenseur. En effet, quelques grammes ont pu être bloqués au niveau des vannes et des sections horizontales. Le problème majeur reste donc le retard à la pesée. On explique principalement ce décalage par le chauffage du réfrigérant. En effet, la vapeur qui vient se condenser provoque un échauffement important du réfrigérant et on estime le gain en température à plusieurs dizaines de degrés. La dilatation thermique du liquide réfrigérant est supérieure à la dilatation du verre des réfrigérants. Si on

néglige cette dernière, on peut considérer que le volume du condenseur ayant peu varié et le réfrigérant s'étant beaucoup dilaté, la masse totale du dispositif diminue. La masse d'eau mesurée répercute donc cette diminution de masse de l'ensemble. Il faut alors attendre que le dispositif de réfrigération refroidisse pour qu'à nouveau, la masse initiale de réfrigérant occupe le volume disponible. En négligeant la dilatation du contenant, on peut estimer l'écart de masse en appliquant la relation de dilatation thermique des liquides donnée par l'équation 3.3. En prenant pour coefficient de dilatation $\beta = 1,10 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ (valeur pour l'éthanol), pour un volume initial $V_0 = 0,6 \text{ l}$ et pour une différence de température $\Delta T = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$, on obtient une augmentation de volume de plus de 50 ml et donc, une baisse de la masse de l'ensemble d'environ 50 g , ce qui est bien dans l'ordre de grandeur de l'écart observé sur la figure 3.13 entre la masse sortie à la fin de la décompression et la stabilisation de la masse sortie dans l'expérience au palier en pression de 10 min .

$$\Delta V = V_0 \cdot \beta \cdot \Delta T \quad (3.3)$$

TAB. 3.2 – Perte en eau pendant une cuisson

Durée du palier (<i>min</i>)	Masse finale mesurée en ligne après refroidissement (<i>g</i>)	Écart de masse de l'autocuiseur avant et après expérience (<i>g</i>)	Erreur totale
5	159	167	4,8%
10	275	281	2,1%

Ainsi, on peut dire que l'allure de la courbe pendant l'expérience est bonne avec une tendance à la sous-estimation de la masse cumulée de vapeur sortie, à mesure que l'expérience se prolonge et que le condenseur se réchauffe. Néanmoins, le début de sortie de la vapeur en quantité non négligeable pourra être détecté sans trop d'erreur. De même, une bonne estimation du débit initial de sortie de vapeur pourra être faite.

3.6.5 La mesure de la quantité d'air sorti

APRÈS le passage dans les condenseurs, on se retrouve avec un air débarrassé de sa vapeur qui continue son trajet vers la suite du dispositif. L'air vient alors buller dans le bac de bullage. En tant que joint hydraulique, celui-ci permet une dissociation mécanique complète de l'amont tout en permettant une récupération complète des gaz de sortie en vue d'une pesée. Les bulles émises sont collectées par un entonnoir et guidées vers la bouteille faisant office de ballon à air. Par un effet de vase communicant, le volume d'air ajouté vient déplacer un volume d'eau équivalent qui est chassé par le bas de la bouteille vers le bac de bullage. Celui-ci, rempli au maximum avant l'expérience déborde alors en conservant toujours le même niveau. Ce dispositif de débordement est nécessaire pour que la poussée d'Archimède sur l'entonnoir collecteur soit constante et ne perturbe pas la mesure. La bouteille et le collecteur de bulle sont reliés mécaniquement entre eux et l'ensemble est déposé sur une balance Sartorius IB31. Sa portée est de $31\,100 \text{ g}$ et sa précision de 1 g . Ainsi, on pourra calculer, à partir de la masse relevée m_S , la masse d'air sorti m_{as} grâce à la formule 3.4 qui traduit l'égalité entre le volume d'air sorti et le volume d'eau remplacé par l'air. Ce calcul tient compte de la masse de vapeur condensée pesée préalablement car lorsque la vapeur condensée en eau s'accumule dans la fiole, elle réduit d'autant le volume mort d'air du dispositif. Dans cette formule, les masses volumiques sont prises à $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ et 10^5 Pa car on ne tient pas compte de la légère dépression,

variable dans le temps par rapport à la pression atmosphérique qui règne dans le « ballon à air ».

$$m_{as} = (m_S - m_{vs}) \cdot \frac{\rho_a}{\rho_e - \rho_a} \approx (m_S - m_{vs}) \cdot \frac{\rho_a}{\rho_e} \quad (3.4)$$

3.6.6 Validation de la mesure de la quantité d'air sorti

ON a pu constater que, même si l'espace de tête du « ballon à air » est sous légère dépression (environ $3 \times 10^3 Pa$), il n'y a aucune fuite puisque la masse du système au repos ne varie jamais. Néanmoins, nous savons que la mesure de la masse va être entachée de plusieurs erreurs à cause de différents phénomènes :

- La contraction thermique initiale du volume d'air arrivant dans les réfrigérants ;
- Le remplacement de l'air par de la vapeur dans le tubes en amont des condenseurs ;
- L'éventuelle absorption d'air via le « stabilisateur de pression » lors de condensations brutales de vapeur ;
- Le bullage dans le collecteur, source de vibrations.

La principale source d'erreur est l'absorption d'air via le « stabilisateur de pression » lorsque c'est essentiellement de la vapeur qui sort. Ainsi, nous savons qu'à mesure que l'expérience se déroule, la précision de la mesure diminue.

Pouvant difficilement limiter cet effet, nous exploiterons essentiellement les résultats obtenus avant le dégagement massif de vapeur d'eau. Nous exprimerons la proportion d'air sorti de l'autocuiseur connaissant le volume initial d'air. Ceci à l'avantage de proposer un instant limite au-delà duquel la valeur relevée n'a plus de signification : lorsque le volume apparent d'air sorti est supérieur au volume initial. La détection de l'instant où tout l'air aura été évacué de l'autocuiseur ne pourra donc pas être faite avec précision avec ce dispositif. En revanche, tant que la vapeur ne sort pas massivement, la précision de cette mesure sera tout à fait correcte.

3.7 La mesure de la composition interne de l'air

COMME nous venons de le voir, la mesure globale par bilan de la teneur en air à l'intérieur de l'autocuiseur n'est pas complètement fiable, en particulier lorsqu'il reste peu d'air. De plus, les mesures déjà exposées ne permettent pas de faire une hypothèse sur l'homogénéité ou l'hétérogénéité de la répartition de l'air, gaz incondensable, à l'intérieur de l'autocuiseur. Pour pallier ces insuffisances, nous avons développé un appareil de mesure de composition locale. Notre capteur est une adaptation du capteur d'incondensables développé pour les évaporateurs industriels (Morales et coll., 1992; Morales).

3.7.1 Principe de la mesure

D'UNE façon générale, le fonctionnement du capteur d'incondensables comporte les étapes suivantes :

- Aspiration continue d'un peu d'atmosphère gazeuse dans l'autocuiseur ;
- Condensation de la vapeur dans un capillaire ;
- Détection de l'alternance des bulles d'air et des gouttes d'eau ainsi formées circulant dans un capillaire ;
- Ré-injection du mélange dans l'autocuiseur.

Comme le montre la figure 3.14, le dispositif peut être configuré en deux circuits indépendants ou en quatre dont le rejet est commun. La configuration à deux capteurs sera utilisée lorsque le rejet nécessite d'être fait près de l'aspiration et la configuration à quatre capteurs sera utilisée lorsque les prélèvements seront géographiquement assez proches et où le rejet n'a pas d'influence sur le prélèvement. Dans ce dernier cas, les capteurs feront leurs prélèvements aux positions indiquées par le tableau 3.3.

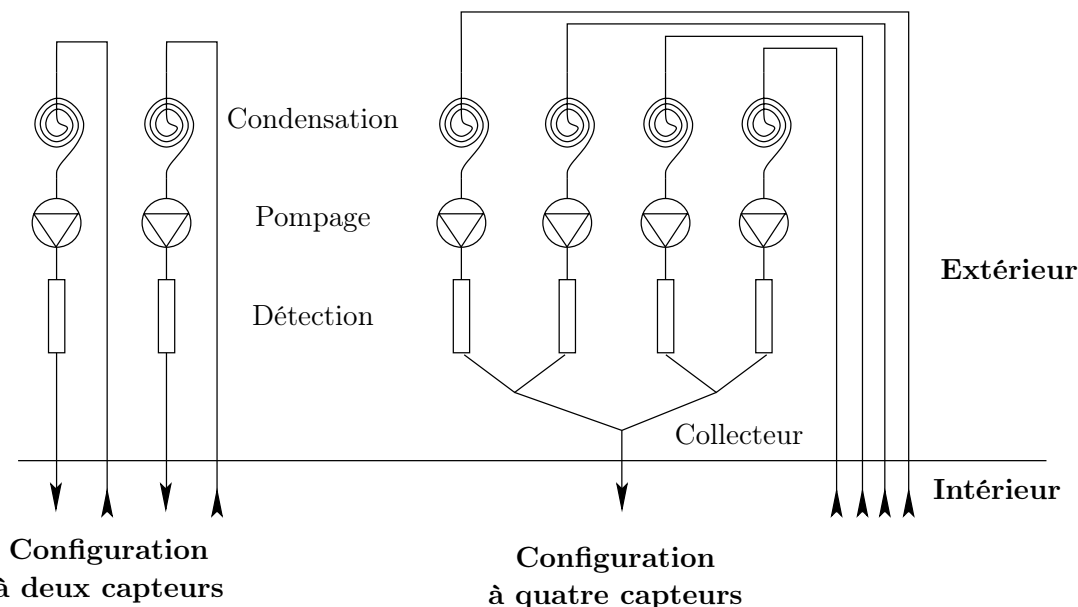


FIG. 3.14 – Les configurations possibles d'utilisation des capteurs à fibre optique dans l'autocuiseur

TAB. 3.3 – Positionnement des quatre capteurs d'incondensables dans un repère orthonormé direct placé au centre du fond de l'autocuiseur

Capteur	1	2	3	4
x	0,2	4,1	-4,5	-3,9
y	16,0	14,0	11,3	5,9
z	3,3	3,0	-7,3	-4,4

Remarque : l'axe y représente la hauteur de l'autocuiseur

Le prélèvement se fait à l'aide d'un tube en inox d'un diamètre extérieur de 1 mm qui entre dans l'autocuiseur à l'aide des mêmes passe-parois que ceux utilisés pour les thermocouples. Le rejet se fait par le même type de tube dans la configuration à deux capteurs. En revanche, dans la configuration à quatre capteurs, le rejet se fait par l'intermédiaire d'un tube en inox d'un diamètre de 3 mm et a lieu dans l'eau pour limiter la modification de l'atmosphère gazeuse en un point. La mise en circulation du fluide est assurée par une pompe péristaltique multicanaux à mouvement planétaire Watson Marlow SCI-Q205S-CA. Ce type de pompe permet une alimentation constante à faibles pulsations et avec un débit égal sur tous les capteurs en même temps. Les tubes associés ont un diamètre interne de $0,88\text{ mm}$ et permettent, sur la plage de vitesse de la pompe, d'obtenir des débits compris entre $0,016\text{ ml} \cdot \text{min}^{-1}$ et $2,92\text{ ml} \cdot \text{min}^{-1}$. La condensation est assurée par le passage du mélange dans un condenseur de type échangeur spiralé plongé dans un béccher d'eau réfrigérée. L'eau du béccher est refroidie à l'aide d'un autre échangeur spiralé dans lequel passe le liquide réfrigérant utilisé également dans le dispositif de récupération des sorties présenté plus haut. Le passage devant le détecteur s'effectue au

travers d'un tube en verre et la détection de l'alternance de bulles d'air et de gouttes d'eau issues de la condensation de la vapeur est faite par un capteur à fibres optiques de type barrière constitué d'une fibre émettrice et d'une fibre réceptrice. Leur montage en équerre ainsi que la géométrie du capillaire est représenté sur la figure 3.15. L'ensemble obtenu pour les quatre capteurs est présenté par la figure 3.16. Les différents organes du circuit sont reliés par des tubes flexibles en silicone de diamètre interne de l'ordre du millimètre en amont du capillaire de verre et de quelques millimètres en aval. Les connections entre les tubes flexibles sont assurées généralement par des tubes en inox de diamètre de 1 mm sur lesquels ils sont jointivement fixés par de la pâte silicone.

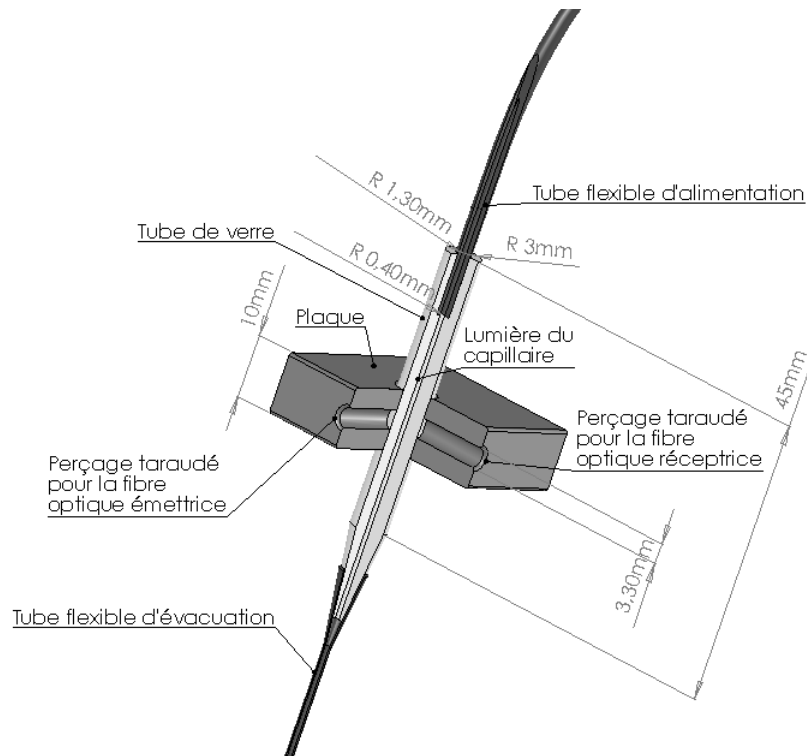


FIG. 3.15 – Vue en coupe du montage d'un capteur à fibre optique

Le principe de la détection est donné par la simulation réalisée à la figure 3.17. Il repose sur les écarts d'indice de réfraction de l'air, de l'eau et du verre. Dans cette simulation nous avons représenté, à l'échelle, une coupe du tube en verre et de sa lumière (le passage central occupé par l'eau ou l'air). On constate que les rayons lumineux issus de la fibre émettrice entrent dans le tube et subissent alors une légère déviation due à la diffraction dans le verre. Les rayons se retrouvent concentrés vers la lumière du tube. Lorsqu'ils l'atteignent, les indices de réfraction de l'eau ou de l'air étant tous deux plus faibles que celui du verre, ils sont réfractés de façon divergente. Néanmoins, lorsque l'angle du rayon réfracté par rapport à la normale atteint 90° , on observe le phénomène de réflexion totale qui provoque la création d'un rayon lumineux réfléchi depuis l'interface entre les parois et la lumière du tube. Ce phénomène de réflexion totale est d'autant plus important que la différence entre les indices de réfraction est grande. Ainsi, lorsqu'il s'agit d'air, il est tel que la fibre réceptrice capte un signal lumineux qu'elle ne voit pas lorsqu'il s'agit d'eau.

Les détails du montage électronique que nous avons réalisé pour traiter les données transmises par les fibres optiques se trouve en annexe au paragraphe 7.6 page 239.

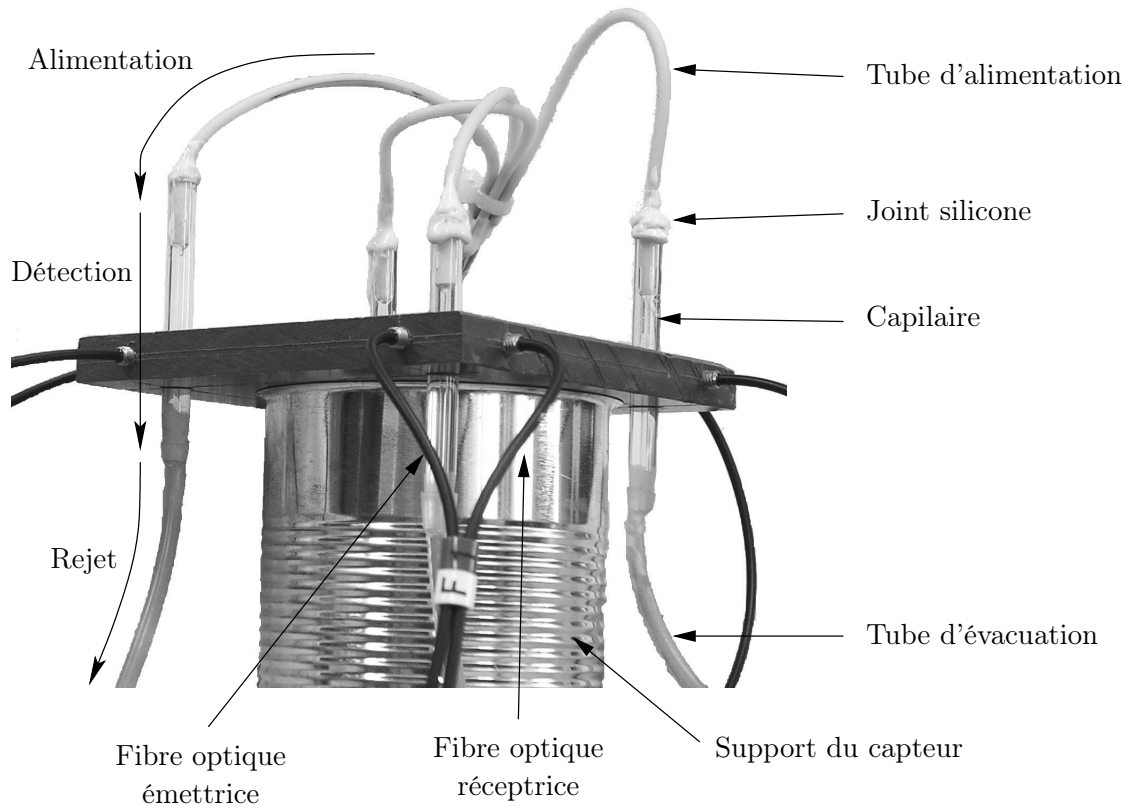
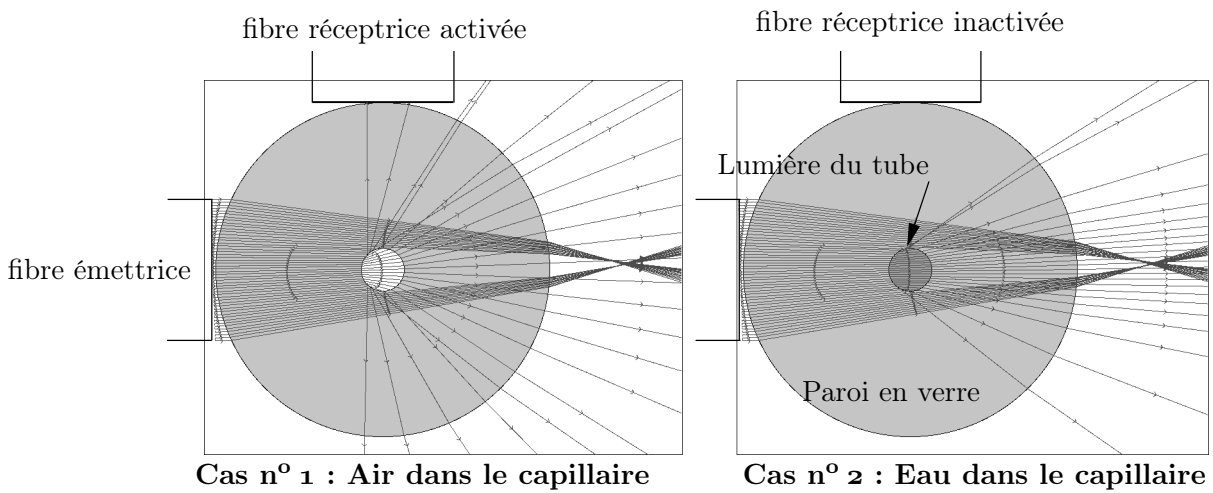


FIG. 3.16 – Les quatre capteurs de gaz incondensables en place



Matériau	Verre	Air	Eau
Indice de réfraction	1,51	1,00	1,33

(Simulation réalisée par le logiciel OptGeo)

FIG. 3.17 – Principe de la détection de bulles d'air et de gouttes d'eau par le capteur à fibre optique

3.7.2 Validation de la technique

LE débit du mélange d'air et de vapeur a été fixé, quelle que soit la configuration du capteur — deux ou quatre fibres —, à $3,4 \times 10^{-8} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ par étalonnage avec de l'eau liquide à 20°C . La vitesse du fluide dans le capillaire en verre est alors de $27 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$. Or, le temps d'activation et de désactivation de la fibre étant de $500 \mu\text{s}$, on peut espérer détecter des bulles d'air et des gouttes d'eau d'une taille de l'ordre du dixième de millimètre. Par ailleurs, le débit de la pompe est bien compris entre $1,6 \times 10^{-9} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ et $4,7 \times 10^{-8} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ qui est la plage de bon fonctionnement du capteur validée par Morales. De plus, l'impact de l'aspiration est faible sur l'autocuiseur puisque même dans le cas le plus défavorable d'utilisation de quatre capteurs, le temps de renouvellement complet de l'atmosphère est supérieur à douze heures. La vitesse d'aspiration au niveau du prélèvement, quant à elle, est d'environ $4 \text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$ ce qui reste faible. Le temps de réponse qui correspond au temps entre l'aspiration et le passage devant les fibres optiques est compris entre 20 s et 30 s suivant les fibres lorsqu'il est mesuré avec de l'eau à 20°C . Dans le cas de la configuration à deux capteurs, le volume interne total est $3,75 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ et dans le cas de la configuration à quatre capteurs, il est de $4,78 \times 10^{-5} \text{ m}^3$. Ces volumes sont négligeables devant le volume total de l'autocuiseur (voir le paragraphe 3.2). L'énergie évacuée par le condenseur est également faible ($\sim 0,01 \text{ W}$ dans le cas de la vapeur pure sous pression de $1,5 \text{ bar}$) est négligeable devant les énergies mises en jeu par ailleurs.

Comme le montre la figure 3.18, il existe une difficulté dans la détection des faibles concentrations de vapeur comme au début des essais par exemple. En effet, tant que le système n'a pas suffisamment d'eau dans les tubes, on voit la formation de gouttes d'eau sur les parois qui laissent passer l'air dans un écoulement tunnel. Il faut que la concentration en vapeur soit suffisante pour qu'un ménisque se forme et que l'écoulement devienne piston. Il y aura donc une erreur dans la mesure des très faibles teneurs en vapeur traduisant un retard dans la détection des premières gouttes d'eau. De plus, il convient de préciser que ce sont à l'inverse les faibles teneurs en air qui vont être recherchées avec ce capteur sachant qu'elles ont déjà un effet important sur les transferts par condensation. Par ailleurs, le réglage du seuil de détection de la fibre permet de corriger la tendance à la surestimation des teneurs en air que provoque la forme incurvée des ménisques. De plus, ce phénomène est limité par la petite dimension du capillaire de verre dans lequel les gouttes sont tellement écrasées que leur longueur rend rapidement négligeable la forme du ménisque. Le calcul de la fraction massique en air dans le mélange aspiré s'exprime depuis la proportion volumique d'air \tilde{x}_a détectée, grâce à l'équation 3.5.

$$x_a = \frac{\tilde{x}_a \cdot \rho_a}{\tilde{x}_a \cdot \rho_a + (1 - \tilde{x}_a) \cdot \rho_e} \quad (3.5)$$

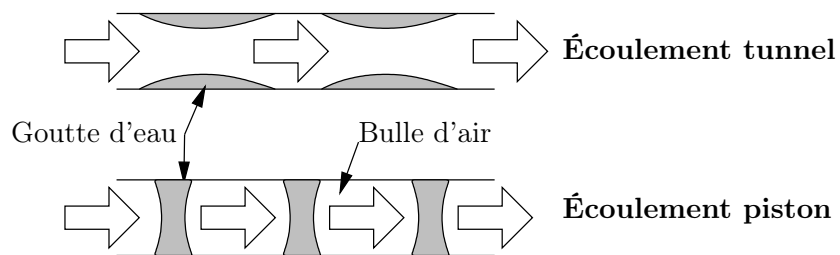


FIG. 3.18 – Représentation schématique des types d'écoulement pour de faibles teneurs en vapeur dans le mélange

Dans cette équation, la masse volumique de l'eau ρ_e sera prise constante à $998 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ alors que la masse volumique de l'air ρ_a — l'air étant un gaz compressible — sera calculée à partir de la relation des gaz parfaits, à la pression de mesure et à 20°C . La figure 3.19a permet de visualiser la gamme des teneurs en air massiques qu'il est possible de mesurer avec ce capteur et qui sont donc centrées autour de $2 \times 10^{-3} \text{ kg}_{\text{air}} \cdot \text{kg}_{\text{tot}}^{-1}$. Par ailleurs, grâce à la figure 3.19b, on constate que le capteur est d'autant plus fiable que la teneur en air est faible, ce qui compense les faiblesses du capteur mesurant les sorties.

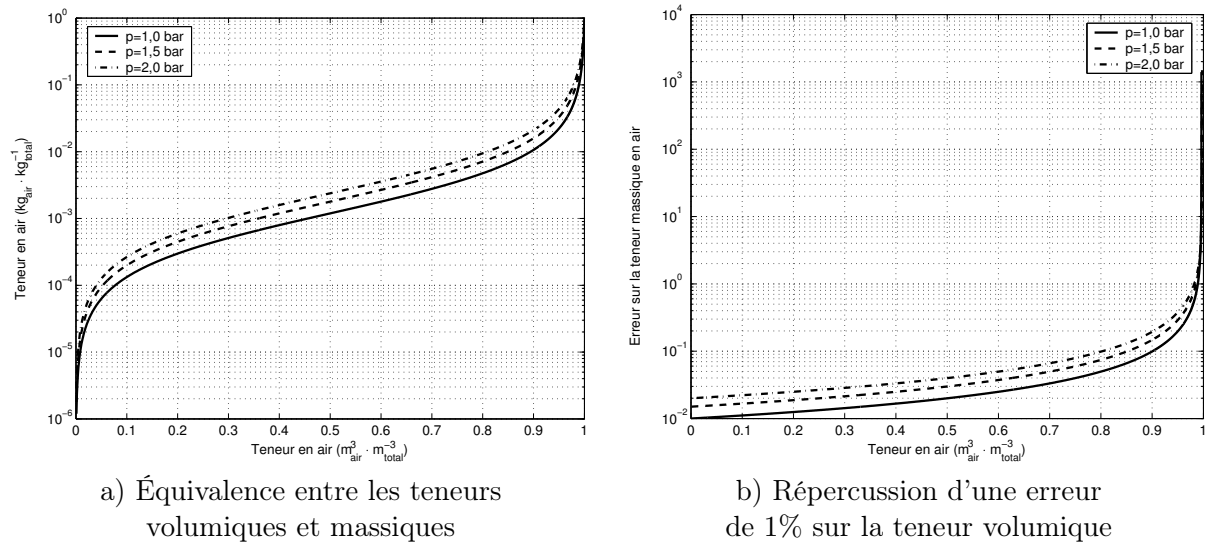


FIG. 3.19 – Conversion de la teneur en air volumique en teneur en air massique et effet sur la réponse du capteur d'incondensables d'une erreur de 1% sur la teneur en air volumique en fonction de la pression

3.8 La régulation des sorties

LA régulation de la pression interne peut se faire, nous l'avons vu, par ajustement de la puissance de chauffe mais, dans la plupart des cas, le fonctionnement d'une soupape classique a été simulé par un jeu de trois électrovannes montées en parallèle et permettant une sortie maîtrisée à des débits très variables au cours du temps. Les vannes sont pilotées électroniquement par une régulation séquentielle permise par un montage à amplificateurs opérationnels de notre conception détaillé en annexe au paragraphe 7.7 page 243. Le résultat de l'utilisation de ce type de montage est une régulation fine de la pression tout en permettant un débit variable du mélange de sortie par ouverture séquentielle des vannes. Par des essais préliminaires, nous avons ajusté la perte de charge de chaque vanne en plaçant en aval de chacune d'entre elles une vanne quart-de-tour plus ou moins fermée afin que la régulation autour du point de consigne au cours d'une expérience standard se fasse par l'ouverture et la fermeture des vannes 2 et 3. Ainsi, dès l'établissement d'un régime quasi-permanent, il existera toujours une sortie de gaz limitant les à-coups dans la suite du dispositif. La figure 3.20 nous donne un exemple possible de fonctionnement du système dans lequel les trois vannes sont sollicitées successivement et qui correspond à des réglages classiques utilisés dans nos expériences.

Il convient également de préciser que, sur le circuit de régulation de sortie du gaz et ajoutée en parallèle aux trois vannes automatiques, nous avons placé une quatrième vanne

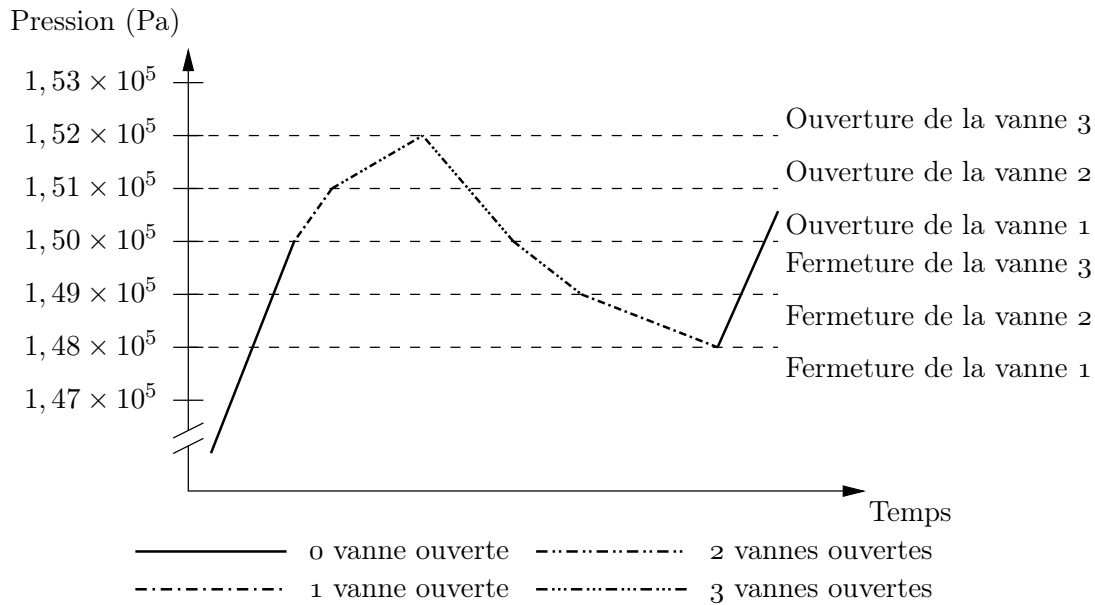


FIG. 3.20 – Exemple du fonctionnement du montage trigger pour la régulation de la pression dans l'autocuiseur

quart-de-tour. Celle-ci donne donc la possibilité d'une manipulation manuelle sur le dispositif pour assurer un fonctionnement original non prévu ou une intervention d'urgence si nécessaire.

3.9 Les produits soumis au traitement thermique

Nous avons choisi d'utiliser, pour nos expériences, divers types de produits à « cuire ». Il s'agit soit d'aliments modèles, soit d'aliments réels. Les aliments modèles ont l'avantage d'être facilement manipulables, de permettre d'avoir des expériences répétées et de faire des mesures ou de simuler des cas difficiles à obtenir avec des aliments réels. Néanmoins, pour des besoins de validation et de transposition, il est nécessaire de faire des expériences avec des aliments réels représentatifs de l'usage ménager de l'autocuiseur. Nous avons donc choisi comme aliments modèles des cubes de Téflon et comme aliments réels des carottes pour certaines expériences et des pommes de terre pour d'autres. Ce sont ces divers produits que nous allons décrire ici.

3.9.1 Les cubes de Téflon

Nous avons choisi comme aliment modèle des cubes de Téflon. Nous avons utilisé deux types de cube dont la géométrie respective est définie par les figures 3.21 et 3.22. Le premier type de cube est un cube plein dont nous pourrions mesurer la température au centre et près d'une paroi. Le cube est placé de telle sorte que la paroi dont la mesure de température est proche soit une paroi verticale. Pour faciliter la mise en place dans l'autocuiseur, le cube est déposé avec les ouvertures pour les thermocouples sur le dessus. Les thermocouples sont installés comme dans le fond de l'autocuiseur (voir paragraphe 3.5.3), ainsi, du silicone empêche l'infiltration de vapeur dans les perforations, ce qui viendrait perturber la mesure.

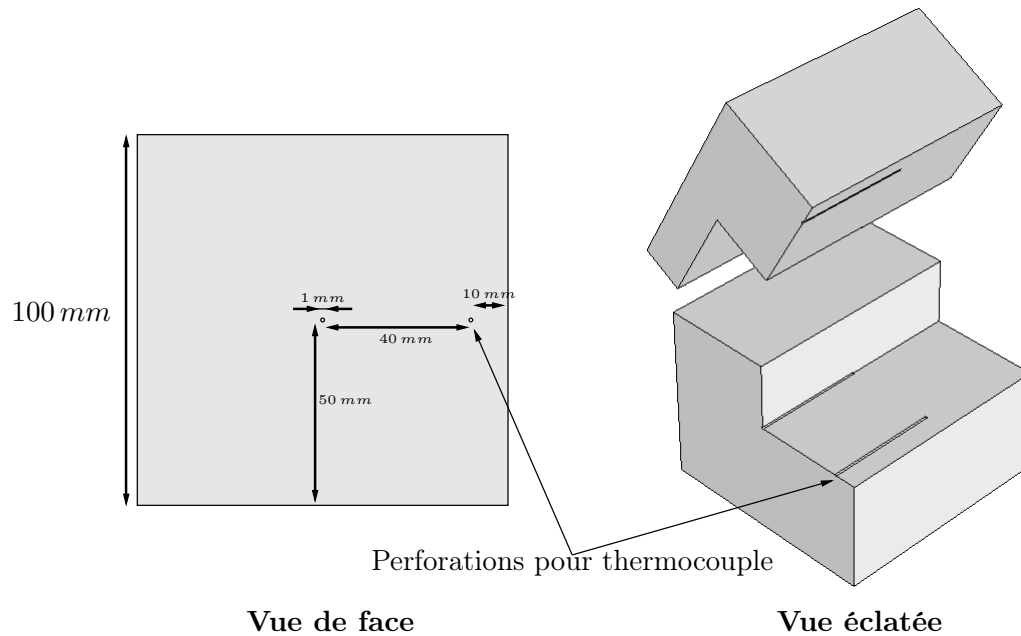


FIG. 3.21 – Schéma descriptif du cube de Téflon plein

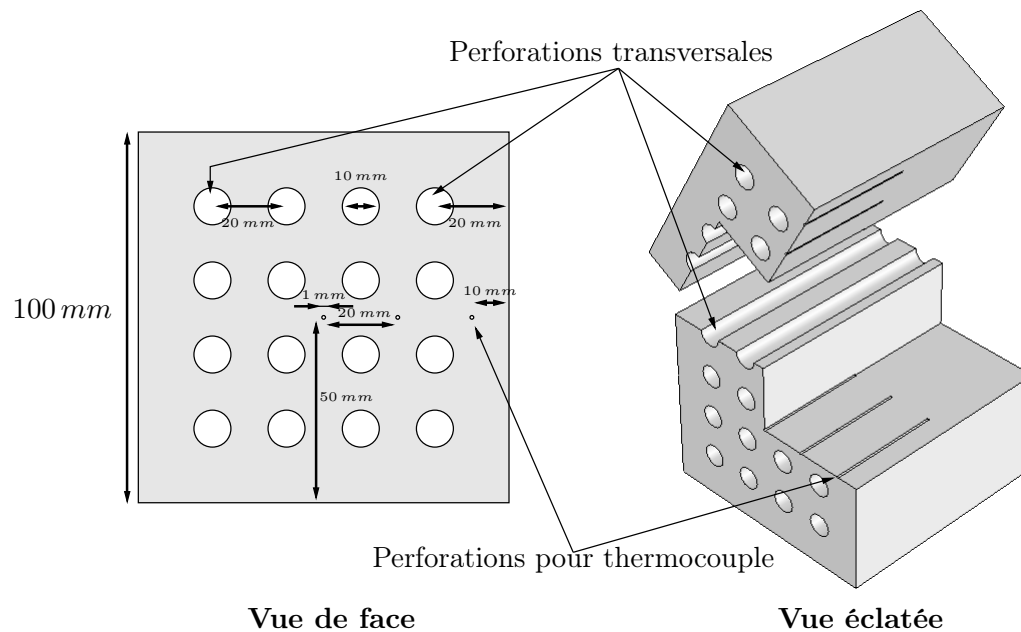


FIG. 3.22 – Schéma descriptif du cube de Téflon perforé

Le second type de cube est troué sur toute une longueur par des larges perforations permettant l'accès à la vapeur pour venir s'y condenser dans le but de représenter de façon reproductible la circulation du gaz dans un massif d'aliments divisés. Dans ce cas, on pourra placer le cube dans l'autocuiseur dans deux configurations différentes dans lesquelles, soit les perforations sont verticales, soit les perforations sont horizontales. Dans les deux cas, on fera en sorte de mesurer les températures dans le cube au même endroit. Ainsi, pour la température au centre, cela ne pose pas de problème, en revanche, pour les températures plus proches de la paroi, nous ferons en sorte d'être toujours au plus près d'une paroi verticale. L'ensemble des

caractéristiques géométriques et thermiques des cubes utilisés sont données dans les tableaux 3.4 et 3.5.

TAB. 3.4 – Caractéristiques géométriques des cubes de Téflon

Type de cube	Surface externe (m^2)	Surface interne (m^2)	Masse mesurée (kg)	Volume (m^3)
Cube plein	$6,0 \times 10^{-2}$	-	2,256	1×10^{-3}
Cube perforé	$5,7 \times 10^{-2}$	$2,5 \times 10^{-2}$	1,889	$8,7 \times 10^{-4}$

TAB. 3.5 – Caractéristiques thermiques des cubes de Téflon

Chaleur spécifique ($J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$)	Masse volumique ($kg \cdot m^3$)	Conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$)
$1,0 \times 10^3$	$2,2 \times 10^3$	$2,5 \times 10^{-1}$

(D'après le fournisseur)

3.9.2 Les pommes de terre

LES pommes de terre sont de variété Bintje et elles sont utilisées dans une géométrie particulière présentée par la figure 3.23. Elles sont découpées en forme sphérique et leur diamètre est compris entre 6 cm et 6,5 cm. Pour la mesure de température, deux des thermocouples sont entrés en force au milieu de la pomme de terre centrale et d'une pomme de terre de la couronne et deux sont entrés en force radialement de haut en bas sur 5 cm dans deux pommes de terre de la couronne. Dans tous les cas, pour limiter l'infiltration d'eau, les trous sont bouchés par de la pâte silicone. Les pommes de terre sont cuites dans la phase vapeur dans le même panier que celui utilisé pour les carottes et disposées de la même façon (voir paragraphe suivant). Les caractéristiques thermiques des pommes de terre, tirées de Rahman (1995), ont été choisies pour des conditions les plus proches de celles de nos expériences et sont données dans les tableaux 3.6.

3.9.3 Les carottes

LES carottes sont d'origine belge, de calibre I (OCDE, 2000) et de masse comprise en 50 g et 150 g. Les carottes sont toujours taillées de telle sorte que leur diamètre soit compris entre 2,5 cm et 3,5 cm et ne sont pas épluchées. Lorsqu'elles sont coupées en rondelles d'épaisseur comprise entre 2 mm et 4 mm. Pour être cuites dans un autocuiseur, elles sont déposées et uniformément réparties dans un panier à 1 cm environ de la surface de l'eau sur trois cales en Téflon. Le panier, présenté par la figure 3.24 est le même que celui utilisé pour la cuisson des pommes de terres. Le diamètre moyen des trous du panier est de 5,5 mm et le taux de passage est d'environ 43%. On remarquera que la partie supérieure extrême du panier est enveloppée de papier d'aluminium pour créer une collerette plus étanche aux écoulements.

Les caractéristiques thermiques des carottes, tirées de Rahman (1995), ont été choisies pour des conditions les plus proches de celles de nos expériences et sont données dans le tableau 3.6.

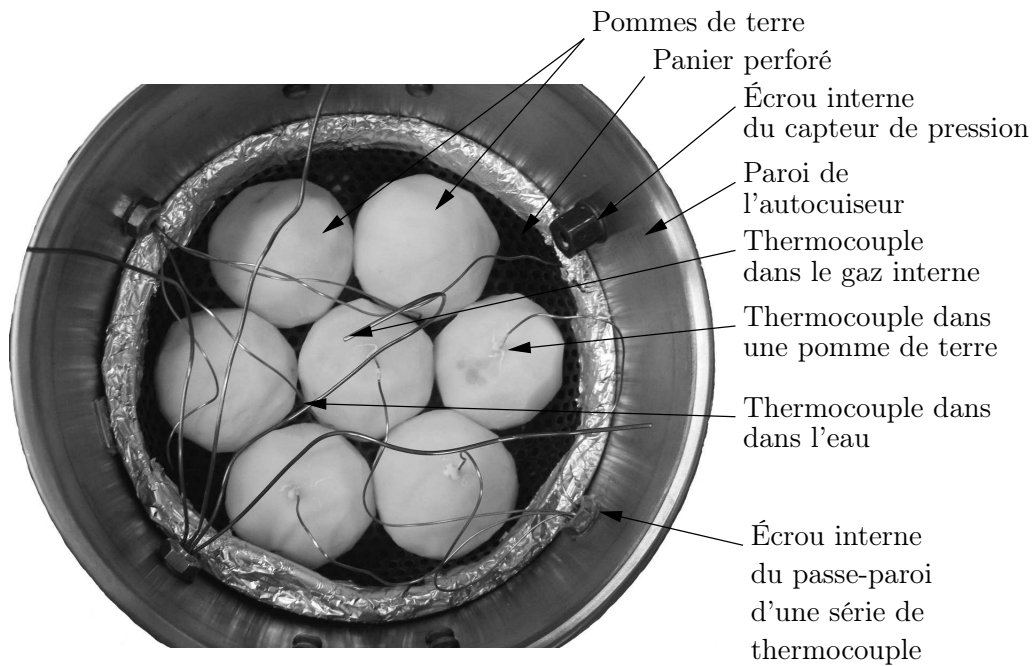


FIG. 3.23 – Les pommes de terres dans l'autocuiseur instrumenté (vue de dessus)

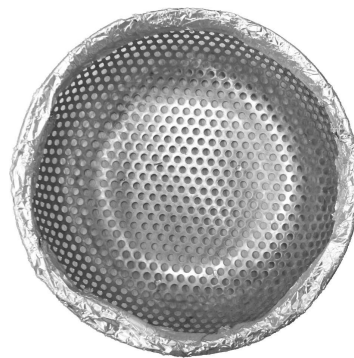


FIG. 3.24 – Le panier perforé dans l'autocuiseur

TAB. 3.6 – Caractéristiques thermiques des aliments

Type d'aliment	Chaleur spécifique ($J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$)	Masse volumique ($kg \cdot m^3$)	Conductivité thermique ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$)
Pomme de terre	$3,515 \times 10^3$	$1,040 \times 10^3$	$6,22 \times 10^{-1}$
Carotte	$3,766 \times 10^3$	$1,040 \times 10^3$	$6,20 \times 10^{-1}$

(D'après Rahman, 1995)

3.10 Les cuissons pour les cinétiques de cuisson

La détermination des cinétiques de cuisson est apparue comme essentielle pour pouvoir étudier, d'un point de vue thermique, la cuisson. En effet, nous avons vu qu'il est essentiel de pouvoir se doter d'un critère de comparaison d'avancement de la cuisson sur les aliments afin de comparer différentes conduites en autocuiseur avec divers profils temps-températures.

Cette étude sera menée sur les carottes. Nous allons donc voir ici la méthode utilisée pour cuire de façons maîtrisées les carottes.

3.10.1 Matériels et méthodologie

POUR caractériser les cinétiques de cuisson des carottes, celles-ci sont cuites dans un bain-marie contenant une grande quantité d'eau (volume d'environ 30 l) dont la température est régulée et stable. La grande quantité d'eau assure une grande inertie thermique limitant les perturbations dues à la plongée des aliments. De plus, pour la plongée et la sortie des aliments, nous plaçons les rondelles dans un panier comme le montre la figure 3.25. Ainsi, on peut avoir une certaine vitesse d'exécution et un temps homogène de cuisson pour toutes les rondelles. Les rondelles de carottes sont disposées en brochette sur des fils d'acier pour améliorer la convection du liquide entre les rondelles et d'assurer ainsi une homogénéité de cuisson entre chaque rondelle. Un lit de billes flottantes assure une bonne isolation thermique et le bain-marie est agité. Une fois le temps de cuisson atteint, les aliments sont ressortis puis plongés dans un bac d'eau froide sous un flux constant d'eau froide.

Pour établir des cinétiques de cuisson, on a utilisé un traitement thermique au bain-marie.



FIG. 3.25 – Disposition des carottes dans le bain-marie à eau chaude

3.10.2 Validation de la méthode

LES mesures de température à cœur des rondelles de carotte montrent que les temps moyens de montée et de descente en température, en suivant le protocole décrit ci-dessus sont équivalents. De plus, ils sont courts (environ 1 min) et négligeables devant les temps de cuisson en bain-marie (jusqu'à 3 h). Par ailleurs, le calcul du nombre de Biot pour les rondelles, en prenant pour longueur caractéristique L leur épaisseur maximale, donne une valeur de l'ordre de l'unité dans les cas les plus défavorables. On pourra donc considérer sans introduire trop d'erreur que la température est assez uniforme dans la rondelle ou, au moins, que les écarts de température entre l'intérieur et l'extérieur, pendant le chauffage et le refroidissement se compensent et n'apportent donc pas de différences de cuisson entre le cœur et la surface. Par ailleurs, une fois les carottes refroidies, nous avons montré, par des études préliminaires, que leur stockage quelques heures à température ambiante et pendant 24 heures en chambres froides n'a aucun impact significatif sur la texture mesurée.

3.11 La mesure de texture

La méthode de cuisson étant définie, il convient maintenant de décrire la méthode de mesure que nous avons choisie pour apprécier la texture des carottes : la cellule de Kramer.

3.11.1 La machine d'essais

La machine d'essais est une machine universelle bicolonne en bâti au sol Instron 1122 représentée sur la figure 3.26. Elle est équipée d'une cellule de mesure de 10 kN fonctionnant en traction ou compression qui sera finalement le seul mode utilisé. La vitesse de la traverse est fixée à $200\text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$. Tout au long du trajet de la traverse, la force nécessaire pour une descente à vitesse imposée sera mesurée. L'enregistrement de la force se fait sur une bande papier graduée au centième et dont la vitesse de défilement est égale à la vitesse de la traverse. L'échelle de mesure sur la bande papier équivaut à l'échelle de la cellule de mesure soit 10 kN . Cette valeur maximale peut être divisée par 2, 5, 10, 50 ou 100 pour affiner la lecture. La précision de l'ensemble fournie pour le fabricant est de $\pm 0,25\%$ de l'échelle de mesure. Comme le montre la figure 3.27, la course de la traverse est programmée pour que les lames de la cellule de Kramer traversent entièrement le châssis de la cellule.

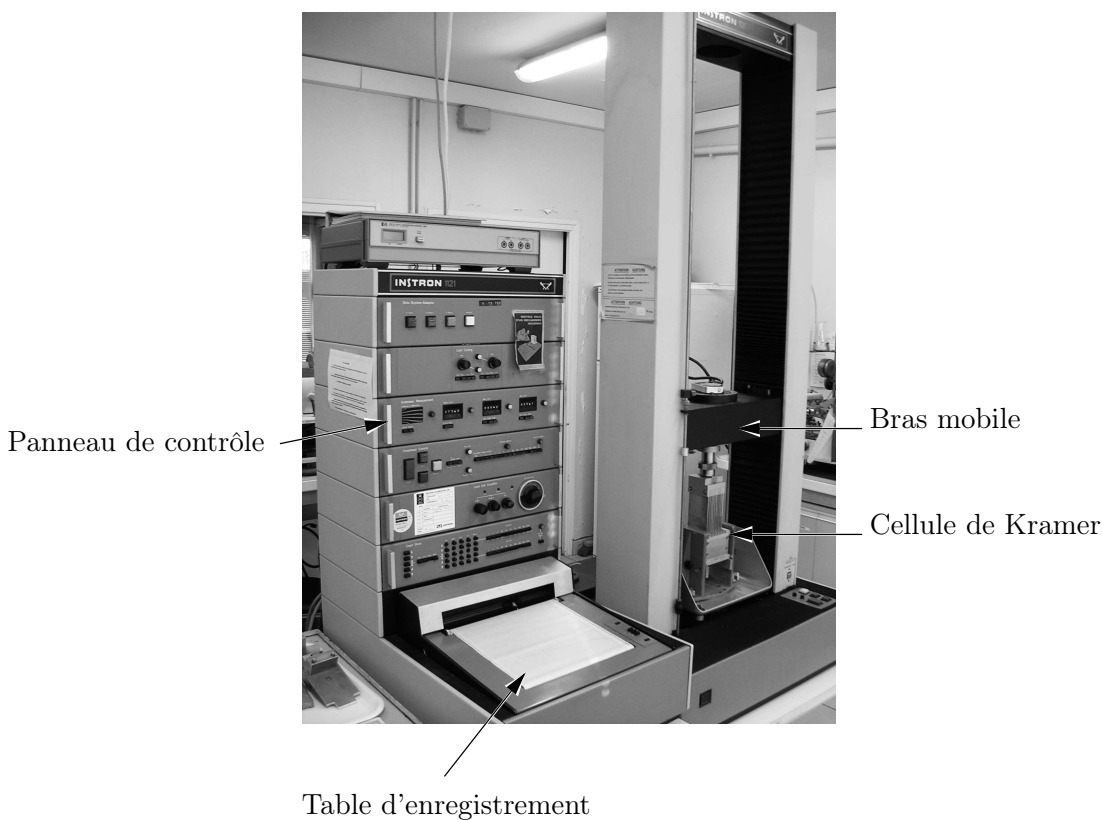


FIG. 3.26 – La machine d'essai bicolonne



FIG. 3.27 – La course complète de la traverse dans la cellule de Kramer

3.11.2 La cellule de Kramer

LA cellule de Kramer est une cellule de dimensions internes standardisées à $2 + \frac{5}{8} \text{ in} \times 2 + \frac{7}{8} \text{ in} \times 2 + \frac{1}{2} \text{ in}$ (Bourne, 2002). Ces dimensions sont reprises en unités du système international dans la figure 3.28. Sur cette figure, on peut voir que la cellule possède dix lames également réparties. Le volume interne de la cellule est d'environ $3,1 \times 10^{-4} \text{ m}^3$.

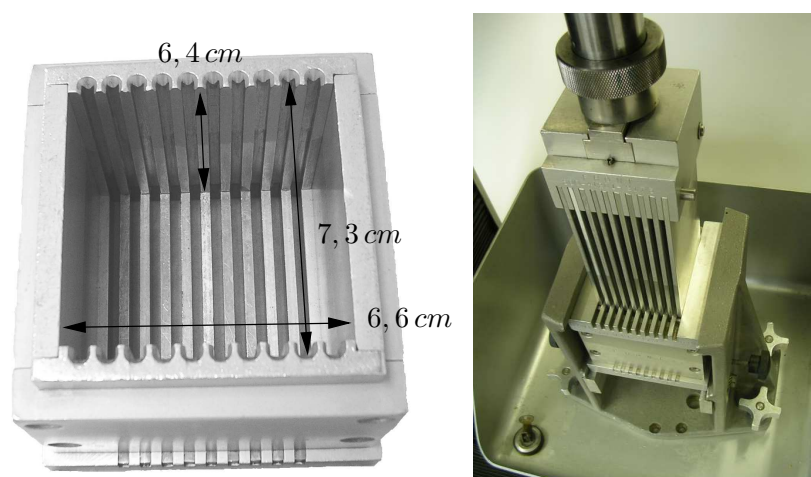


FIG. 3.28 – La cellule de Kramer

C'est dans cette cellule que sont placés les échantillons à mesurer. Dans notre cas, les carottes coupées en rondelles sont disposées aléatoirement dans le réceptacle. Pour chaque mesure, nous utiliserons 100 g de carottes à $\pm 1 \text{ g}$. Pour ne pas avoir d'erreur causée par des différences de masse. Ainsi disposées, on constate que la mesure se fait aussi bien sur des rondelles plutôt verticales que plutôt horizontales. On veillera donc, pour une répétabilité accrue, à ce que toutes les rondelles ne se placent pas dans la même position mais que toutes les configurations soient représentées. Profitant de la possibilité d'affiner l'échelle de mesure, nous utiliserons le protocole suivant. Pour chaque lot à tester, nous utiliserons au moins 400 g de carotte afin de pouvoir faire le test une première fois sur l'échelle complète ($1 \times 100 \text{ g}$) et ainsi déterminer le facteur de réduction adéquat, puis, afin de pouvoir le répéter trois fois de suite avec l'échelle de mesure la plus adaptée ($3 \times 100 \text{ g}$).

3.11.3 Validation de la mesure

L'APPAREIL utilisé nous donne la force mesurée en fonction de la distance parcourue par le mobile. La figure 3.29 montre des résultats obtenus pour deux séries de trois essais, le graphique de droite représentant un aliment plus cuit que le graphique de gauche. On constate que sur cette figure, nous pouvons repérer les évolutions théoriques correspondant au profil de rétro-extrusion développé au paragraphe 2.5.2.3 page 66. En effet, la partie représentative de la compression (partie AB) existe toujours mais les valeurs de force associées étant faibles, il faut que l'aliment soit déjà assez cuit pour qu'elle soit visible. La partie de cisaillement (partie BC) correspond toujours à la majorité du graphique. Le plateau (partie CD), quant à lui, est souvent inexistant, d'autant plus que l'aliment est plus cuit. Rapidement, dès que la force maximale est atteinte, on observe l'extrusion du produit par le bas et donc une diminution rapide de la force.

Par ailleurs, les profils observés sur un même lot sont très similaires, ainsi, on peut dire que la mesure est assez répétable. Le critère que nous avons choisi d'observer est la valeur

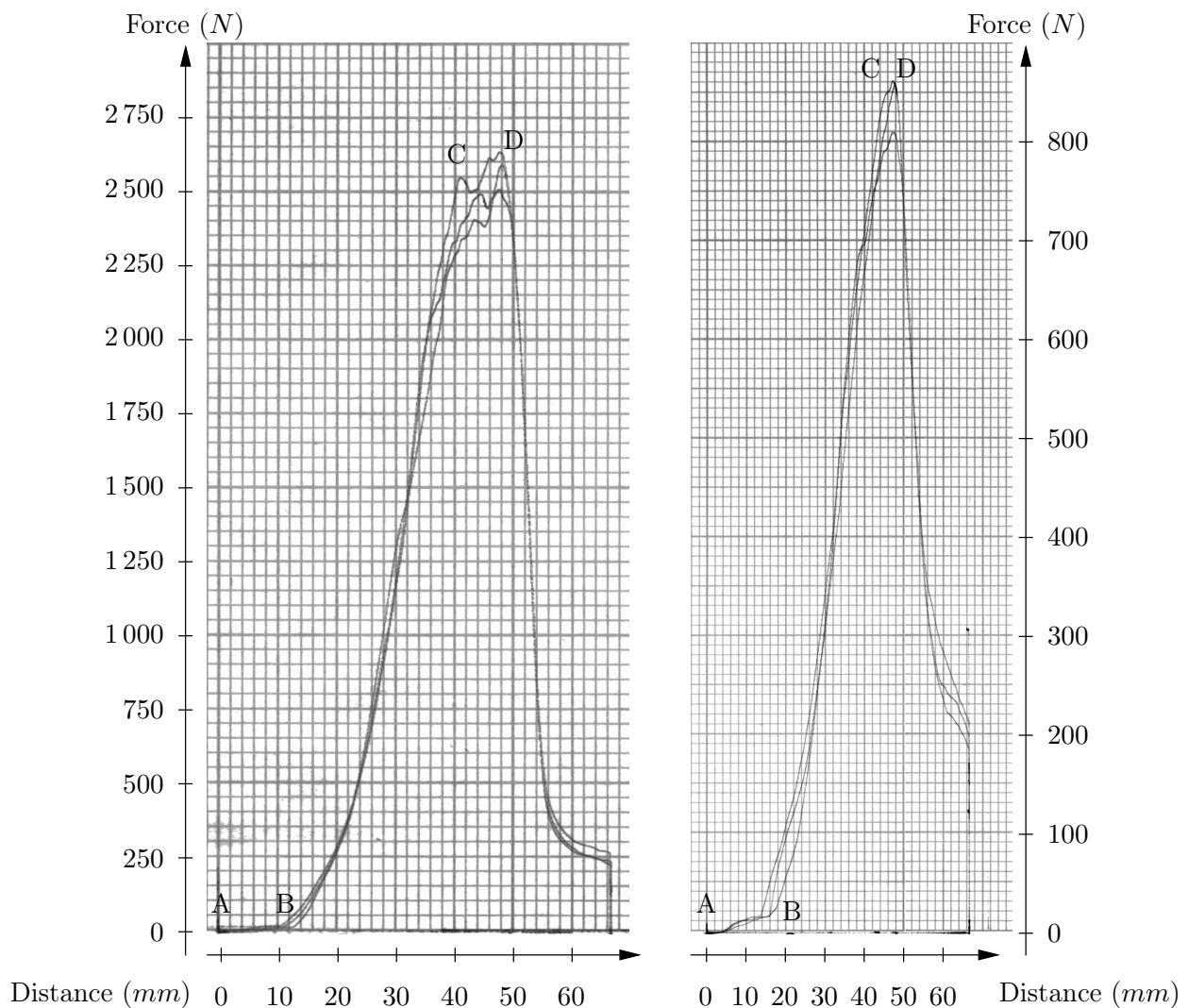


FIG. 3.29 – Exemples de profils obtenus par compression-cisaillement-extrusion en cellule de Kramer pour deux niveaux de cuisson différents

de la force maximale qui se trouve être quasiment constante pour un même lot. Comme critère de cinétique de cuisson, nous avons choisi la force normalisée F_{norm} déjà définie par l'équation 2.41 page 74. Pour chaque lot, celle-ci sera calculée grâce à la valeur moyenne de la force maximale observée. Sur les trois essais, nous garderons aussi les deux valeurs extrêmes de forces maximales pour établir des intervalles de confiance sur nos résultats.

3.12 Conclusion sur les matériels et méthodes expérimentales

NOUS avons donc vu que pour comprendre les phénomènes de cuisson et d'échanges thermiques dans un autocuiseur, il était nécessaire d'effectuer des expérimentations diverses et des mesures de nombreux paramètres. Parmi ceux qui nous ont paru essentiels, il y en a qui sont mesurables par des capteurs classiques comme la température et la pression, mais, pour d'autres, il nous a fallu concevoir et mettre au point des capteurs originaux dont la réponse est suffisamment fiable pour être exploitée, comme pour la mesure du débit et de la composition du gaz sortant de l'autocuiseur ou celle la teneur en air locale de l'atmosphère interne. Par ailleurs, ajouté à ces mesures, il a fallu développer un ensemble de moyens de contrôle pour maîtriser le fonctionnement de l'autocuiseur tout en le rendant conforme à son utilisation ménagère. Finalement, l'ensemble de ces dispositifs a nécessité la mise en œuvre de multiples dispositifs électroniques qui ont été regroupés sur une carte photographiée en annexe à la figure 7.9 page 247.

Ainsi, toutes les données recueillies ou les commandes à envoyer le sont soit par cette carte, soit par les cartes National Instrument présentées plus haut. Toute l'information pourra donc être centralisée vers un seul ordinateur et regroupée par un même programme de supervision que nous avons développé sur le logiciel LabView et dont l'interface principale est présentée en annexe par la figure 7.10 page 248. Ce programme permet le contrôle et l'enregistrement des données en temps réel pendant l'expérience essentiellement non stationnaire. Les valeurs à un instant donné peuvent être obtenues par interpolation linéaire des données enregistrées.

Le nombre total de paramètres que nous mesurons reste limité et il ne nous est pas possible de connaître certaines données comme, par exemple, la part relative de chaque type de flux thermique dans les transferts thermiques. De même, l'expérimentation ne permettra d'explorer qu'un nombre restreint de cas. Pour ces raisons et pour compléter les connaissances que l'on peut acquérir sur la cuisson en autocuiseur, nous avons développé différents modèles de fonctionnement que nous allons maintenant décrire.

Chapitre 4

Modélisation

Contenu

4.1	Introduction à la modélisation	111
4.2	Le modèle à compartiments	111
4.2.1	Description du système	112
4.2.1.1	Composition et géométrie	112
4.2.1.2	Variables d'état	113
4.2.2	Définition des variables secondaires	114
4.2.3	Définition des flux	115
4.2.3.1	Flux massique et thermique de sortie	115
4.2.3.2	Flux conductifs dans les solides	117
4.2.3.3	Flux convectifs dans les fluides	119
4.2.3.4	Flux de contact	120
4.2.3.5	Flux liés à l'évaporation	121
4.2.3.6	Flux liés à l'ébullition	122
4.2.3.7	Flux liés à la condensation	125
4.2.3.8	Flux de rayonnement	127
4.2.4	Le système d'équations de bilan	127
4.2.5	Les cinétiques de cuisson	128
4.2.6	Description des étapes successives pour résolution du modèle	128
4.2.7	Performances et limitations attendues du modèle	130
4.2.7.1	Performances du modèle	130
4.2.7.2	Limitations du modèle	130
4.3	Le modèle d'écoulement gazeux avec transfert	130
4.3.1	Définition du système	131
4.3.1.1	Géométrie du modèle d'écoulement	131
4.3.1.2	Les caractéristiques physiques des composants	131
4.3.2	Les équations du modèle	133
4.3.2.1	Les équations définies pour la partie gazeuse	134
4.3.2.2	Les équations définies pour les solides	134
4.3.3	Les conditions aux limites et aux interfaces	135
4.3.3.1	L'interface paroi-extérieur	135
4.3.3.2	La surface inférieure du fond de l'autocuiseur	135
4.3.3.3	Les interfaces condensantes et évaporantes	135
4.3.4	Maillage	137
4.3.5	Paramètres de résolution	138
4.3.6	Performances et limitations du modèle	139

4.4	Conclusion sur la modélisation	140
-----	--	-----

4.1 Introduction à la modélisation

COMME nous venons de le voir dans la partie précédente, l'expérimentation tient une place importante dans notre étude. Le nombre de variables que nous pourrions mesurer ou évaluer avec une certaine précision est important, néanmoins, certaines données restent inaccessibles à l'expérience. Parmi elles, on trouvera l'intensité des flux thermiques et les parts respectives des divers modes de transfert. Par ailleurs, certaines conditions ne pourront pas être décrites par l'expérience comme des modifications de configurations ou des comportements inadmissibles pour la structure actuelle des autocuiseurs. Donc, pour compléter notre étude, nous avons développé deux modèles : un modèle à compartiments et un modèle de mécanique des fluides (type CFD¹). Ils doivent permettre, par une intégration des lois physiques que nous leur ajoutons, de mieux comprendre les phénomènes décrits et leurs interactions. Bien entendu, il sera nécessaire de confirmer leur réponse par des expériences et des paramètres devront être ajustés pour assurer leur bon fonctionnement. Nous allons décrire ici les deux modèles développés qui serviront donc, pour nous aider dans la compréhension des phénomènes de cuisson en autocuiseur, à acquérir des données inaccessibles par l'expérimentation et à explorer des voies d'améliorations de la conception et du mode opératoire.

4.2 Le modèle à compartiments

LE modèle à compartiments a pour but de simuler le fonctionnement d'un autocuiseur au cours du temps, depuis sa fermeture et jusqu'à son ouverture après cuisson. Comme le montre la figure 4.1, de nombreux paramètres sont pris en compte, à la fois physiques mais aussi pratiques comme le programme de chauffe ou les dispositifs de sortie utilisés. Les cinétiques de cuisson sont aussi évidemment prises en compte pour une appréciation finale.

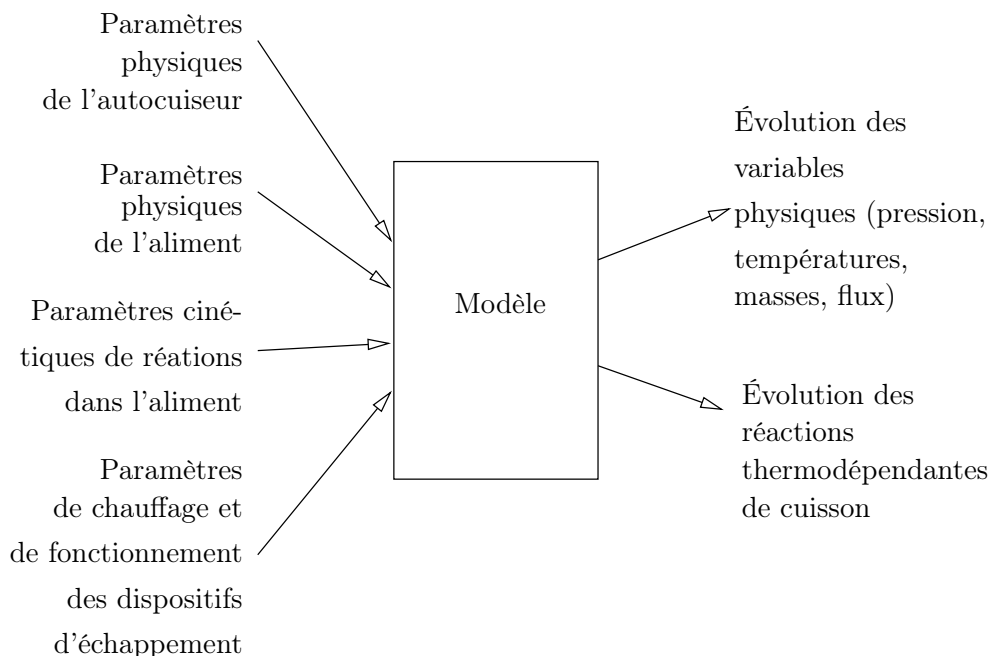


FIG. 4.1 – Définition du système pour le modèle à compartiments

¹Computational Fluid Dynamics

4.2.1 Description du système

POUR pouvoir définir l'évolution du comportement global de l'autocuiseur modélisé, il convient, avant tout de définir un système qui prenne en compte l'ensemble des éléments qui ont une réelle influence sur les échanges thermiques. Même si c'est de façons simplifiées, il s'agit de représenter l'évolution temporelle des couplages entre les différents composants dans une évolution complexe et non-stationnaire.

4.2.1.1 Composition et géométrie

LE système est découpé en zones réparties comme le montre la figure 4.2. Il s'agit donc de la modélisation d'un autocuiseur délimité par ses parois latérales, son fond et son couvercle. En dessous du fond, on considère la plaque de chauffe comme l'assemblage d'une partie chauffante et d'un support. Chaque zone peut éventuellement échanger matière et chaleur avec son voisin. On constatera que nous avons limité les échanges liés à la paroi avec le gaz interne d'une part et l'atmosphère ambiante d'autre part. Nous négligeons donc les échanges entre la paroi et la partie liquide, ce qui pourrait être préjudiciable pour les modélisations de cuisson dont le compartiment liquide est important (cas d'une soupe par exemple) mais, ici, les applications seront principalement des cuissons à la vapeur. De même la conduction entre le fond et la paroi est négligée même si nous avons pu la mettre en évidence expérimentalement. L'extérieur du système est constitué d'une atmosphère ambiante à une température constante. Les zones fluides — le gaz et l'eau — seront traitées comme des compartiments. C'est-à-dire que même si ces zones ne sont pas strictement homogènes, le compartiment sera

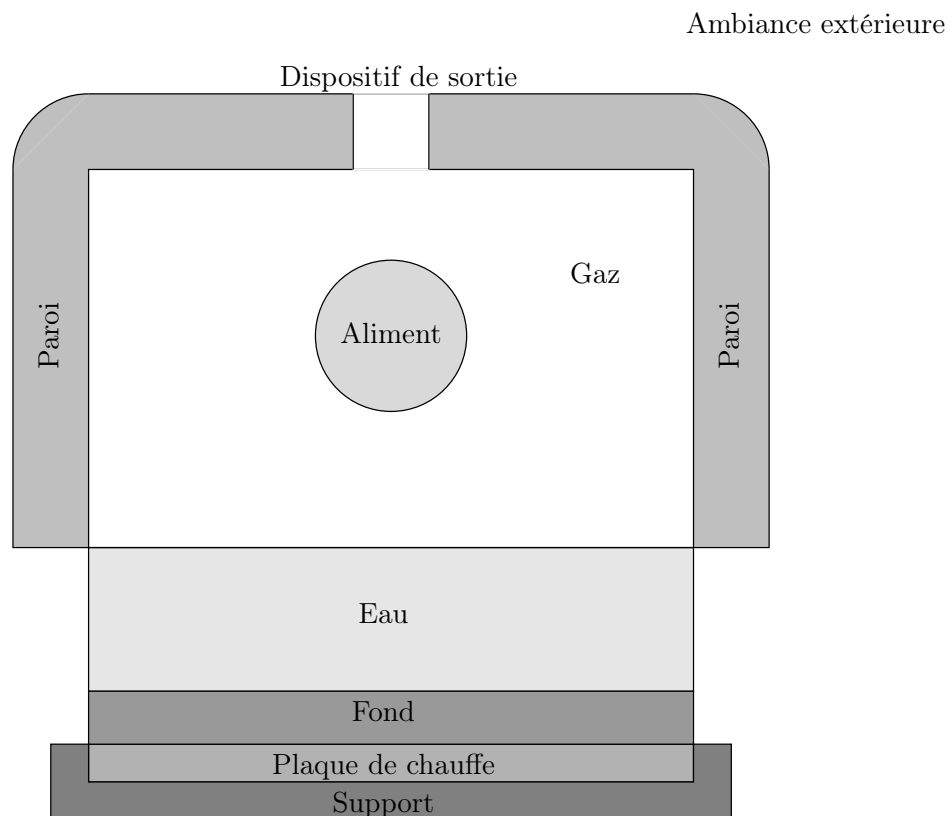


FIG. 4.2 – Représentation schématique de l'autocuiseur modélisé

toujours caractérisé par une seule composition et une seule température. Le compartiment liquide est composé d'eau pure et le compartiment gazeux est composé de façon évolutive d'air et de vapeur. Dans les zones solides — les parois, le fond et l'aliment — nous appliquerons les lois de conduction dans un cas unidimensionnel. La plaque de chauffe très conductrice et le support seront considérés comme homogènes en température. L'aliment peut avoir une forme « quelconque » caractérisée par un facteur de forme et peut être unique ou divisé. Les caractéristiques prises en compte sont le volume total V_o , le rayon caractéristique r_o et un facteur de forme n utile pour le calcul de la conduction de la chaleur. Les géométries correspondantes aux différents facteurs de forme entiers sont données par la figure 4.3 avec pour $l \gg r$. On remarque que le cube a le même facteur de forme que la sphère. On peut éventuellement utiliser des facteurs de formes non entiers pour mieux définir des formes intermédiaires.

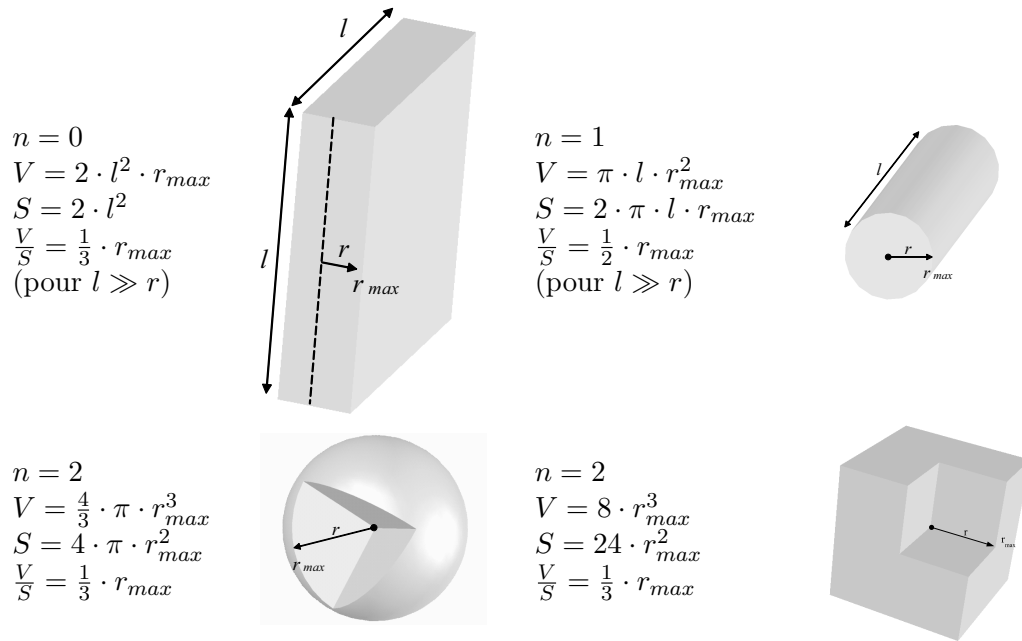


FIG. 4.3 – Géométrie de l'objet

4.2.1.2 Variables d'état

NOUS considérons que les différentes zones sont définies par leurs caractéristiques extensives qui sont les propriétés qui dépendent de la taille du système (Singh & Heldman, 2001). Dans notre cas, il s'agit de la masse des constituants et l'énergie. Ce sont les variables d'état de notre système sur lesquelles tous les bilans seront effectués. Dans toutes les zones solides, où la chaleur spécifique C_p est considérée comme constante, on utilisera néanmoins comme variable d'état la température plutôt que l'enthalpie en respectant l'équation 4.1. La liste donnée par le tableau 4.1 est donc une liste exhaustive des variables qu'il est nécessaire de connaître pour définir complètement l'état du système à un instant et pour prédire son évolution.

$$H = m \cdot C_p \cdot T \quad (4.1)$$

TAB. 4.1 – Les variables d'état du système dans le modèle à compartiments

Zone	Variante d'état
Support	Température
Plaque	Température
Fond	Température
Paroi	Température
Eau	Masse
Eau	Enthalpie
Gaz	Masse d'air
Gaz	Masse de vapeur
Gaz	Enthalpie
Objet	Température

4.2.2 Définition des variables secondaires

EN plus des variables d'état qui sont introduites pour chaque zone, il faut définir un certain nombre de variables secondaires liées à l'état de chaque zone. Tout d'abord, les températures du gaz et de l'eau sont obtenues à partir des variables d'état de masse et d'enthalpie. Par ailleurs, afin de calculer des valeurs d'enthalpie, on définit arbitrairement un état de référence pour lequel l'enthalpie est nulle. Cet état de référence est, dans notre cas, celui de la vapeur à $T_{ref} = 0^\circ C$. On remarquera que l'on fait l'hypothèse que le mélange air-vapeur — appelé par la suite gaz — est un gaz parfait et donc que l'enthalpie ne dépend pas de la pression. Cet état de référence permet une simplification des calculs dès lors qu'ils concernent la phase gazeuse puisqu'il permet de s'affranchir d'une constante. Or les calculs sur la phase gazeuse sont les plus nombreux. En contrepartie, il donne une valeur d'enthalpie négative pour l'eau liquide à nos conditions de température.

En posant l'hypothèse que la chaleur spécifique Cp des corps dans un état donné est indépendant de la température, on peut écrire les équations 4.2 et 4.3 qui permettent ainsi d'accéder à la température du gaz d'une part (équation 4.4) et de l'eau d'autre part (équation 4.5). Dans ces équations, ΔH_0 est la chaleur latente de vaporisation à $T_{ref} = 0^\circ C$.

$$H_g = (m_v \cdot Cp_v + m_a \cdot Cp_a) \cdot (T_g - T_{ref}) \quad (4.2)$$

$$H_e = m_e \cdot (Cp_e \cdot (T_e - T_{ref}) - \Delta H_0) \quad (4.3)$$

$$T_g = \frac{H_g}{m_v \cdot Cp_v + m_a \cdot Cp_a} \quad (4.4)$$

$$T_e = \frac{\frac{H_e}{m_e} + \Delta H_0}{Cp_e} \quad (4.5)$$

La composition du gaz, quant à elle, est obtenue à partir des masses d'air et de vapeur comme le montrent les équations 4.6 et 4.7 qui donnent respectivement l'expression des fractions massiques d'air et de vapeur.

$$x_a = \frac{m_a}{m_a + m_v} \quad (4.6)$$

$$x_v = 1 - x_a \quad (4.7)$$

Par ailleurs, le volume de gaz étant considéré comme constant, on peut déduire la densité du gaz (équation 4.8) et les pressions partielles de l'air (équation 4.9) et de la vapeur (équation 4.10) dans le gaz en utilisant la loi des gaz parfaits. Enfin, on peut obtenir par l'équation 4.11 la pression totale qui règne dans l'autocuisseur .

$$\rho_g = \frac{m_v + m_a}{V_g} \quad (4.8)$$

$$p_a = \frac{m_a \cdot \mathcal{R} \cdot (T_g + 273)}{M_a \cdot V_g} \quad (4.9)$$

$$p_v = \frac{m_v \cdot \mathcal{R} \cdot (T_g + 273)}{M_v \cdot V_g} \quad (4.10)$$

$$p = p_v + p_a \quad (4.11)$$

Connaissant les pressions totale et partielle de vapeur, on peut calculer la température de rosée (équation 4.12) et de saturation (équation 4.13) du gaz en application des formules adaptées de Nadeau & Puiggali (1995) :

$$T_{ros} = \frac{1}{\sqrt{7,242 \times 10^{-5} + 4,476 \times 10^{-6} \cdot [23,3265 - \ln(p_v)]} - 8,51 \times 10^{-3}} - 273 \quad (4.12)$$

$$T_{sat} = \frac{1}{\sqrt{7,242 \times 10^{-5} + 4,476 \times 10^{-6} \cdot [23,3265 - \ln(p)]} - 8,51 \times 10^{-3}} - 273 \quad (4.13)$$

4.2.3 Définition des flux

AFIN de connaître les évolutions couplées des variables d'état, nous effectuerons des bilans pour chacune d'entre elle. Pour cela, il faut évaluer tous les transferts entre zones et donc tous les flux thermiques et massiques dans le système. La figure 4.4 définit donc tous les flux que nous avons pris en compte pour calculer à chaque instant l'état du système.

4.2.3.1 Flux massique et thermique de sortie

LA simulation peut tenir compte de différents dispositifs de fonctionnement installables sur les différents modèles d'autocuisseur. Tous les dispositifs, quels qu'ils soient, sont considérés comme des orifices fonctionnant en parallèle. Ces orifices peuvent être ouverts ou fermés en fonction des valeurs des variables de pression ou de température.

En tant qu'orifices ouverts, on peut calculer le débit de fluide les traversant en appliquant la loi de Bernoulli (équation 4.14) fonction de la différence de pression Δp entre l'amont et l'aval du dispositif. On utilise cette loi comme une approximation puisqu'elle n'est applicable que lorsque la masse volumique est constante, ce qui n'est pas rigoureusement vrai dans notre cas.

$$\Delta p = K \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_g \cdot v^2 \quad (4.14)$$

Dans l'équation 4.14, K représente un coefficient de perte de charge représentatif de la géométrie des orifices prenant en compte les rétrécissements ou élargissements brusques de sections et v représente la vitesse du fluide dans le dispositif. Dans notre cas, chaque dispositif étant considéré comme un orifice, on prendra une valeur de $K = 1,5$ correspondant à

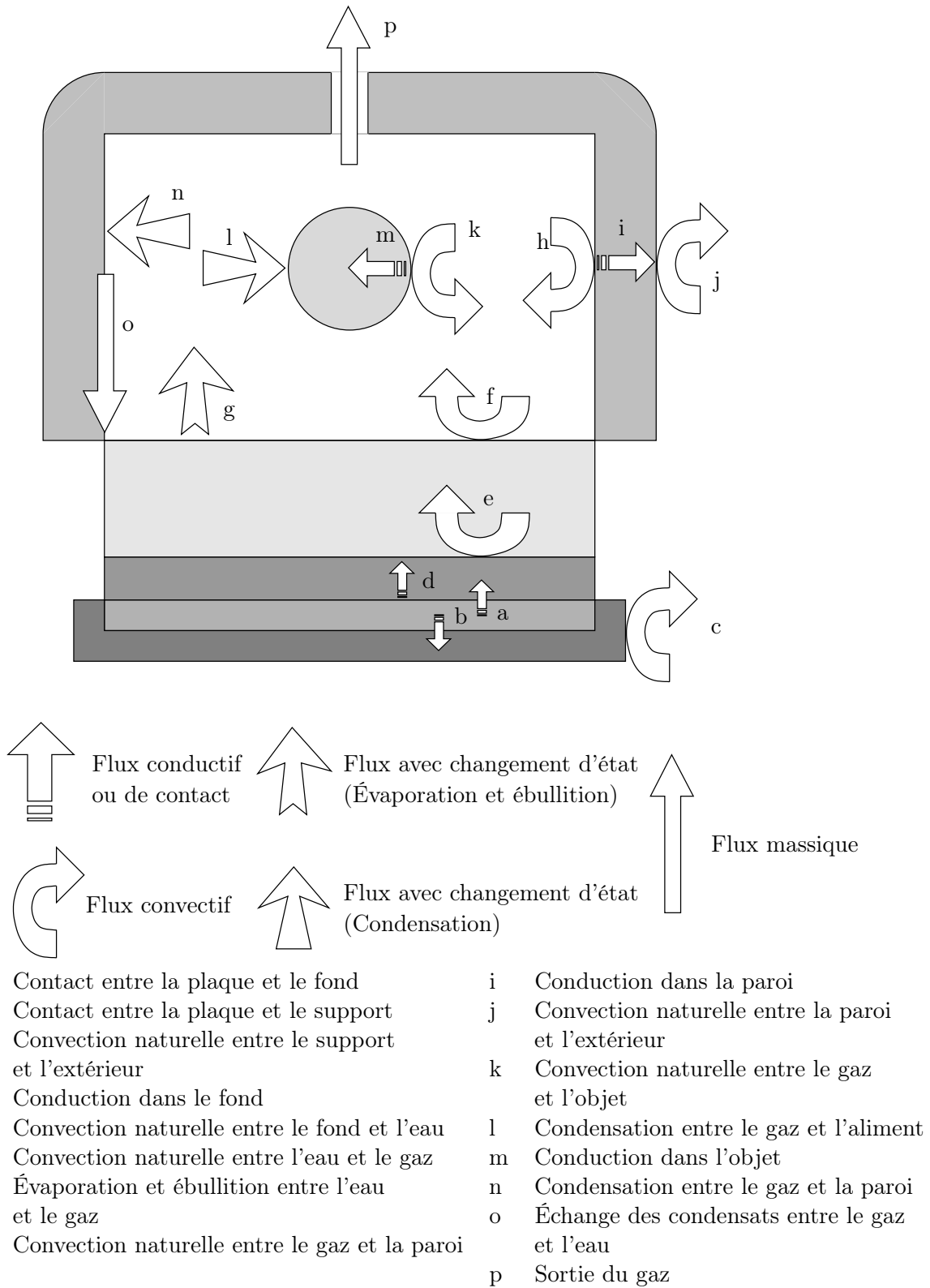


FIG. 4.4 – Représentation schématique des flux pris en compte

un rétrécissement brutal suivi d'un élargissement brutal (Idel'cik , Trad. Meury(1986)). On obtient donc le flux massique $\dot{m}_{Bernoulli}$ grâce à l'équation 4.15.

$$\dot{m}_{Bernoulli} = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_g \cdot (p - p_{atm})}{K}} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \quad (4.15)$$

Pour déterminer l'état du dispositif, lorsque celui-ci réagit à la pression, on effectue une comparaison entre la pression interne de l'autocuiseur et les pressions d'ouverture ou de fermeture. De même, une comparaison entre la température du gaz et la température de fonctionnement d'un dispositif de fermeture de type bilame comme la purge, par exemple, permet de déterminer le moment de sa fermeture.

Afin de représenter le seuil d'ouverture de la soupape à une pression donnée et la réalité du fonctionnement de la soupape qui est proche de celui d'un régulateur de pression à ouverture progressive et croissante avec le dépassement de la pression de fonctionnement, nous ajoutons à la loi de Bernoulli une fonction de lissage dépendante de l'écart entre la pression et la pression de déclenchement. Finalement, on peut calculer le débit sortant par la soupape grâce à l'équation 4.16.

$$\dot{m} = \dot{m}_{Bernoulli} \cdot \left(1 - \exp \left(- \left(\frac{p - p_{seuil}}{coef_{lis}} \right)^2 \right) \right) \quad (4.16)$$

La figure 4.5 montre l'évolution calculée par l'équation 4.16 du débit de vapeur pure à travers une soupape de diamètre 2 mm pour une pression de déclenchement $p_{seuil} = 1,5 \times 10^5\text{ Pa}$, soit une surpression interne de 50 kPa . L'utilisation de cette fonction permet de définir deux zones de fonctionnement de la soupape. La première lorsque la soupape joue un rôle de régulateur de pression et pour laquelle $p_{seuil} > p_{atm}$. La fonction de lissage doit alors être ajustée grâce à son paramètre $coef_{lis}$ pour prendre en compte le fonctionnement réel de la soupape. La deuxième lorsque la décompression commence et où $p_{seuil} = 0$. Dans ce cas, l'écoulement à travers la soupape suit la loi de Bernoulli correspondante. Par ailleurs, l'ajout de la fonction de lissage permet d'éviter des modifications brusques du calcul du débit de sortie qui pourrait poser des problèmes au solveur numérique.

Dans ce flux de sortie, on peut distinguer le flux massique d'air et le flux massique de vapeur (équation 4.17) avec lesquels on peut calculer les flux thermiques équivalents (équation 4.18).

$$\begin{cases} \dot{m}_a = x_a \cdot \dot{m} \\ \dot{m}_v = x_v \cdot \dot{m} \end{cases} \quad (4.17)$$

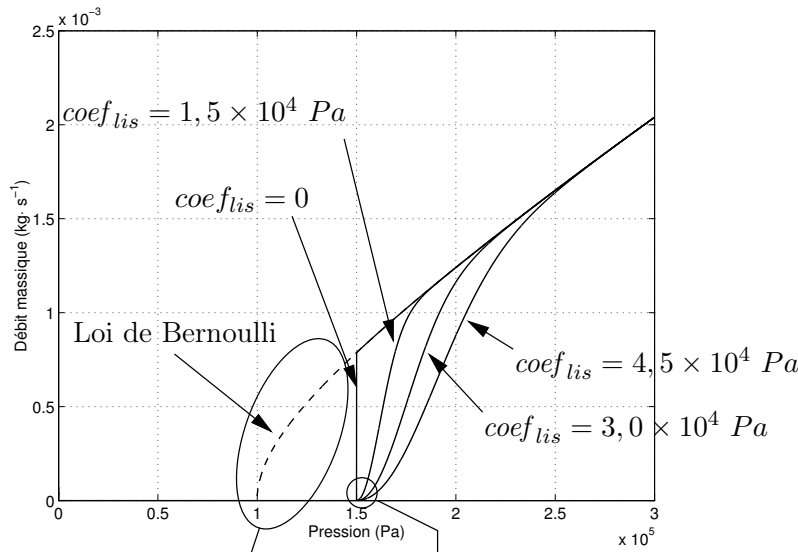
$$\begin{cases} q_a = \dot{m}_a \cdot Cp_a \cdot T_g \\ q_v = \dot{m}_v \cdot Cp_v \cdot T_g \end{cases} \quad (4.18)$$

4.2.3.2 Flux conductifs dans les solides

DANS tous les solides — paroi, fond et objet —, on considère un flux conductif unidimensionnel (flux d, i et m de la figure 4.4). La loi de Fourier peut s'écrire par exemple pour l'objet comme l'indique l'équation 4.19.

$$\rho_o \cdot Cp_o \cdot \frac{\partial T_o}{\partial t} = \frac{1}{r^n} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda \cdot r^n \cdot \frac{\partial T_o}{\partial r} \right) \quad (4.19)$$

Cette équation est discrétisée en un nombre choisi de tranches et résolue par la méthode des volumes finis (Patankar, 1980). Ainsi, si l'on découpe l'aliment en $imax$ tranches, on peut le représenter comme sur la figure 4.6. On remarquera que la valeur de température de chaque



Zone de fonctionnement en décompression Zone de fonctionnement en pression

FIG. 4.5 – Fonctionnement des dispositifs de sortie et influence du coefficient correcteur sur le débit massique de sortie

tranche est prise à demi-épaisseur (× sur la figure 4.6) de chaque maille et que la tranche extérieure n'est constituée que d'une demi-maille, la température extérieure est donc celle de la surface.

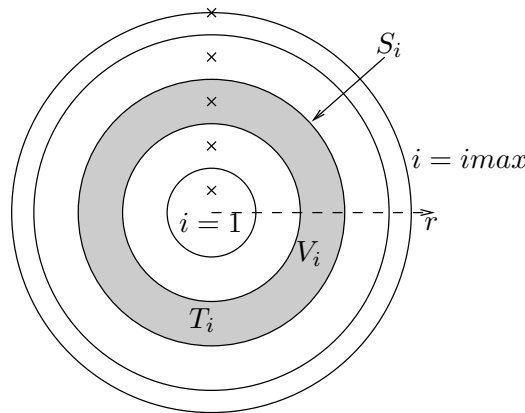


FIG. 4.6 – Méthode de discrétisation de l'aliment

Les conditions aux limites pour le calcul de ces transferts sont données par l'équation 4.20 pour $r = R$.

$$\lambda \cdot \frac{\partial T_o}{\partial r} \Big|_{r=R} = \frac{1}{S_o} \cdot (q_{g \rightarrow o} + q_{e \rightarrow o} + \Delta q_{cond, \rightarrow o}) \tag{4.20}$$

On peut ainsi obtenir, grâce au système 4.21, l'évolution de température de chaque compartiment. Dans ce système, $\Delta q_{cond, \rightarrow o}$ représente le flux thermique de condensation dans le cas d'une cuisson dans la vapeur. Les flux $q_{g \rightarrow o}$ et $q_{e \rightarrow o}$ sont issus des flux convectifs vers l'aliment en provenance du compartiment fluide dans lequel il est placé. Un des deux flux est donc nécessairement nul puisqu'on ne considère que des cuissons exclusivement à la vapeur ou exclusivement dans l'eau.

$$\left\{ \begin{array}{l} i = 1, \quad \frac{dT_i}{dt} = \frac{\lambda \cdot S_i}{\rho \cdot C_p \cdot V_i} \cdot \frac{T_{i+1}^t - T_i^t}{\Delta r} \\ i \in]1, i_{max}[, \quad \frac{dT_i}{dt} = \frac{\lambda}{\rho \cdot C_p \cdot V_i} \cdot \left(S_{i-1} \cdot \frac{T_{i-1}^t - T_i^t}{\Delta r} + S_i \cdot \frac{T_{i+1}^t - T_i^t}{\Delta r} \right) \\ i = i_{max}, \quad \frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{\rho \cdot C_p \cdot V_i} \cdot \left(\Delta q_{cond, \rightarrow o} + q_{g \rightarrow o} + \lambda \cdot S_{i-1} \cdot \frac{T_{i-1}^t - T_i^t}{\Delta r} \right) \end{array} \right. \quad (4.21)$$

Pour le fond et la paroi, en supposant que l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur est faible, nous discrétisons seulement en deux parties constituées chacune de la moitié de la zone, l'une étant tournée vers l'intérieur de l'autocuiseur (indice i) et l'autre vers l'extérieur de l'autocuiseur (indice e). Ainsi, le fond est caractérisé par deux températures T_{fi} et T_{fe} et la paroi par deux températures également T_{pi} et T_{pe} . Ce sont avec ces températures, qui sont les variables d'états pour ces deux zones, que sont effectués les bilans et que sont calculés l'ensemble des flux les concernant. Ainsi découpé, on peut définir un flux conductif équivalent dans le fond $q_{fi \rightarrow fe}$ et la paroi $q_{pi \rightarrow pe}$ dont le formalisme est donné par les équations 4.22 et 4.23.

$$q_{pi \rightarrow pe} = \frac{S_p \cdot \lambda_p}{e_p} \cdot (T_{pi} - T_{pe}) \quad (4.22)$$

$$q_{fe \rightarrow fi} = \frac{S_f \cdot \lambda_f}{e_f} \cdot (T_{fe} - T_{fi}) \quad (4.23)$$

4.2.3.3 Flux convectifs dans les fluides

COMME nous l'avons vu au paragraphe 2.3.1.3, les flux convectifs dans l'autocuiseur sont des flux de convection naturelle en régime laminaire. Les différentes configurations possibles ont été données par la figure 2.6 et nous reprendrons, avec la figure 4.7, les flux pris en compte dans le modèle et les variables qui y sont liées.

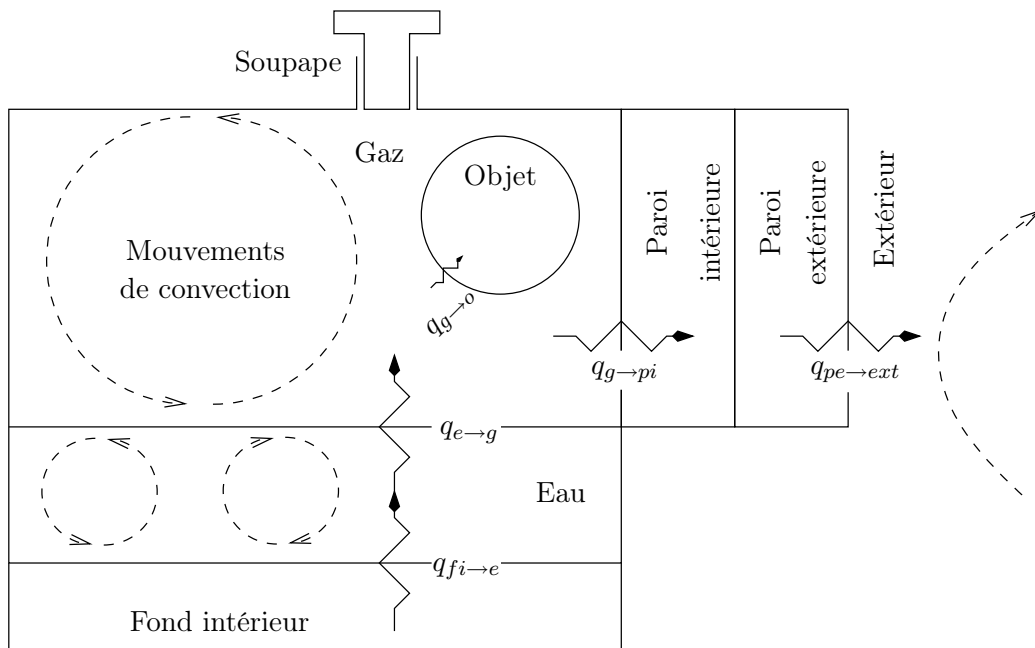


FIG. 4.7 – Schéma des flux de convection

On rappelle que les flux de convection naturelle sont liés à un gradient de température et/ou de fraction de vapeur d'eau impliquant une variation de masse volumique du gaz soumis à la pesanteur, donc, même si on ne tient pas compte, ici, des hétérogénéités de température et de masse volumique dans un même compartiment, on considérera néanmoins leurs effets de convection naturelle.

On constate grâce à la figure 4.7 que les flux de convection concernent tous les compartiments fluides :

- L'ambiance externe
 - flux de convection naturelle possible avec la paroi $q_{pe \rightarrow ext}$
 - flux de convection naturelle possible avec le support $q_{sp \rightarrow ext}$
- L'atmosphère interne
 - flux de convection naturelle possible avec la paroi $q_{g \rightarrow pi}$
 - flux de convection naturelle possible avec l'aliment $q_{g \rightarrow o}$
- L'eau
 - flux de convection naturelle possible avec le fond intérieur $q_{fi \rightarrow e}$
 - flux de convection naturelle possible avec l'atmosphère interne $q_{e \rightarrow g}$ (On remarque que ce flux peut résulter de la convection naturelle de l'eau et du gaz, mais, comme la résistance thermique du côté de l'eau est très inférieure à la résistance thermique du côté du gaz, on considère que ce flux est piloté par les mouvements du compartiment gazeux.)

Comme définis au paragraphe 2.3.1.3, on remarquera que les flux de convection naturelle ne sont pas associés à des transferts de matière, à l'exception du flux entre eau liquide et atmosphère interne gazeuse qui est couplé à une évaporation qui sera discuté ci-après. De même, l'ébullition et la condensation qui sont des flux de matière et de chaleur associé seront traités plus loin.

Tous les flux convectifs sont calculés à l'aide de la même relation (équation 4.24) dans laquelle toutes les variables sont relatives à l'interface des deux compartiments considérés. On remarquera par ailleurs que ces flux sont orientés par la valeur de ΔT , la chaleur passant du compartiment le plus chaud vers le compartiment le plus froid. Les valeurs du coefficient de transfert convectif h sont prises constantes alors que, en toute rigueur, elles dépendent de ΔT . Les valeurs choisies en première approximation sont celles déterminées dans le tableau 2.7 page 45 du paragraphe 2.3.1.3. Les six coefficients de transfert seront donc soit donnés par la littérature, soit ajustés expérimentalement.

$$q = S \cdot h \cdot \Delta T \quad (4.24)$$

4.2.3.4 Flux de contact

COMME le montre la figure 4.8, les flux de contact concernent les échanges entre la plaque de chauffe et son support d'une part et entre la plaque de chauffe et le fond de l'autocuiseur d'autre part. Ils sont respectivement calculés par les équations 4.25 et 4.26 qui appliquent les lois déterminées pour le contact imparfait développé au paragraphe 2.3.1.2 page 37. Dans le cas du contact entre le fond et la plaque, la surface d'échange peut être aisément déterminée. En revanche, pour le contact entre la plaque et le support, si la mesure de la surface de contact S_{plsp} est possible, l'imprécision qu'elle entraîne pousse à estimer directement par l'expérience le produit $S_{plsp} \cdot h_{pl \rightarrow sp}$.

$$q_{pl \rightarrow sp} = S_{plsp} \cdot h_{pl \rightarrow sp} \cdot (T_{pl} - T_{sp}) \quad (4.25)$$

$$q_{pl \rightarrow fe} = S_f \cdot h_{pl \rightarrow fe} \cdot (T_{pl} - T_{fe}) \quad (4.26)$$

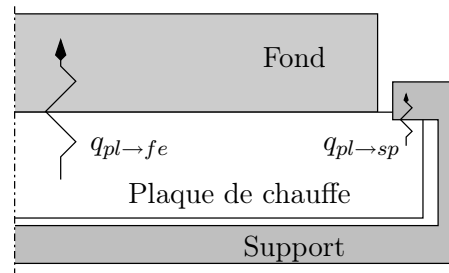


FIG. 4.8 – Schéma des flux de contact

4.2.3.5 Flux liés à l'évaporation

POUR évaluer le flux lié à l'évaporation, nous utilisons l'analogie de Lewis avec $Le \approx 1$ que nous avons définie au paragraphe 2.3.2.1 page 47. Ainsi, nous pouvons définir, par l'équation 4.27, une équivalence entre le coefficient d'échange massique par évaporation $k^{évap}$ et le coefficient de transfert thermique par évaporation $h^{évap}$ qui a été estimé en même temps que les autres coefficients de transfert par convection naturelle. L'utilisation de cette analogie est décrite par la figure 4.9. Dans l'équation 4.27 apparaît la diffusivité de la vapeur dans l'air qui est donnée à 100 °C par Lide (2006) : $Dm_{vap \rightarrow air} = 39,9 \times 10^{-6} m^2 \cdot s^{-1}$; et la conductivité thermique de l'air qui est donnée à 100 °C par Bimbenet et coll. (2002) : $\lambda_a = 3,14 \times 10^{-2} W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$. Pour le calcul du débit massique correspondant, nous utiliserons, comme le montre l'équation 4.28, la différence de masse volumique entre la vapeur saturante à la température de l'eau liquide qui s'évapore et la vapeur dans le compartiment gazeux. Ces masses volumiques sont respectivement calculées par l'équation 4.29 qui est une adaptation d'une formule empirique donnée par Nadeau & Puiggali (1995) combinée à la relation des gaz parfait d'une part et l'équation 4.30 d'autre part.

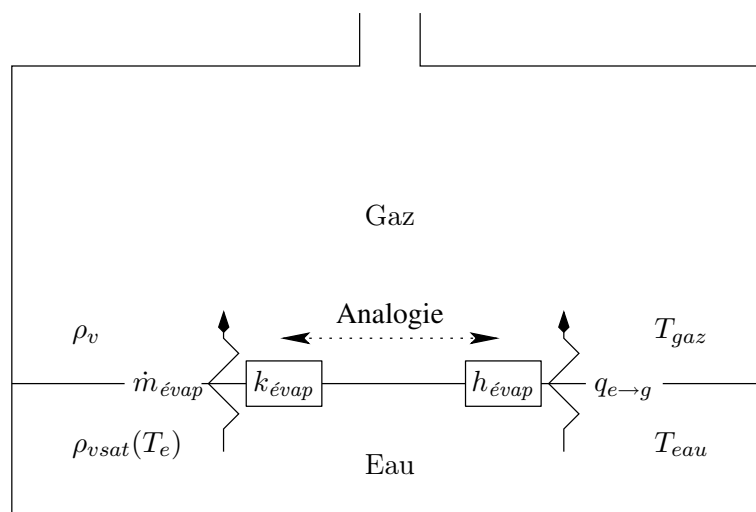


FIG. 4.9 – Schéma des flux d'évaporation

$$k_{\text{évap}} = h_{\text{évap}} \cdot \frac{Dm_{\text{vap} \rightarrow \text{air}}}{\lambda_{\text{air}}} \quad (4.27)$$

$$\dot{m}_{\text{évap}} = S_f \cdot k \cdot (\rho_{\text{vsat}} - \rho_v) \quad (4.28)$$

$$\rho_{\text{vsat}} = \exp \left[23,3265 - \frac{3802,7}{T_e + 273} - \left(\frac{223426}{T_e + K} \right)^2 \right] \cdot \frac{M_v}{\mathfrak{R} \cdot (T_e + 273)} \quad (4.29)$$

$$\rho_v = \frac{m_v}{V_g} \quad (4.30)$$

On peut utiliser le débit massique évaporatoire ainsi déterminé pour calculer le flux enthalpique correspondant (équation 4.31).

$$q_{\text{évap}, e \rightarrow g} = \dot{m}_{\text{évap}} \cdot C_{p_v} \cdot T_e \quad (4.31)$$

4.2.3.6 Flux liés à l'ébullition

NOUS savons que l'ébullition se produit lorsque la pression totale du système contenant le liquide est inférieure ou égale à la pression de vapeur saturante du liquide (voir § 2.3.2.2 page 48). Ici, le liquide est l'eau, supposée pure. Par ailleurs, la pression de vapeur saturante est une fonction strictement croissante de la température. Donc, avec l'équivalent de l'équation 4.32, on peut évaluer la présence du phénomène d'ébullition en comparant la température de saturation correspondante à la pression totale du gaz à la température de l'eau.

$$p \leq p_{\text{vsat}}(T_e) \Leftrightarrow T_{\text{vsat}}(p) \leq T_e \quad (4.32)$$

On considère par ailleurs une ébullition en deux temps. L'ébullition débute dans un premier temps dans le compartiment liquide lorsque la température du fond intérieur T_{fi} dépasse $T_{\text{vsat}}(p)$. Néanmoins, si le liquide est sous-refroidi — c'est-à-dire que $T_e \leq T_{\text{vsat}}(p)$ —, on considérera que tout le flux thermique d'ébullition va servir à échauffer le compartiment liquide. Autrement dit, on considère dans ce cas que l'ébullition au niveau du fond est immédiatement suivie d'une condensation dans le même compartiment. On obtient donc par l'équation 4.33, le flux de chaleur lié à l'ébullition.

$$q_{\text{ébul}, fi \rightarrow e} = S_f \cdot h_{\text{ébul}} \cdot [T_{fi} - T_{\text{vsat}}(p)] \quad (4.33)$$

Dans le paragraphe 2.3.2.2, nous avons vu la possible complexité de l'expression du coefficient de transfert par ébullition $h_{\text{ébul}}$. Dans notre cas, afin d'évaluer au mieux le flux d'ébullition du fond vers l'eau tout en gardant une formulation simple, nous supposons que $h_{\text{ébul}}$ est uniquement fonction de la température comme le montre l'équation 4.34. L'élévation à la puissance 2,43 de l'écart de la température rend compte de notre étude bibliographique menée sur l'ébullition au paragraphe 2.3.2.2 page 48. Dans cette équation, le coefficient ζ est constant et intègre l'ensemble des caractéristiques du fluides et de la surface sur laquelle il bout. À partir de son expression, de l'estimation du flux d'ébullition et des résultats de l'expérience de Nukiyama (1934), on peut faire une première estimation du coefficient ζ telle que $\zeta = 20 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-3,43}$. La figure 4.10 montre l'allure de l'évolution de $q_{\text{ébul}, fi \rightarrow e}$ par cette méthode de calcul dans un cas à pression constante.

$$h_{\text{ébul}} = \zeta \cdot [T_{fi} - T_{\text{vsat}}(p)]^{2,43} \quad (4.34)$$

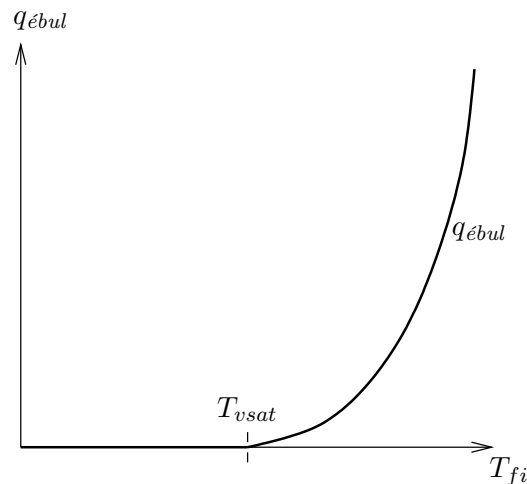


FIG. 4.10 – La modélisation des flux d'ébullition

On peut constater qu'il existe une compétition entre les flux convectifs et les flux d'ébullition entre le fond et l'eau. En effet, le flux par convection, qui intervient en premier, peut être perturbé par l'ébullition sous-refroidie et son calcul devient erroné à mesure que le phénomène d'ébullition s'accroît. Pour rendre compte de cette compétition et par souci de simplification, nous avons choisi de ne considérer dans le bilan que le plus grand des deux flux.

Lorsque la température du compartiment liquide sera elle-même suffisante — c'est-à-dire au moins égale à la température de saturation de l'eau liquide à la pression considérée —, on évaluera un flux de matière par ébullition entre le compartiment liquide et le compartiment gazeux. Dans ce cas, on peut dire que les bulles de vapeur formées sur le fond intérieur ne se condensent plus dans l'eau mais atteignent le compartiment gazeux. Le raisonnement complet appliqué est représenté sur la figure 4.11.

Dans ce dernier cas, lorsqu'un flux de matière par ébullition existe, si on néglige la résistance au passage de la vapeur dans le compartiment gazeux, on devrait remplacer l'équation de bilan sur l'eau par une nouvelle équation : l'équation d'équilibre 4.35. On remarquera, par ailleurs que dans notre cas, p varie et que, par conséquent, T_e varie également, donc, l'équilibre se déplace au cours du temps.

$$T_e = T_{vsat}(p) \quad (4.35)$$

Pour ne pas avoir à gérer deux équations de bilan pour l'eau, selon que l'on est en évaporation ou en ébullition, comme le montre la figure 4.12, on introduit un biais dans le calcul du flux d'ébullition au travers d'un coefficient γ qui permet d'évaluer le débit massique de vapeur produite par ébullition en fonction de l'écart entre la température de l'eau et la température de vapeur saturante à la pression totale du gaz. Le flux massique d'ébullition est ainsi exprimé par l'équation 4.36. Dans cette équation, le coefficient γ est pris suffisamment grand pour qu'en ébullition, $T_e - T_{vsat}$ reste toujours faible — typiquement, $\gamma = 2 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ permet toujours d'obtenir $T_e - T_{vsat} < 1^\circ\text{C}$. Ce biais n'influence que la température de l'eau et n'a pas d'incidence sur les autres variables. L'erreur globale introduite par cette méthode est faible devant le gain que représente la possibilité de garder une seule équation de bilan pour le calcul de la température de l'eau dans la résolution du système d'équation. En régime permanent, on estime bien le flux massique d'ébullition et en régime transitoire (début ou fin d'ébullition), le modèle se comporte comme un régulateur de la température de l'eau légèrement au-dessus de $T_{vsat}(p)$, même avec une variation de la pression. Par ailleurs, cette méthode permet de

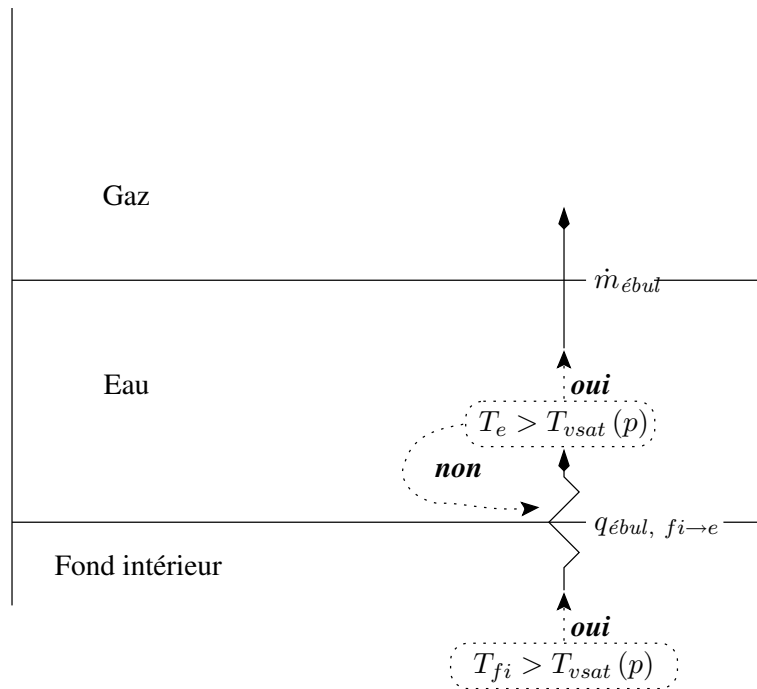


FIG. 4.11 – La gestion des flux d'ébullition

décrire à la fois le phénomène d'ébullition par chauffage — au cours de la cuisson —, et celui de flash-ébullition — au cours de la décompression. En effet, au cours de la décompression, alors que la source de chauffe est éteinte, un grand écart entre la température de l'eau et la température de saturation impose une grande production de vapeur par ébullition.

$$\dot{m}_{\text{ébul}} = \gamma \cdot [T_e - T_{vsat}(p)] \quad (4.36)$$

On peut maintenant relier le débit massique de vapeur dans le compartiment gazeux avec l'énergie qu'il transporte et donc le flux enthalpique correspondant $q_{\text{ébul}, e \rightarrow g}$ grâce à l'équation 4.37.

$$q_{\text{ébul}, e \rightarrow g} = \dot{m}_{\text{ébul}} \cdot C p_v \cdot T \quad (4.37)$$

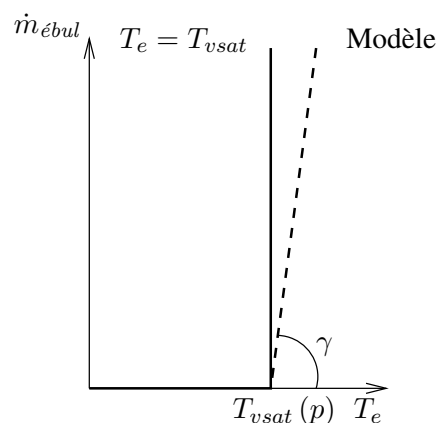


FIG. 4.12 – Comportement de l'équation du calcul du flux massique d'ébullition

Cette méthode numérique permet d'assurer un débit massique qui respecte au mieux l'équation 4.38 en simplifiant la mise en œuvre du modèle.

$$\dot{m}_{\text{ébul}} = \frac{q_{\text{ébul}, e \rightarrow g}}{\Delta H} \quad (4.38)$$

Enfin, la réalité physique des phénomènes pousse à penser que s'il existe un flux de matière par ébullition fort entre l'eau et le gaz, les flux d'évaporation et de convection sont nuls puisque la vapeur pure émise à l'interface eau-gaz interdit le contact par mouvement de convection de l'ambiance gazeuse et donc, par la même occasion, tout flux convectif. Dans le modèle, par simplification, nous avons donc choisi de ne prendre en compte le flux de convection et d'évaporation que s'il n'y a pas de flux d'ébullition avec émission de vapeur.

4.2.3.7 Flux liés à la condensation

COMME nous l'avons vu au paragraphe 2.3.2.3 page 51, la condensation se produit sur toutes les surfaces dont la température est inférieure à la température de rosée du gaz. Elle a donc éventuellement lieu, dans notre cas, sur les parois et/ou l'aliment. Par ailleurs, nous l'avons vu, l'air a une influence importante sur les échanges de chaleur par condensation. Dans le modèle, pour évaluer les flux liés à la condensation, nous définirons un coefficient d'échange h_{cond} qui reprend l'ensemble des éléments développés au paragraphe 2.3.2.3 page 51 et dont l'expression finale est donnée par l'équation 4.39. Dans cette relation, K_{air} , donné par l'équation 4.40, est, rappelons-le, le coefficient qui prend en compte la présence d'air et cf est un coefficient de forme dont les valeurs sont données par le tableau 2.10 page 52.

$$h_{\text{cond}} = K_{\text{air}} \cdot cf \cdot \left(\frac{(\lambda_e)^3 \cdot \rho_e \cdot (\rho_e - \rho_g) \cdot g \cdot i}{\mu_e \cdot (T_{\text{vsat}} - T_{\text{surf}}) \cdot l} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.39)$$

$$K_{\text{air}} = \frac{1}{2} \cdot \left[\exp(-47,7294 \cdot (x_a)^{0,6246}) + \exp(-2,8235 \cdot (x_a)^{0,3533}) \right] \quad (4.40)$$

Les flux à la fois massique et thermique liés à la condensation sont donnés par la figure 4.13. On remarquera que la vapeur, qui se condense, provoque des flux de matière et d'enthalpie comptés négativement pour le compartiment gazeux. Mais, alors que la matière — qui est maintenant de l'eau liquide — se retrouve intégralement dans le compartiment liquide, l'enthalpie se partage entre la paroi intérieure et l'objet d'une part et le compartiment liquide d'autre part. En effet, l'eau liquide possède une enthalpie qu'elle fait gagner au compartiment liquide mais la différence d'enthalpie vapeur-liquide, quant à elle, est gagnée par la surface sur laquelle la vapeur s'est condensée, en l'occurrence, la paroi ou l'objet.

La valeur du débit massique de vapeur qui se condense \dot{m}_{cond} est donnée par l'équation 4.41 où T_{surf} peut être soit la température de la paroi interne, soit celle de l'objet et S , de même, peut être la surface de la paroi interne ou celle de l'objet.

$$\dot{m}_{\text{cond}} = \frac{S \cdot h_{\text{cond}} \cdot (T_{\text{ros}} - T_{\text{surf}})}{\Delta H_{\text{moy}}} \quad (4.41)$$

Dans l'équation 4.41, ΔH_{moy} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 110 °C qui est représentative de la température dans l'autocuiseur. D'une façon générale, la chaleur latente de changement d'état ΔH est calculée par rapport à celle de l'état de référence (voir §4.2.2) à l'aide de la relation 4.42. Ainsi, l'évolution de la chaleur latente de changement d'état est

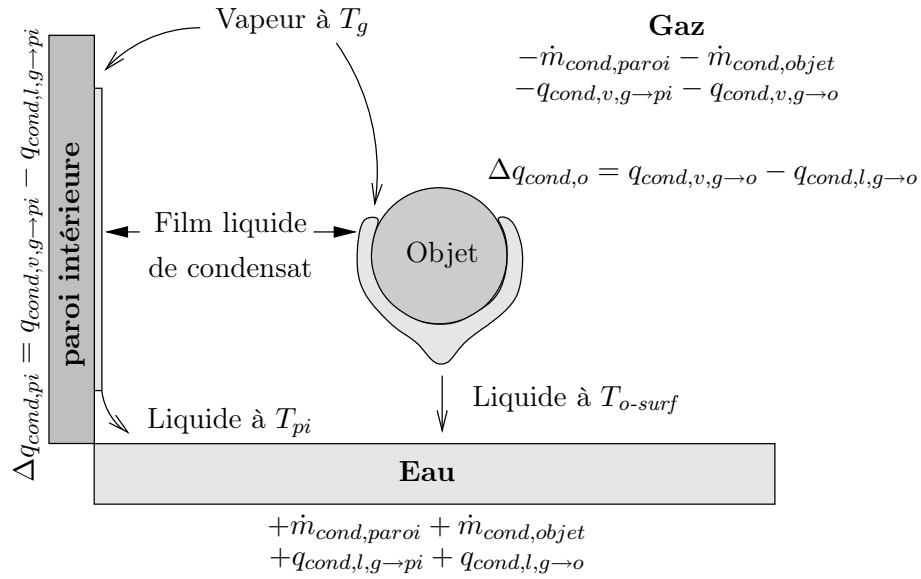


FIG. 4.13 – Schéma des flux de condensation

donnée par la figure 4.14 dans laquelle on suppose une chaleur spécifique de l'eau constante avec la température, ce qui n'est pas rigoureusement vrai.

$$\Delta H = \Delta H_0 + (Cp_v - Cp_e) \cdot (T - T_{ref}) \tag{4.42}$$

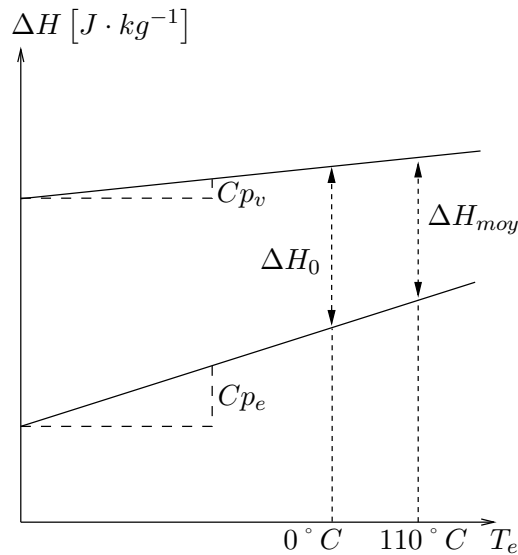


FIG. 4.14 – Évolution de la chaleur latente d'évaporation de l'eau en fonction de la température

On peut estimer maintenant les flux enthalpiques relatifs à ces transferts d'eau pour chacun des compartiments concernés en fonction de l'état physique dans lequel elle s'y trouve. Ainsi pour le gaz, le flux enthalpique sortant de la vapeur qui se condense est donné par l'équation 4.43 et pour l'eau liquide, le flux enthalpique entrant des condensats associé est donné par l'équation 4.44. Dans cette dernière équation, T représente la température de la surface sur laquelle l'eau se condense

Finalement, la surface sur laquelle se condense l'eau récupère un flux enthalpique Δq_{cond} dont l'expression est donnée par l'équation 4.45.

$$q_{cond,v} = \dot{m}_{cond} \cdot Cp_v \cdot T_g \quad (4.43)$$

$$q_{cond,l} = \dot{m}_{cond} \cdot (Cp_e \cdot T - \Delta H_0) \quad (4.44)$$

$$\Delta q_{cond} = q_{cond,v} - q_{cond,l} = \dot{m}_{cond} \cdot (\Delta H_0 + Cp_v \cdot T_g - Cp_e \cdot T) \quad (4.45)$$

4.2.3.8 Flux de rayonnement

LES flux de rayonnement ne sont pas pris en compte dans le modèle pour les raisons qui sont développées au paragraphe 2.3.1.4 page 45.

4.2.4 Le système d'équations de bilan

LE système d'équations, qui s'applique à toutes les variables d'état que nous avons définies et qui prend en compte tous les flux que nous avons décrits, comporte donc onze équations différentielles ordinaires non linéaires couplées (voir équations 4.46) auxquelles s'ajoutent les équations discrétisées de la diffusion de la chaleur dans l'aliment (voir § 4.2.3.2 page 117). Ce système d'équations sera résolu numériquement.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm_a}{dt} = -\dot{m}_a \\ \frac{dm_v}{dt} = -\dot{m}_v - \dot{m}_{cond} + \dot{m}_{ebul} + \dot{m}_{evap} \\ \frac{dT_{fe}}{dt} = \frac{1}{S_f \cdot \frac{1}{2} \cdot ep_f \cdot \rho_f \cdot Cp_f} \cdot (q_{pl \rightarrow fe} - q_{fe \rightarrow fi}) \\ \frac{dT_{fi}}{dt} = \frac{1}{S_f \cdot \frac{1}{2} \cdot ep_f \cdot \rho_f \cdot Cp_f} \cdot (q_{fi \rightarrow fe} - \max(q_{fi \rightarrow e}; q_{ébul, fi \rightarrow e})) \\ \frac{dT_{pe}}{dt} = \frac{1}{S_p \cdot \frac{1}{2} \cdot ep_p \cdot \rho_p \cdot Cp_p} \cdot (q_{pi \rightarrow pe} - q_{pe \rightarrow ext}) \\ \frac{dT_{pi}}{dt} = \frac{1}{S_p \cdot \frac{1}{2} \cdot ep_p \cdot \rho_p \cdot Cp_p} \cdot (q_{g \rightarrow pi} - q_{pi \rightarrow pe} + \Delta q_{cond, g \rightarrow pi}) \\ \frac{dT_{pl}}{dt} = \frac{1}{m_{pl} \cdot Cp_{pl}} \cdot (q_{chauffe} - q_{pl \rightarrow sp} - q_{pl \rightarrow fe}) \\ \frac{dT_{sp}}{dt} = \frac{1}{m_{sp} \cdot Cp_{sp}} \cdot (q_{pl \rightarrow sp} - q_{sp \rightarrow ext}) \\ \frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_{cond} - \dot{m}_{ebul} - \dot{m}_{evap} \\ \frac{dH_e}{dt} = \max(q_{fi \rightarrow e}; q_{ébul, fi \rightarrow e}) - q_{e \rightarrow g} \\ \quad - q_{évap, e \rightarrow g} - q_{ébul, e \rightarrow g} + \Delta q_{cond, g \rightarrow pi} + q_{cond, l, g \rightarrow o} \\ \frac{dH_g}{dt} = q_{e \rightarrow g} - q_{g \rightarrow pi} - q_{g \rightarrow o} + q_{évap, e \rightarrow g} \\ \quad + q_{ébul, e \rightarrow g} - q_{cond, v, g \rightarrow pi} - q_{cond, v, g \rightarrow o} - q_a - q_v \end{array} \right. \quad (4.46)$$

Chacun des flux de chaleur intervenant dans ce système est associé à un coefficient de transfert. Les deux coefficients de transfert de chaleur par contact seront ajustés expérimentalement (voir § 5.5.2 page 156 pour $h_{pl \rightarrow fe}$ et § 5.5.1 page 154 pour $h_{pl \rightarrow sp}$). Parmi les six coefficients de transferts de chaleur par convection, $h_{sp \rightarrow ext}$ sera ajusté expérimentalement (voir § 5.5.1 page 154), $h_{g \rightarrow o}$, $h_{e \rightarrow g}$ et $h_{g \rightarrow pi}$ ont été déterminés par la littérature (voir § 2.3.1.3 page 39) et enfin, $h_{fi \rightarrow e}$ et $h_{pe \rightarrow ext}$ qui ont aussi été déterminés par la littérature (voir § 2.3.1.3 page 39) seront validés expérimentalement (voir § 5.5.2 page 156 pour $h_{fi \rightarrow e}$ et § 5.5.3 page 159 pour $h_{pe \rightarrow ext}$).

Les autres coefficients de transfert concernent les changements d'état. L'évaporation est liée directement au flux convectif entre l'eau et le gaz et l'analogie de Lewis décrite plus

haut (voir § 4.2.3.5 page 121) permet d'en évaluer l'intensité. Le coefficient de transfert par condensation a été déterminé par la littérature (voir § 2.3.2.3 page 51). Enfin le coefficient de transfert par ébullition dépend d'un coefficient ζ qui est déterminé par la littérature (voir § 2.3.2.2 page 48).

4.2.5 Les cinétiques de cuisson

PUISQUE le système d'équations permet de connaître les températures dans l'aliment en fonction du temps, nous pouvons calculer, en appliquant les méthodes numériques de Bigelow définies au paragraphe 2.5.3.3 page 70, diverses cinétiques de cuisson. En effet, rappelons-le, l'évolution du facteur de Bigelow F_B suivant le formalisme de l'équation 4.47, on peut définir un état d'avancement Ψ comme le montre l'équation 4.48. Dans ces équations, les valeurs de D_{ref} et z seront issues soit de l'expérience, soit de la littérature en fonction de la cinétique décrite.

$$\frac{dF_B}{dt} = 10^{\frac{(T_o - T_{ref})}{z}} \quad (4.47)$$

$$\Psi = 10^{-\frac{F_B}{D_{ref}}} \quad (4.48)$$

Dans notre cas, le modèle peut calculer deux types de cinétiques :

- Une première cinétique est représentative de la cuisson et est issue du travail sur la texture. Les valeurs de D_{ref} et z sont connues expérimentalement. L'avancement de la réaction peut alors être définie pour la surface en prenant la température de la couche externe et pour le cœur en prenant la température du centre de l'aliment. On pourra donc obtenir des valeurs cuisatrices pour la surface et le cœur qui seront utilisées ultérieurement.
- Un autre type de cinétiques peut être calculé, par exemple, pour la destruction des vitamines. Ce type de cinétiques peut bien-sûr être appliqué à d'autres critères qualités du même genre. L'évolution de la concentration en vitamines est donnée par la formule 4.49. Celle-ci est évaluée pour chaque compartiment de l'aliment et la destruction globale est la moyenne pondérée par les volumes de chaque compartiment. En effet, l'équation 4.50 montre que la moyenne des concentrations est équivalente à la moyenne des taux d'avancement de la réaction. Les résultats de ce type de cinétiques ne seront pas utilisés dans ce document.

$$\log\left(\frac{C}{C_0}\right) = - \int_0^t \frac{10^{\frac{T - T_{ref}}{z}}}{D_{ref}} dt = - \frac{F_B}{D_{ref}} \quad (4.49)$$

$$\frac{\bar{C}}{C_0} = \frac{\int_V \frac{C}{C_0} dV}{V} = \frac{\int_V 10^{-\frac{F_B}{D_{ref}}} dV}{V} = \frac{\int_V \Psi dV}{V} \quad (4.50)$$

4.2.6 Description des étapes successives pour résolution du modèle

LA résolution numérique des équations d'évolution du système est effectuée par le logiciel de calcul Matlab. Ainsi, pour résoudre le système d'équation, celui-ci passe par une première phase d'initialisation des variables qui est nécessaire pour la définition du système ainsi que des constantes. Ceci est effectué par le programme d'initialisation dont un exemple est donné en annexe. Ensuite, la résolution numérique proprement dite s'effectue en plusieurs étapes :

1. Calcul des variables secondaires grâce aux valeurs actuelles des variables d'état
Le programme applique ici les différentes équations définies au paragraphe 4.2.2 page 114
2. Détermination des phases de cuisson suivant un programme de chauffe pré-établi
Le programme de chauffe pré-établi prévoit trois phases de chauffe. À chaque phase correspond une puissance de chauffe différente en entrée. La première phase, où la puissance est classiquement maximale, dure jusqu'à ce que la pression dans l'enceinte atteigne une valeur de consigne qui déclenche l'ouverture de la soupape. Le moment de passage de la phase 1 à la phase 2 est alors enregistré et la phase 2 commence. La phase 2, où une puissance réduite est généralement imposée, dure un temps déterminé correspondant à une durée de cuisson indiquée typiquement dans un livre de recette. Ce temps écoulé, on passe à la phase 3, à puissance nulle dans la plupart des cas, qui complète le temps de simulation total prévu initialement.
3. Détermination de l'état des différents dispositifs intervenant dans le fonctionnement de l'autocuiseur : soupape, purge, etc.
Une comparaison entre la pression interne de l'autocuiseur et les pressions d'ouverture ou de fermeture de la soupape et du doigt permet d'en déterminer l'état. De même, une comparaison entre la température du gaz et la température de fonctionnement de la purge, associée à la phase de cuisson, permet de déterminer le moment de fermeture de la purge. En effet, on constatera que la purge ne peut changer d'état qu'au cours de la phase 1.
4. Calcul des coefficients de transfert dans le cas particulier de la condensation qui dépend des conditions au moment du calcul.
5. Calcul des flux par changement d'état : ébullition et condensation
La simulation évalue les possibles changements d'état : ébullition et condensation sur la paroi et l'aliment. La condensation répond à une condition sur la différence entre la température de surface — de la paroi ou de l'aliment — et la température de rosée du gaz, correspondant à la pression partielle de vapeur d'eau. Si celle-ci est négative, on considère une condensation. L'ébullition répond, quant à elle, à une condition sur la différence de température entre le fond intérieur et la température de saturation correspondant à la pression totale dans l'autocuiseur d'une part, et la différence entre la température de l'eau et la température de saturation correspondant à la pression totale d'autre part. Si la première différence est positive, on considère une ébullition générant un flux de chaleur du fond intérieur vers le compartiment liquide. Si la deuxième différence est positive, on considère une ébullition générant un flux de matière et un flux enthalpique de l'eau liquide vers le gaz.
6. Calcul des autres flux
Tous les flux entre les différents compartiments sont calculés à l'aide des relations ci-dessus. Dans le cas où il existe un flux d'ébullition et d'évaporation, on ne garde que le plus grand des deux flux. Ainsi, il ne peut y avoir un flux d'évaporation du compartiment liquide vers le compartiment gazeux que s'il n'y a pas d'ébullition.
7. Calcul des variations des variables d'état
Les variations sur les variables d'état sont évaluées en commençant par l'évolution dans les différentes tranches de l'aliment discrétisé puis dans tous les autres compartiments en exploitant le système d'équation 4.46. On constate que tous les flux sont fonctions des variables d'état ou des variables secondaires, elles-mêmes, fonctions des variables d'état.

Toutes ces étapes sont effectuées par une fonction dont un exemple se trouve en annexe au paragraphe 7.11 page 249 et qui est résolue par un programme principal grâce au solveur

d'équations différentielles ordinaires aux conditions raides *ode15s* (Shampine & Reichelt, 1997; Shampine et coll., 1999).

4.2.7 Performances et limitations attendues du modèle

AVANT d'effectuer le moindre calcul, on peut déjà faire une liste objective des performances et des limitations du modèle liées aux hypothèses posées. En effet, par sa structure même, on peut déjà définir les points critiques auxquels nous allons être confrontés.

4.2.7.1 Performances du modèle

LE modèle doit permettre de prendre en compte, de quantifier et de suivre l'évolution des principaux phénomènes mis en jeu dans une cuisson en autocuiseur. Il permet de simuler l'intégralité d'une cuisson dans des conditions proches des conditions réelles d'utilisation. Il donne accès à des variables innaccessibles par l'expérience. La rapidité de résolution permet de faire un grand nombre de simulations en peu de temps — le temps de résolution est de l'ordre de la minute. Le nombre de paramètres à ajuster est assez faible pour un grand nombre de variables de sortie.

4.2.7.2 Limitations du modèle

PLUSIEURS limitations peuvent d'ores-et-déjà être mises en évidence. Tout d'abord, le compartiment gazeux est supposé homogène en température et en concentration alors que nous savons que ce n'est pas le cas. Ensuite, l'intensité des échanges entre la surface des aliments et la phase vapeur — ou la phase liquide — est indépendante de la position de l'aliment dans un éventuel empilement d'aliment, alors qu'il est possible que la cuisson d'aliment au centre d'un empilement ne se fasse pas de la même façon et pas à la même vitesse qu'à la périphérie. De plus, le modèle ne permet pas d'échange entre l'eau et la paroi, ni la conduction dans la paroi ce qui peut fausser l'estimation des températures internes. Ensuite, de nombreuses variables comme les chaleurs spécifiques sont prises constantes alors qu'elles sont en fait des fonctions de la température; il en va de même pour de nombreux coefficients de transfert dont l'impact de la température est négligé. Par ailleurs, l'eau est supposée pure alors que les relargages de substances épaississantes ou autre par les aliments en cours de cuisson peuvent en modifier les caractéristiques physiques et avoir un impact sur l'ébullition par exemple. Enfin, le rayonnement n'est jamais pris en compte ce qui pourrait éventuellement modifier légèrement les échanges.

4.3 Le modèle d'écoulement gazeux avec transfert

COMME nous venons de le voir, le modèle à compartiments, par sa définition même, ne peut pas donner d'informations spatiales. On ne connaît pas les déplacements des fluides ni les accumulations éventuelles d'air ou de vapeur localement. L'hypothèse d'homogénéité de la phase gazeuse implique aussi que ce qui sort a la composition moyenne du mélange. On sait qu'une limitation principale du modèle à compartiments est l'hypothèse d'homogénéité des fluides, tant en composition qu'en température, en particulier dans le gaz. En effet, on sait que la vapeur est produite en bas, par le compartiment liquide et doit ensuite circuler dans le reste du compartiment gazeux. De plus, comme nous l'avons montré précédemment, les écoulements sont laminaires, en particulier dans le compartiment gazeux, donc, les mélanges ne se font pas

rapidement. Enfin, on sait que les transferts se font principalement par condensation : la vapeur se condense sur les parois froides ou sur les aliments mais l'air arrive mélangé à la vapeur et va donc probablement s'accumuler à ces endroits-là. Nous avons déjà vu que l'air peut réduire fortement les transferts, donc son accumulation locale est importante à déterminer. La CFD est potentiellement une solution pour corriger l'approche compartimentale. Néanmoins, ses propres limitations comme nous allons le voir ne permettent pas à ce type de modèle de se substituer complètement à l'autre. Par ailleurs, l'impact de la géométrie de l'appareil est limité dans le modèle à compartiments puisque les seuls paramètres sont les épaisseurs, les tailles et les types de matériaux utilisés. Si, par exemple, on veut étudier par modélisation l'impact de la position de la soupape, de la forme précise de la cuve ou encore de la position, de la forme et de la structure du panier, la CFD semble un outil adéquat.

Les modèles CFD dans le cadre des cuissons sont surtout utilisés pour des systèmes monophasiques (Mistry et coll., 2006). En effet, souvent, comme nous allons le voir, les changements de phase en surface telles que la condensation ou l'évaporation sont difficilement prises en compte. On peut citer la récente revue de Norton & Sun (2006) assez exhaustive sur l'usage de la modélisation CFD en génie industriel alimentaire et qui apporte aussi les bases nécessaires à son utilisation. Dans notre cas, nous utiliserons le logiciel de calcul Fluent dans sa version 6.

4.3.1 Définition du système

B IEN entendu, comme pour tout modèle, il faut commencer par la définition du système. Dans ce cas, nous avons choisis de ne modéliser que la partie gazeuse, le panier et les aliments qu'il contient. En effet, c'est dans cette partie que la plupart des phénomènes importants pour la cuisson à la vapeur se passent. Les écoulements dans le gaz et la conduction dans les aliments sont simulés. En ce qui concerne le liquide qui se trouve en dessous du gaz, si nous ne l'avons pas modélisé en terme d'écoulement, il est toutefois pris en compte dans sa globalité, en particulier pour son inertie et ainsi, son impact thermique sur le reste est considéré.

4.3.1.1 Géométrie du modèle d'écoulement

L A figure 4.15 donne la géométrie de l'autocuiseur dans le modèle CFD représenté en coupe transversale. Nous avons estimé que la partie liquide qui se trouve hors du système représente une hauteur de 15 mm, la géométrie modélisée est tridimensionnelle et proche de l'autocuiseur réel que nous utilisons pour nos expériences (voir § 3.2 page 79). Comme le montre la figure 4.16, le panier comporte sept objets sphériques interpénétrés qui représentent des pommes de terre. Tous ces éléments seront ensuite maillés comme nous le verrons plus loin.

4.3.1.2 Les caractéristiques physiques des composants

L ES différents matériaux sont définis dans le modèle avec des caractéristiques qui sont regroupées dans le tableau 4.2. Ainsi, nous avons tout d'abord considéré les parois en inox : paroi latérale et couvercle. Elles ont été modélisées comme des coques, c'est-à-dire avec une seule maille d'épaisseur. La conduction du bas vers le haut dans la paroi latérale en inox est ainsi prise en compte. Les paramètres relatifs aux parois en inox ont été pris constants, tout comme ceux relatifs au produit alimentaire : la pomme de terre. Enfin, la paroi composite du fond de l'autocuiseur ainsi que l'eau liquide ont été considérées globalement. En effet, il

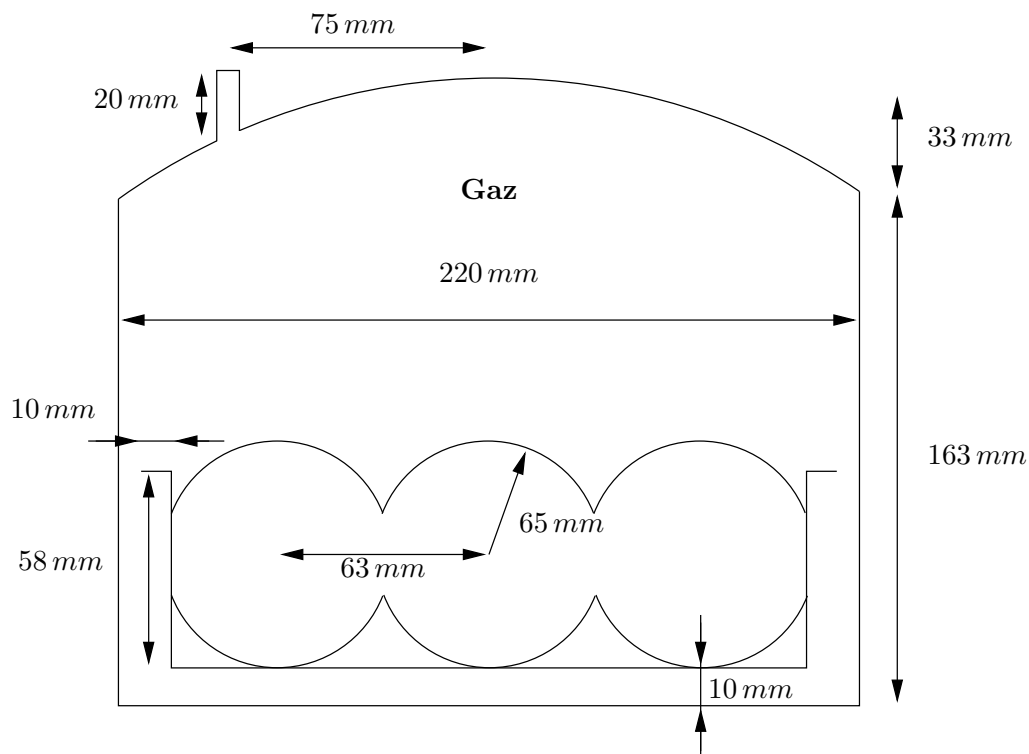


FIG. 4.15 – Géométrie de l'autocuiseur modélisé (coupe)

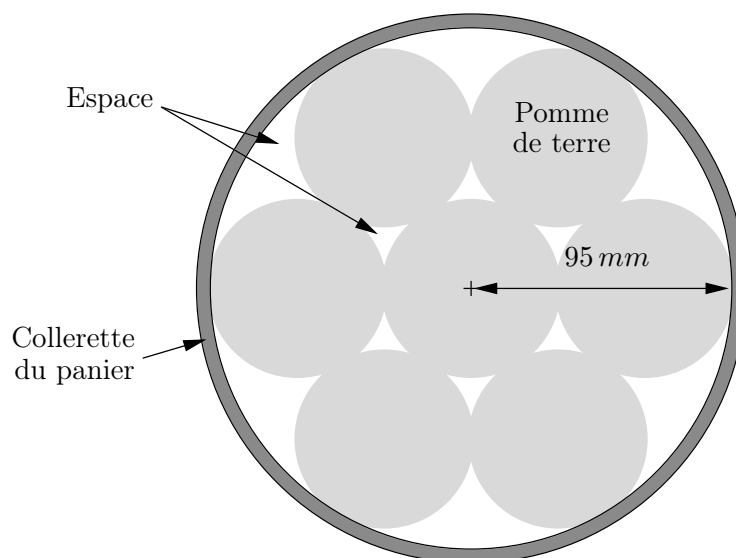


FIG. 4.16 – Disposition des aliments dans le panier

ne nous a pas semblé utile de détailler la géométrie complexe de la paroi composite — inox et aluminium — ni de prendre en compte les transferts thermiques couplés aux écoulements de l'eau liquide car nous ne nous intéressons pas aux détails des températures dans l'eau et dans la paroi du fond. De plus, nous savons que l'eau a une température assez homogène puisque, avant ébullition, la convection naturelle est en régime de transition vers la turbulence et pendant l'ébullition, l'agitation est forte. La plaque de cuisson apporte un flux de chaleur fixé — condition aux limites de type : flux imposé — au fond qui va contribuer à l'élévation

de température du fond et de l'eau, aux échanges convectifs avec le gaz et à la vaporisation de l'eau. Ce dernier aspect est pris en compte dans le modèle grâce à une condition d'interface eau-gaz avec « réaction » de vaporisation en surface (voir plus bas). L'inertie thermique de la paroi du fond et de l'eau est également prise en compte dans un modèle de « coque ». Finalement, la paroi du fond et l'eau sont considérées comme un milieu équivalent caractérisé par une masse équivalente m_{eq} et une chaleur spécifique Cp_{eq} dont la relation 4.51 permet de déterminer la masse thermique.

$$m_{eq} \cdot Cp_{eq} = m_{inox} \cdot Cp_{inox} + m_{alu} \cdot Cp_{alu} + m_{eau} \cdot Cp_{eau} \quad (4.51)$$

TAB. 4.2 – Les caractéristiques des solides

Zone	Matériaux	e ou d (m)	ρ ($kg \cdot m^{-3}$)	Source
aliment	Pommes de terre	$\approx 6,5 \times 10^{-2}$	$1,040 \times 10^3$	[1]
paroi	Inox	$0,8 \times 10^{-3}$	$7,950 \times 10^3$	[2]
fond+eau	Composite	$\approx 1,5 \times 10^{-2}$	$1,815 \times 10^3$	[3]
Zone	Matériaux	Cp ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	λ ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	Source
aliment	Pommes de terre	$3,515 \times 10^3$	$6,22 \times 10^{-1}$	[1]
paroi	Inox	$4,80 \times 10^2$	$1,50 \times 10^1$	[2]
fond+eau	Composite	$1,736 \times 10^3$	$1,00 \times 10^1$	[3]

[1] : Rahman (1995)

[2] : Bimbenet et coll. (2002)

[3] : Plusieurs données issues de Bimbenet et coll. (2002)

Par ailleurs, la conductivité thermique de ce milieu équivalent a été prise arbitrairement égale à $10 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$. Ce paramètre a essentiellement une influence sur le niveau de température de la plaque du fond qui nous importe peu. L'ordre de grandeur a été choisi pour tenir compte de la conductivité du fond métallique ($\lambda_{inox} = 15 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$, $\lambda_{alu} = 230 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) et des échanges par convection naturelle dans l'eau. Pour cela, on utilise une estimation grossière d'une conductivité équivalente égale au produit du coefficient de transfert à l'interface paroi-eau par l'épaisseur d'eau, ce qui donne $\lambda_{eq} \approx 10 \cdot W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$.

La phase gazeuse est considérée comme un mélange de gaz parfaits composé d'air et de vapeur. Nous avons donc pris comme donnée de base la masse molaire moyenne de l'air : $M_a = 0,029 kg \cdot mol^{-1}$ et la masse molaire de l'eau : $M_e = 0,018 kg \cdot mol^{-1}$. Ensuite, pour les mélanges et la résolution des équations que nous verrons plus bas, les propriétés sont calculées par le logiciel à partir de la théorie cinétique des gaz en fonction de la température, de la pression et de la composition.

4.3.2 Les équations du modèle

LE modèle donne principalement accès aux champs de vitesse, de température et de composition. Pour cela, il se base sur la résolution de différentes équations définies pour la partie gazeuse, pour les phases solides et aux interfaces.

4.3.2.1 Les équations définies pour la partie gazeuse

POUR la partie gazeuse, on peut écrire un système d'équations complet regroupant les équations de conservation de la masse totale (équation 4.52), de la masse d'air (équation 4.53), de la quantité de mouvement (équation 4.54) et de l'énergie (équation 4.55). Dans le bilan thermique, on a négligé la puissance liée aux forces visqueuses et de gravité ainsi que le transfert thermique lié à la diffusion de la vapeur d'eau par rapport à l'air.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (4.52)$$

$$\frac{\partial (\rho \cdot x_a)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \cdot x_a \cdot \vec{v} + \vec{j}_a) = 0 \quad (4.53)$$

$$\frac{\partial (\rho \cdot \vec{v})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \cdot \vec{v} \vec{v} + \bar{\tau}) = -\vec{\nabla} p + \rho \cdot \vec{g} \quad (4.54)$$

$$\frac{\partial \left[\rho \cdot \left(\hat{U} + \frac{v^2}{2} \right) \right]}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \left[\rho \cdot \left(\hat{U} + \frac{v^2}{2} \right) \cdot \vec{v} + \vec{j}_q \right] = 0 \quad (4.55)$$

Dans ces équations, \vec{v} est le vecteur vitesse, x_a est la fraction massique d'air, \vec{j}_a est la densité de flux diffusif d'air, $\bar{\tau}$ est le tenseur des contraintes visqueuses, \vec{j}_q est la densité de flux conductif de chaleur et \hat{U} est l'énergie interne massique.

Par ailleurs, nous utiliserons les lois des gaz parfaits comme lois d'état pour définir les paramètres de masse volumique ρ (équation 4.56) et d'énergie interne \hat{U} (équation 4.57) des gaz.

$$\rho = \frac{1}{\frac{x_a}{M_a} + \frac{1-x_a}{M_e}} \cdot \frac{p}{\mathfrak{R} \cdot T} \quad (4.56)$$

$$\hat{U} = \left[x_a \cdot \hat{C}_a + (1 - x_a) \cdot \hat{C}_e \right] \cdot T + \text{cste} \quad (4.57)$$

Pour les lois de transferts, nous utiliserons les lois de Fick (équation 4.58), Fourier (équation 4.60) et Newton (équation 4.59). Nous négligerons les effets de compression et dilatation dans les contraintes visqueuses.

$$\vec{j}_a = -\rho \cdot D m_a \vec{\nabla} x_a \quad (4.58)$$

$$\bar{\tau} = -\rho \cdot \nu \cdot \left[\vec{\nabla} \vec{v} + \left(\vec{\nabla} \vec{v} \right)^t \right] \quad (4.59)$$

$$\vec{j}_q = -\lambda \cdot \vec{\nabla} T \quad (4.60)$$

4.3.2.2 Les équations définies pour les solides

POUR les phases solides — produit alimentaire, paroi en inox —, on utilise les lois de conduction dans un milieu isotrope uniforme aux propriétés constantes. Ainsi, l'équation de conservation de l'énergie s'écrit comme le montre l'équation 4.61 à laquelle doivent être associés les lois d'état et de transfert définies par les équations 4.62, 4.63 et 4.64. Dans ces équations, les valeurs des constantes sont celles des propriétés respectives des composants définies au paragraphe 4.3.1.2.

$$\frac{\partial (\rho \cdot \hat{U})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \vec{j}_{qs} = 0 \quad (4.61)$$

$$\rho = \text{constante} \quad (4.62)$$

$$\hat{U} = Cp \cdot T + \text{constante} \quad (4.63)$$

$$\vec{j}_{qs} = -\lambda \cdot \vec{\nabla} T \quad (4.64)$$

4.3.3 Les conditions aux limites et aux interfaces

Il convient maintenant de définir l'ensemble des conditions que nous avons fixé aux limites et aux interfaces. Nous distinguerons ici les parois latérales — y compris le couvercle — à l'extérieur et à l'intérieur d'une part et le fond d'autre part.

4.3.3.1 L'interface paroi-extérieur

À un niveau de l'interface entre les surfaces extérieures de la paroi et du couvercle, nous avons limité les échanges à des transferts thermiques équivalents à des pertes par convection naturelle et dont la relation générale est donnée l'équation 4.65. Dans cette équation, \vec{n} est un vecteur normal unitaire orienté de la paroi vers l'extérieur et la valeur de h_{ext} a été fixée à $10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ qui est l'ordre de grandeur choisi pour une paroi verticale chaude en convection naturelle.

$$\vec{j}_{qs} \cdot \vec{n} = h_{ext} \cdot (T - T_{ext}) \quad (4.65)$$

4.3.3.2 La surface inférieure du fond de l'autocuiseur

À un niveau du fond, nous avons choisi de modéliser un flux thermique imposé. Ainsi, le flux s'exprime grâce à l'équation 4.66 dans laquelle \vec{n} est un vecteur normal unitaire orienté du fond vers la plaque de chauffe, S est la surface horizontale de l'autocuiseur au niveau de l'interface entre l'eau et le gaz et q/S est la puissance surfacique de la plaque de chauffe fixée.

$$\vec{j}_{qs} \cdot \vec{n} = -\frac{q}{S} \quad (4.66)$$

Il convient de remarquer que, contrairement à l'inertie thermique du fond de l'autocuiseur et de l'eau liquide, l'inertie thermique de la plaque de chauffe n'a pas été prise en compte.

4.3.3.3 Les interfaces condensantes et évaporantes

Pour certaines surfaces, les phénomènes de condensation et d'évaporation doivent être modélisés. Néanmoins, le logiciel Fluent ne permettant pas initialement de le faire, nous avons dû mettre en place un système de « réactions chimiques de surface » équivalent aux phénomènes que l'on désire décrire. Tout d'abord, les conditions aux limites sont définies par les équations 4.67 à 4.70 dans lesquelles j_{cond} est la densité de flux massique de vapeur qui se condense, \vec{v}_t est la vitesse tangentielle, \vec{j}_q est la densité de flux de chaleur conductif dans la vapeur et \vec{n} un vecteur normal unitaire orienté du gaz vers le solide — c'est-à-dire l'aliment ou la paroi.

$$\rho \cdot \vec{v} \cdot \vec{n} = j_{cond} \quad (4.67)$$

$$\vec{v}_t = \vec{0} \quad (4.68)$$

$$\left(\rho \cdot x_a \cdot \vec{v} + \vec{j}_a \right) \cdot \vec{n} = 0 \quad (4.69)$$

$$\left(\vec{j}_q - \vec{j}_{qs} \right) \cdot \vec{n} = -j_{cond} \cdot \Delta H \quad (4.70)$$

Comme nous l'avons dit, le logiciel Fluent ne comprend pas de modèle intégré de condensation ou d'évaporation. C'est pourquoi ces phénomènes ont été pris en compte par un couple de réactions de surface antagonistes qu'il sait traiter lorsqu'elles ont le formalisme général donné par l'équation 4.71 dans lesquelles Ea , α et β sont des paramètres à définir.

$$\begin{cases} A \xrightarrow{R} B \\ R = \alpha \cdot T^\beta \cdot \exp\left(-\frac{Ea}{\mathfrak{R}T}\right) \end{cases} \quad (4.71)$$

Deux « réactions » ont été définies avec des vitesses de réaction R_1 et R_2 exprimées en $mol \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$. La première réaction (équation 4.72) rend compte du passage de molécules d'eau de la phase gazeuse à la phase liquide et sa vitesse de réaction R_1 donnée par l'équation 4.73 montre qu'elle est fonction à la fois de la température locale — c'est-à-dire dans la maille en contact avec la paroi — du gaz T et de la concentration molaire locale en vapeur d'eau c_v . Cette équation est bien conforme au formalisme général des vitesses de réaction de Fluent (voir équation 4.71).



$$R_1 = k \cdot T \cdot c_v \quad (4.73)$$

La deuxième réaction (équation 4.74) rend compte du passage de molécules d'eau de la phase liquide à la phase gazeuse et sa vitesse de réaction R_2 donnée par l'équation 4.75 montre qu'elle est fonction de la pression de vapeur saturante locale p_{vsat} à la température de l'interface. Cette équation est réarrangée sous la forme de l'équation 4.76 qui permet d'obtenir une bonne estimation de la pression de saturation au travers de la chaleur latente molaire de vaporisation $\Delta\tilde{H}$ et d'une température de référence T_0 et qui convient au formalisme nécessaire à Fluent donné par l'équation 4.71.



$$R_2 = k \cdot \frac{p_{vsat}(T)}{\mathfrak{R}} \quad (4.75)$$

$$R_2 \approx k \cdot \frac{p_{vsat}(T_0)}{\mathfrak{R}} \cdot \exp\left[-\frac{\Delta\tilde{H}}{\mathfrak{R}} \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)\right] \quad (4.76)$$

Grâce aux équations 4.73 et 4.75, on peut déterminer la densité de flux massique de condensation comme le montre l'équation 4.77. S'il y a condensation, par exemple, le modèle considère bien les deux réactions mais dans ce cas, $R_1 > R_2$. De plus, la concentration molaire en vapeur est reliée à la fraction massique d'air par la relation des gaz parfaits (équation 4.78)

mais il est aussi possible de l'exprimer en utilisant comme paramètre la température de rosée et on peut ainsi écrire l'équation 4.79.

$$j_{cond} = k \cdot T \cdot \left[c_v - \frac{p_{vsat}(T)}{\mathfrak{R}T} \right] \cdot M_e \quad (4.77)$$

$$c_v = \frac{\frac{1-x_a}{M_e}}{\frac{1-x_a}{M_e} + \frac{x_a}{M_a}} \cdot \frac{p}{\mathfrak{R} \cdot T} \quad (4.78)$$

$$c_v = \frac{p_{vsat}(T_{ros})}{\mathfrak{R} \cdot T} \quad (4.79)$$

Avec les précédentes relations, on peut donc écrire une nouvelle expression de la densité de flux de condensation comme le montre l'équation 4.80.

$$j_{cond} = \frac{k}{\mathfrak{R}} \cdot [p_{vsat}(T_{ros}) - p_{vsat}(T)] \cdot M_e \quad (4.80)$$

Par un développement limité à l'ordre un (équation 4.81), on peut trouver une relation entre le coefficient de transfert de chaleur h et le paramètre k , pris comme constante de vitesse des réactions de surface où le produit $k \cdot T$ apparaît comme un coefficient de transfert de matière comme le montre l'équation 4.82.

$$\begin{aligned} q_{cond} &= \frac{j_{cond}}{M_e} \cdot \Delta \tilde{H} \\ &= \frac{k}{\mathfrak{R}} \cdot [p_{vsat}(T_{ros}) - p_{vsat}(T)] \cdot \Delta \tilde{H} \\ &\approx \frac{k}{\mathfrak{R}} \cdot \Delta \tilde{H} \cdot (T_{ros} - T) \cdot \left. \frac{dp_{vsat}}{dT} \right|_{T_0} \\ &= h \cdot (T_{ros} - T) \end{aligned} \quad (4.81)$$

$$\begin{aligned} h &= \frac{k}{\mathfrak{R}} \cdot \Delta \tilde{H} \cdot \left. \frac{dp_{vsat}}{dT} \right|_{T_0} \\ &= \frac{k \cdot \Delta \tilde{H}^2}{\mathfrak{R}^2 \cdot T_0^2} \cdot p_{vsat}(T_0) \end{aligned} \quad (4.82)$$

Dans notre cas, nous avons choisi comme température de référence $T_0 = 373 K$ et nous avons pris $h = 500 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, ce qui correspond à la résistance thermique d'un film de condensat d'environ $1 mm$.

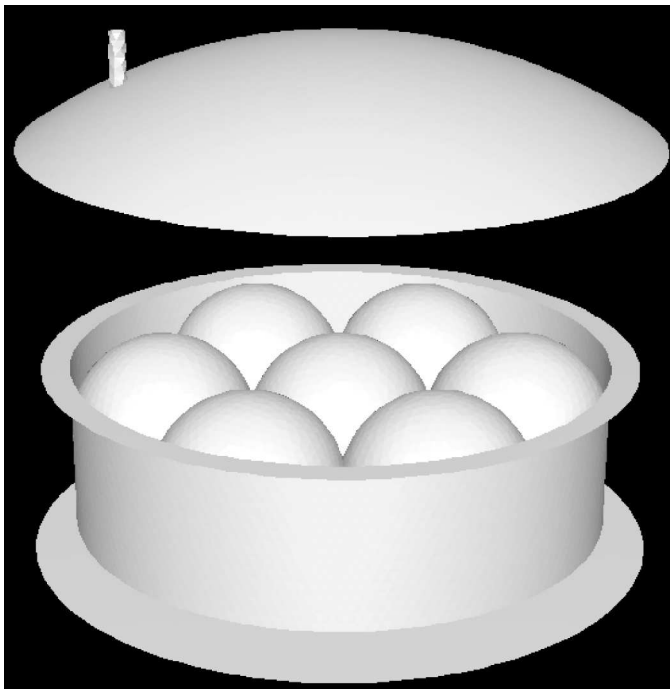
Ces équations seront appliquées aux interfaces entre le gaz et respectivement l'eau, la paroi et l'aliment pour rendre compte de l'évaporation et/ou de la condensation sur ces zones.

4.3.4 Maillage

LE système ainsi décrit et le jeu complet d'équations mis en place, il faut, avant de passer à la résolution par la méthode des volumes finis, découper le système en mailles. L'ensemble des équations de conservation étant résolu pour chaque maille, leur nombre a une grande influence sur le temps de calcul et leur taille sur la fiabilité des résultats. La géométrie et le maillage sont réalisés sur le logiciel Gambit. La figure 4.17 montre le maillage de la surface de l'eau, du panier considéré comme un milieu « poreux », de l'aliment, du couvercle et de la soupape en laissant apparaître les facettes (à gauche) et les arrêtes (à droite) des mailles.

Le maillage est fait à partir de tétraèdres dont la longueur moyenne des arêtes est de $4 mm$ et nous avons rajouté une série de 2 mailles dans la couche limite près des parois pour une épaisseur totale de $3 mm$ pour mieux décrire les transferts convectifs et le profil de concentration en air. Le nombre total de maille pour le solide s'élève à 118 561 et pour le gaz à 617 383. Sur la figure 4.18, on peut voir en haut deux détails du maillage grâce à une coupe dans le plan radial. Ainsi, on peut constater que la géométrie est bien respectée grâce à la petite taille des mailles et que la couche limite près de la paroi est prise en compte.

Vue des facettes du couvercle,
de la soupape, du panier, de l'aliment
et de la surface de l'eau



Vue des mailles du couvercle,
de la soupape, du panier, de l'aliment
et de la surface de l'eau

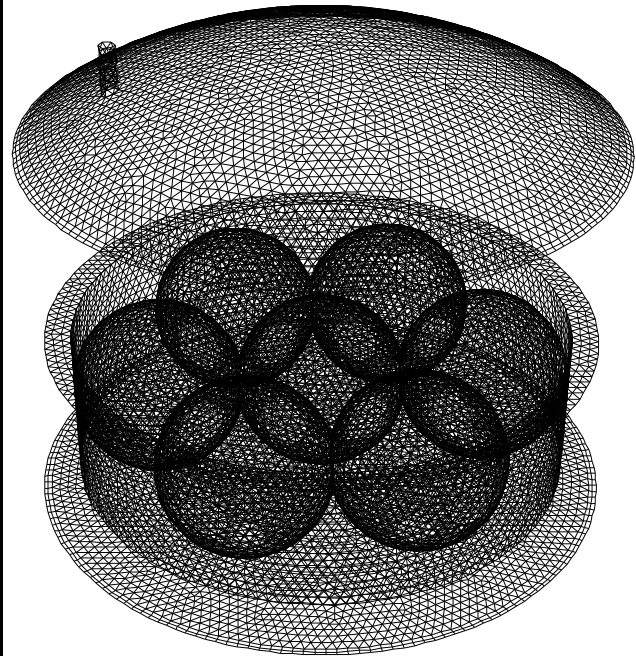


FIG. 4.17 – L'autocuiseur maillé

4.3.5 Paramètres de résolution

POUR résoudre le système que nous avons défini et maillé, le logiciel Fluent utilise la méthode des volumes finis. Le couplage des équations de continuité et de quantité de mouvement par l'intermédiaire de la pression est traité selon la méthode SIMPLE² (Patankar, 1980). Pour toutes les équations de convection et de diffusions, le logiciel utilise un schéma hybride du premier ordre amont. Enfin, les différents coefficients de relaxation utilisés sont donnés par le tableau 4.3.

TAB. 4.3 – Coefficients de sous-relaxations utilisés dans la modélisation CFD

Variable	Coefficient
Pression	0,3
Masse volumique	1
Force de gravité	1
Quantité de mouvement	0,7
Fraction molaire d'eau	0,5
Énergie	0,5

²Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations

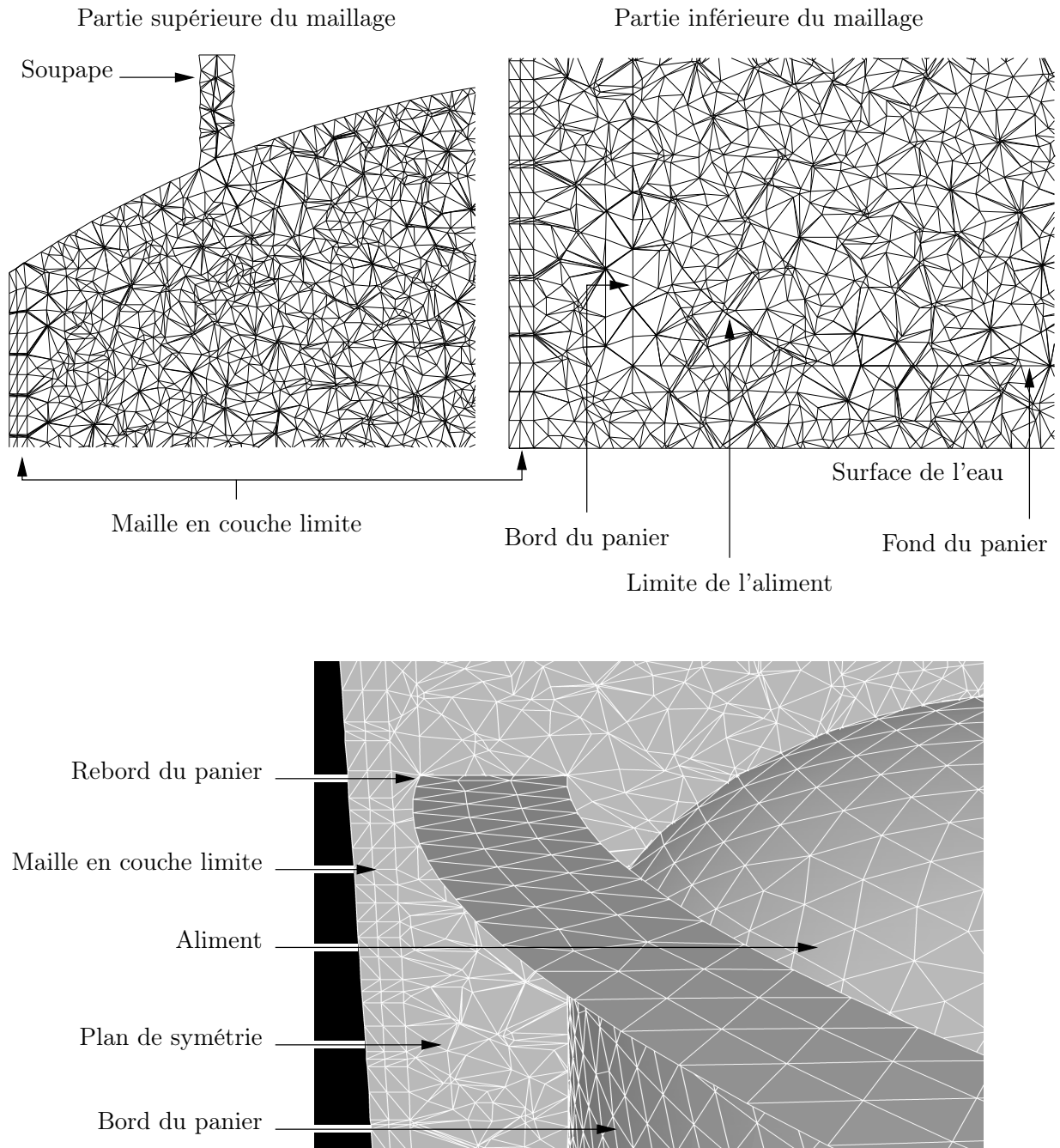


FIG. 4.18 – Détail du maillage

4.3.6 Performances et limitations du modèle

PAR sa structure même, ce modèle a l'avantage de prendre en compte les phénomènes locaux et permet ainsi d'obtenir une information spatiale inaccessible autrement. Ainsi, grâce à ce modèle, on vise à identifier des zones d'accumulation d'air et vérifier les dynamiques d'échauffement de l'aliment. De plus, les géométries pourraient être modifiées pour étudier l'impact d'une modification de structure ou de position de panier, de soupape ou encore le type d'empilement d'aliments. Néanmoins, plusieurs limitations peuvent être observées. En premier lieu, le temps de résolution est grand malgré notre souci de limitation

du nombre de mailles, on observe un rapport d'environ 2000 entre le temps de calcul et le temps modélisé. Cette durée est difficilement acceptable pour de grandes investigations d'optimisation. Par ailleurs, du point de vue de la précision du résultat, plusieurs biais ont été introduits dont l'impact est mal maîtrisé, en particulier sur les phénomènes d'évaporation et de condensation. Par exemple, en toute rigueur, avec un maillage très fin près des surfaces de condensation, en considérant l'équilibre thermodynamique entre le liquide et la vapeur à la surface du condensat et si on tenait compte de la conduction dans le film de condensat dans le modèle, le coefficient de transfert k devrait être infini. Mais, premièrement, le film de condensat n'est pas modélisé, d'où l'idée — comme dans la théorie du film de Nusselt — de tenir compte de cette résistance thermique par l'intermédiaire du coefficient k — via le coefficient h . Deuxièmement, la diffusion de l'air à travers la vapeur d'eau près d'une surface de condensation risque d'être mal prise en compte car la vapeur d'eau qui arrive vers la surface se condense et l'air qui l'accompagne a tendance à s'accumuler et doit diffuser en sens inverse. Pour bien prendre en compte ce phénomène, l'épaisseur de la maille adjacente à la surface doit être faible par rapport à l'épaisseur de la couche limite de diffusion, ce qui n'est pas forcément le cas. Troisièmement, une valeur numérique trop grande de k rend le schéma numérique très instable, ce qui nous limite fortement. Pour toutes ces raisons, il aurait fallu analyser plus en détail l'influence de k et du maillage par une étude de sensibilité. Dans cette partie de l'étude, on cherche, en fait, à voir principalement les potentialités d'utilisation de ce type de simulation pour de futures études. Seule une validation qualitative des résultats sera faite dans une configuration donnée et il faudra prendre avec prudence les résultats obtenus.

4.4 Conclusion sur la modélisation

Nous avons mis en place deux modèles très différents pour essayer d'affiner notre compréhension des phénomènes et d'analyser la complexité et l'évolution temporelle des nombreux transferts couplés au cours de cuisson dans un autocuiseur. Chacun des deux modèles présentent un certain nombre d'avantages et d'inconvénients respectifs qu'il faut bien garder en mémoire pour interpréter leurs résultats. Les données obtenues seront complémentaires des résultats expérimentaux mais, pour s'assurer de leur fiabilité, il convient de comparer les valeurs pour des variables accessibles à la fois par modélisation et par expérience dans les mêmes conditions d'essai. C'est ainsi que seront ajustés certains paramètres du modèle à compartiments. Les modèles, une fois validés, doivent aussi donner accès à des variables que l'expérimentation ne donne pas. De plus, ils doivent permettre de simuler des configurations d'autocuiseur actuellement difficiles à mettre en place expérimentalement et, si le temps de calcul reste raisonnable, d'effectuer un nombre important d'essais pour explorer des voies d'optimisation rapidement.

Chapitre 5

Résultats & discussions

Contenu

5.1	Introduction aux résultats et discussions	143
5.2	Mesures locales de température et de composition du gaz	143
5.2.1	Cartographie de température	143
5.2.2	Mesure de la teneur en air locale dans l'autocuiseur	144
5.3	Étude du fonctionnement d'une soupape	148
5.4	Estimation expérimentale des paramètres du modèle d'évolution de la texture	149
5.4.1	Les mesures de texture sur la carotte	150
5.4.2	Détermination des paramètres cinétiques de cuisson de la carotte	150
5.4.3	Validation des paramètres cinétiques par des cuissons en autocuiseur	152
5.5	Estimation expérimentale de certains coefficients de transferts thermiques	154
5.5.1	La plaque de chauffe	154
5.5.1.1	Description expérimentale	154
5.5.1.2	Résultats & interprétations	155
5.5.2	Le fond de l'autocuiseur	156
5.5.2.1	Description expérimentale	157
5.5.2.2	Résultats & interprétations	157
5.5.3	Les pertes thermiques aux parois de l'autocuiseur	159
5.5.3.1	Description expérimentale	159
5.5.3.2	Résultats & interprétations	159
5.6	Analyse de la sensibilité du modèle	162
5.6.1	Analyse de la sensibilité aux paramètres de transferts	162
5.6.2	Analyse de la sensibilité aux paramètres de conduite	165
5.7	Validation du modèle et réajustement de certains paramètres	167
5.8	Cuisson type d'un aliment modèle	172
5.8.1	Résultats expérimentaux	172
5.8.2	Comparaison de l'expérience avec le modèle à compartiments	173
5.9	Cuisson d'un aliment réel	183
5.9.1	Résultats expérimentaux	184
5.9.2	Comparaison avec le modèle à compartiments	186
5.10	Influence de la géométrie du produit traité	190
5.11	Influence des paramètres de fonctionnement	196
5.11.1	Influence de la baisse de puissance	196
5.11.1.1	Résultats expérimentaux	196

5.11.1.2	Modélisation	199
5.11.1.3	Interprétation des flux	201
5.11.2	Influence de la teneur en air	204
5.11.2.1	Résultats expérimentaux	204
5.11.2.2	Modélisation	206
5.11.2.3	Interprétation des flux	207
5.11.3	« Optimisation » pour des cuissons équivalentes	209
5.12	Simulation d'écoulement par CFD	211
5.12.1	Validation expérimentale du modèle d'écoulement	211
5.12.2	Résultats de la simulation	211
5.12.3	Comparaison avec le modèle à compartiments	220
5.13	Conclusion des résultats et discussions	221

5.1 Introduction aux résultats et discussions

AU travers de la bibliographie et de nos connaissances préalables, nous avons vu quels étaient les paramètres importants à étudier pour comprendre le fonctionnement et la cuisson en autocuiseur. Nous avons mis au point les matériels et les méthodes nécessaires et développé des modèles adéquats. Les essais effectués ici vont permettre de mieux comprendre le fonctionnement de l'autocuiseur, de déterminer expérimentalement un certain nombre de paramètres des modèles développés, en particulier pour le modèle à compartiments et de valider l'utilisation de ces modèles. Enfin, des résultats sur l'influence de diverses modifications de la conduite permettront de montrer les voies d'optimisations envisageables dans le cadre de l'utilisation ménagère d'un autocuiseur. On peut trouver en annexe au paragraphe 7.12 page 259 plusieurs tableaux qui reprennent l'ensemble des essais importants que nous avons réalisés en autocuiseurs expérimentalement ou par simulations et dont les résultats sont exposés ici.

5.2 Mesures locales de température et de composition du gaz

COMME nous l'avons vu précédemment, une des hypothèses clés du modèle à compartiments est l'homogénéité des compartiments fluides. Si cette hypothèse ne semble pas poser de problème pour l'eau, on sait qu'il s'agit d'une faiblesse au niveau du gaz.

Pour évoluer l'hétérogénéité du gaz, nous avons développé deux techniques : l'une expérimentale permettant la cartographie des températures et plusieurs mesures de teneur en air locale au cours d'une cuisson, l'autre étant un modèle d'écoulement de type CFD présenté plus haut et dont les résultats seront donnés plus loin (Voir § 5.12 page 211).

5.2.1 Cartographie de température

POUR réaliser la cartographie thermique de l'autocuiseur, nous sommes restés dans une configuration ménagère, c'est-à-dire avec une soupape à poids standard calibrée en usine à une pression de fonctionnement de $1,5 \text{ bar}$. La puissance de chauffe est d'abord de 2000 W puis est baissée à 500 W lorsque la pression mesurée atteint la valeur limite de $1,55 \text{ bar}$ puis enfin nulle lors de la décompression. L'autocuiseur est initialement rempli uniquement d'un litre d'eau. Ainsi, on peut repérer les moments suivants :

- 480 s : Ouverture de la soupape ;
- 870 s : Baisse de la puissance de chauffe ;
- 1200 s : Début de la décompression.

Tout au long de cette expérience, nous avons suivi la température en divers points tel que décrit au paragraphe 3.5.1 page 84 pour obtenir les cartographies des figures 5.2 et 5.3. Sur ces figures, on peut voir le champ de température toutes les 100 s avec des échelles adaptées pour chaque graphique. De plus, nous avons représenté sur le graphique de la figure 5.1 l'écart entre la température maximale et la température minimale relevées ainsi que l'écart-type de l'ensemble des mesures à chaque instant. Ainsi, on constate que les écarts de température les plus grands ($\sim 25^\circ\text{C}$) se produisent avant l'ouverture de la soupape mais sont seulement de l'ordre du degré après épuisement de l'air. La cartographie montre que la différence de température se fait principalement entre le haut et le bas de l'autocuiseur, le bas étant plus chaud puisque plus près de l'eau et de la production de vapeur. De plus, l'évolution de l'écart-type sur la figure 5.1 montre que les températures, en dehors de valeurs extrêmes, sont assez homogènes, d'autant plus que la valeur moyenne de température est élevée. Il convient de rappeler que le domaine de mesure ne se rapproche pas assez des parois de l'autocuiseur pour permettre

une exploration des couches limites des écoulements gazeux. Cette limitation technique est préjudiciable puisqu'on sait que les échanges se font justement sur les interfaces. Finalement, l'hypothèse d'homogénéité de température prise dans le modèle à compartiments peut rester une première approximation même si un développement ultérieur pour dissocier la partie basse du reste du gaz pourrait être envisagé.

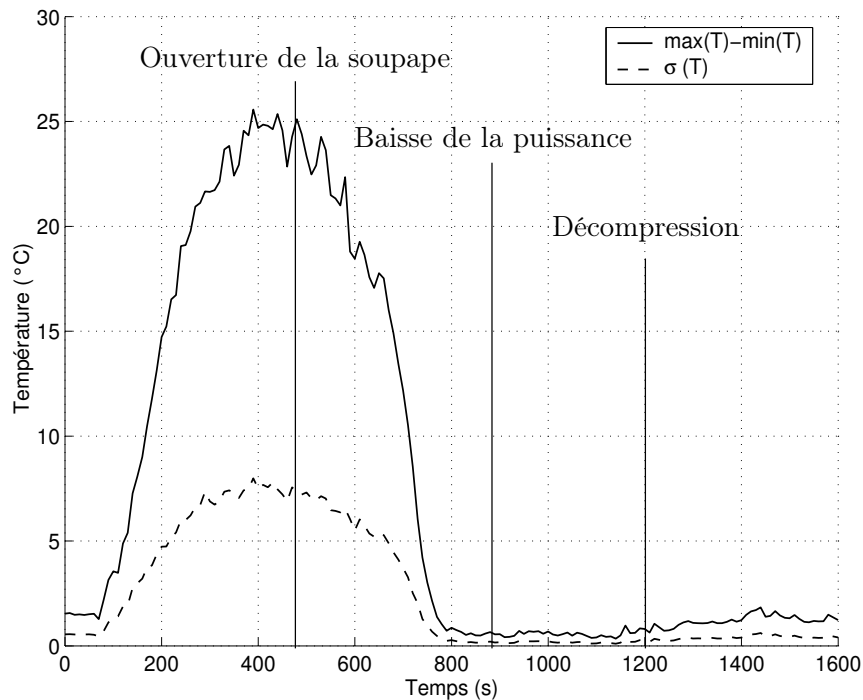
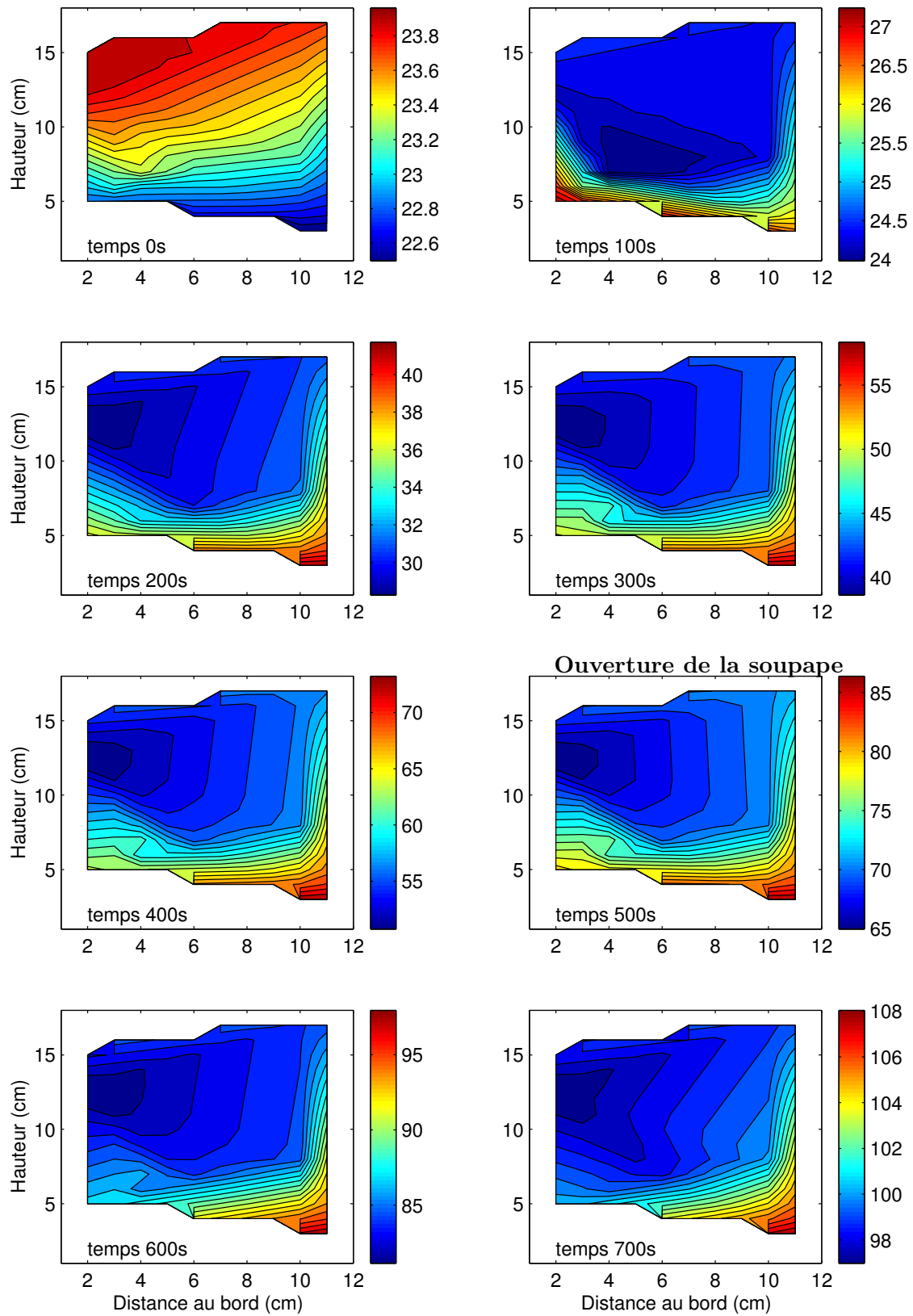


FIG. 5.1 – Écart entre la température maximale et la température minimale et écart-type sur l'ensemble des mesures des températures mesurées dans le gaz au cours du temps

À l'issue de ces mesures, nous pouvons établir tout de même une première interprétation sur les écoulements dans l'autocuiseur, en particulier au début de la chauffe. Puisqu'il existe une zone plus froide persistante vers le bord supérieur de l'autocuiseur et une zone plus chaude près de l'axe vertical, nous supposons l'existence d'une zone « morte » au niveau du bord supérieur et de deux cellules de convection : une principale montant par le centre de l'autocuiseur et une secondaire vers le bord inférieure comme le montre la figure 5.4.

5.2.2 Mesure de la teneur en air locale dans l'autocuiseur

TOUT comme la mesure de température, pour le même essai, nous avons réalisé une mesure de la teneur locale en air en quatre points du gaz comme décrit au paragraphe 3.7 page 94. La figure 5.5 donne les résultats obtenus exprimés en fraction massique. Les instants de modifications de conduite ont été reportés. La teneur en air commence à baisser même avant l'ouverture de la soupape à cause de l'évaporation de l'eau mais ne devient significativement différente de la teneur initiale — $< 0,1 \text{ kg}_a \cdot \text{kg}_g$ — qu'environ trois minutes après l'ouverture de la soupape. Ceci est observable pour l'ensemble des capteurs qui présentent globalement une allure semblable pour toute l'expérience. Ainsi, on peut dire que la composition du gaz est quasiment homogène pour les différents points de mesure mais nous devons ici appliquer la même réserve que pour les mesures de température car une fois encore les valeurs de teneur en air à proximité directe des parois ne sont pas accessibles.

FIG. 5.2 – Cartographie des températures dans le gaz ($t \in [0 \text{ s} : 700 \text{ s}]$)

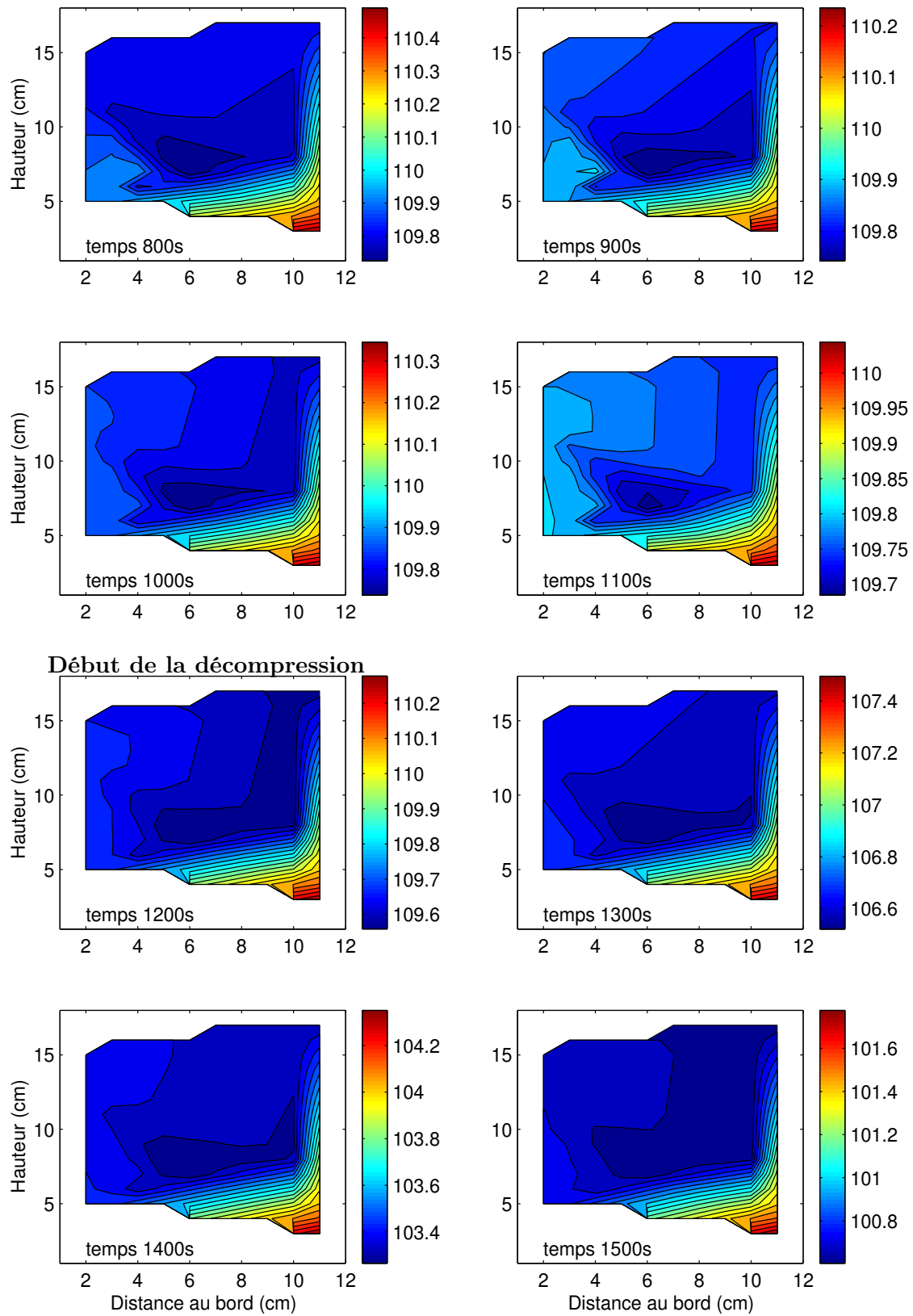


FIG. 5.3 – Cartographie des températures dans le gaz ($t \in [800 \text{ s} : 1500 \text{ s}]$)

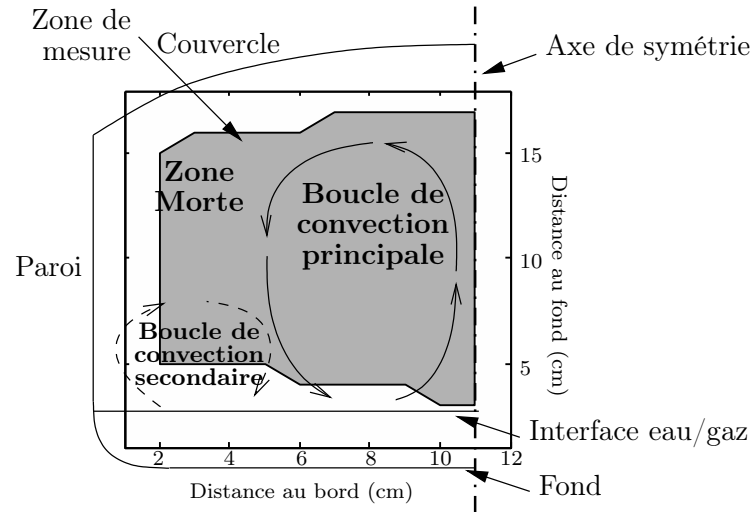


FIG. 5.4 – Interprétation des cellules de convection

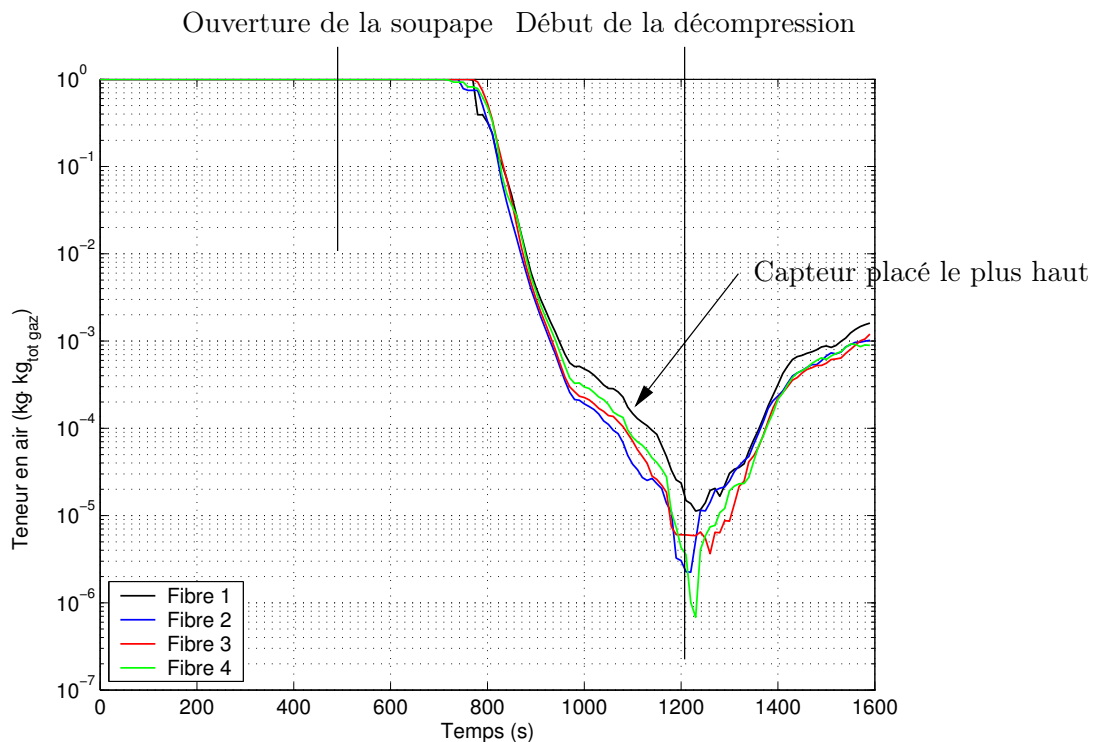


FIG. 5.5 – Évolution de la teneur en air dans le gaz mesurée pour quatre prélèvements

Peu après la décompression, on observe une remontée de la fraction massique d'air même si celle-ci reste très faible — $10^{-5} \rightarrow 10^{-3}$. Comme ce n'est pas lié à une entrée d'air extérieur puisque l'autocuiseur est sous pression, on peut imaginer une réorganisation de la masse gazeuse par une modification brutale de la circulation à cause de la décompression. Ainsi, de l'air qui aurait été accumulé, même en faible quantité, à certains endroits de l'autocuiseur aurait pu se re-mélanger dans le gaz et provoquer cette remontée observée.

5.3 Étude du fonctionnement d'une soupape

Nous allons chercher ici à caractériser expérimentalement le fonctionnement d'une soupape standard comme celle qui se trouve sur l'autocuiseur de l'étude. Après déclenchement, la pression de fonctionnement est définie théoriquement par la norme dédiée aux autocuiseurs (AFNOR, 2003). Dans l'équation 5.1, présentée en détails au paragraphe 4.2.3.1 page 115, on définit la pression en fonction du débit de la soupape. On peut ajuster dans cette équation les paramètres p_{seuil} que nous appelons « pression de fonctionnement » et $coef_{lis}$ correspondant à la soupape utilisée. Pour cela, en utilisant une soupape standard et en fixant une puissance de chauffe, on peut obtenir après stabilisation du système, une pression correspondant à un débit de vapeur mesurable par le dispositif de sortie des gaz. Ainsi, avec un autocuiseur initialement rempli de 2 l d'eau et avec une puissance variant par palier, on obtient plusieurs situations quasi-stationnaires. Les résultats expérimentaux sont reportés sur la figure 5.6. Les barres d'erreur représentent l'écart-type des valeurs mesurées au cours d'essais en conditions quasi-stationnaires pour le débit et la pression. Finalement, sur la même figure sont présentés les résultats de l'ajustement numérique obtenu avec la méthode du Simplex sur les deux coefficients p_{seuil} et $coef_{lis}$ avec minimisation de l'écart entre les résultats expérimentaux moyens et le résultat de l'équation 5.1.

$$\dot{m} = \dot{m}_{Bernoulli} \cdot \left(1 - \exp \left(- \left(\frac{p - p_{seuil}}{coef_{lis}} \right)^2 \right) \right) \quad (5.1)$$

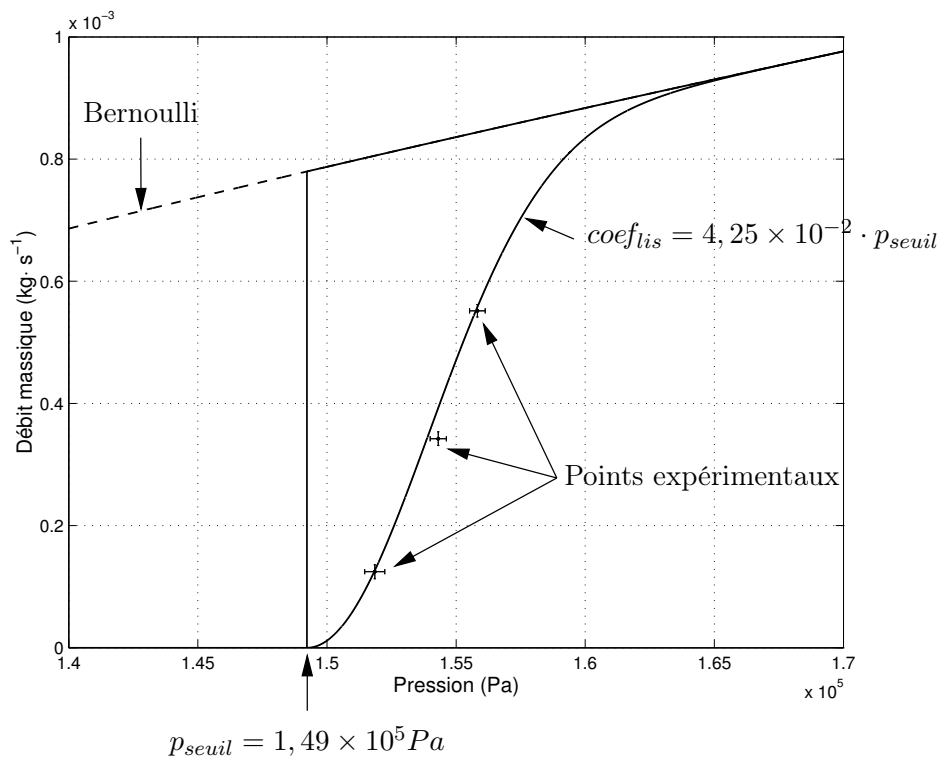


FIG. 5.6 – Ajustement de la pression seuil p_{seuil} et du coefficient de lissage $coef_{lis}$ de l'équation 5.1 pour la soupape standard

Nous prendrons donc les coefficients $p_{seuil} = 1,49 \times 10^5 \text{ Pa}$ et $coef_{lis} = 4,25 \times 10^{-2} \cdot p_{seuil}$ pour le calcul des débits massiques de sortie.

Néanmoins, dans nos expériences, nous n'utilisons pas une soupape standard mais le dispositif de régulation de pression composé d'électrovannes que nous avons décrit au paragraphe 3.8 page 99. Pour vérifier que le fonctionnement de notre dispositif de régulation de pression appelé « soupape pilotée » fonctionne comme la soupape standard, nous avons réalisé deux expériences similaires utilisant l'un puis l'autre des dispositifs. Les expériences sont réalisées avec une puissance de chauffe de 2000 W pendant la montée en pression puis réduite à 500 W pendant la phase de maintien en pression. La charge en eau est dans les deux cas de 750 ml. Cette conduite permet une montée en pression rapide avec un changement de comportement important par le grand écart entre les deux consignes de puissance de chauffe. La figure 5.7 donne le relevé de la pression pour les deux expériences. On voit ainsi que la pression est bien régulée au même niveau dans les deux cas et aucune différence importante n'est visible tout au long de la phase de maintien en pression. En ce qui concerne la décompression, on peut voir que la soupape pilotée provoque un léger retard. On peut l'expliquer par la perte de charge que provoque le dispositif de récupération des gaz et qui ralentit la décompression. Dans le cas de la soupape standard, l'ouverture est quasiment libre, ce qui permet une évacuation rapide de la vapeur. Néanmoins, le décalage n'est pas très grand et nous pouvons considérer que les deux systèmes sont très comparables pour conduire une cuisson donnée.

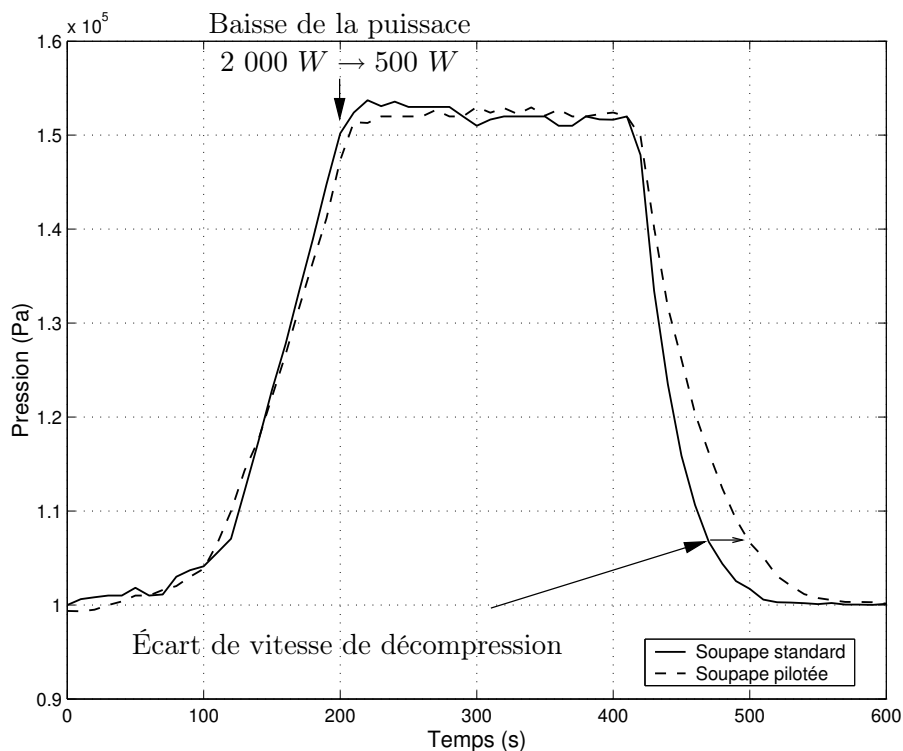


FIG. 5.7 – Évolution des pressions avec les deux types de soupape

5.4 Estimation expérimentale des paramètres du modèle d'évolution de la texture

COMME nous l'avons vu, nous avons pour objectif de modéliser la cuisson d'un aliment en autocuiseur et nous avons pour cela choisi la carotte. Le critère de cuisson est la texture dont le principe de mesure a déjà été exposé au paragraphe 3.11 page 105.

5.4.1 Les mesures de texture sur la carotte

LES résultats du plan d'expérience appliqué pour la mesure de la force maximale de cisaillement des carottes cuites au bain-marie sont donnés par la figure 5.8. Les segments passent par les moyennes des forces mesurées et les barres d'erreur représentent les valeurs maximales et minimales pour chaque série de 3 essais.

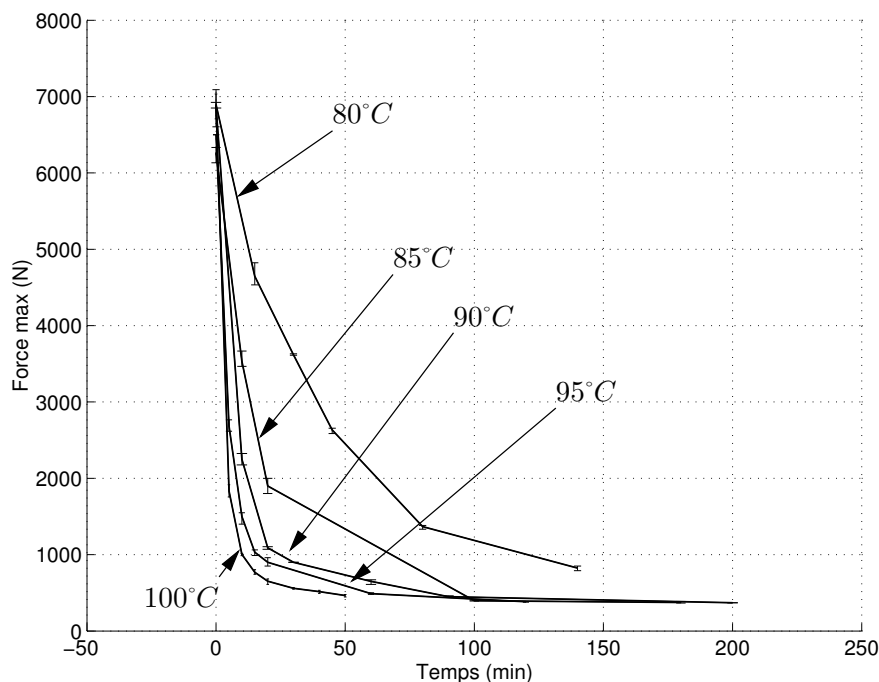


FIG. 5.8 – Mesure des forces maximales de cisaillement pour des carottes cuites au bain-marie

En premier lieu, on peut voir que la répétabilité de la mesure est bonne. Ensuite, ces résultats permettent de définir une force maximale moyenne pour l'aliment cru : $F_0 = 6\,685\text{ N}$, et une force maximale de l'aliment « sur-cuit » : $F_\infty = 370\text{ N}$. On peut donc calculer pour chaque mesure F_{norm} grâce à l'équation 5.2. L'évolution de $\log_{10}(F_{norm})$ en fonction du temps est donnée par la figure 5.9.

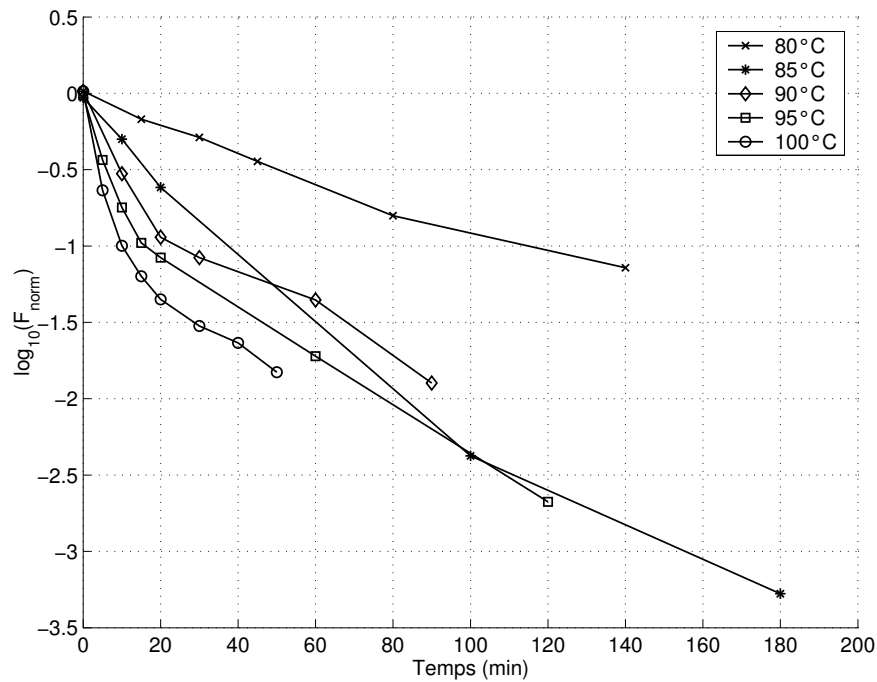
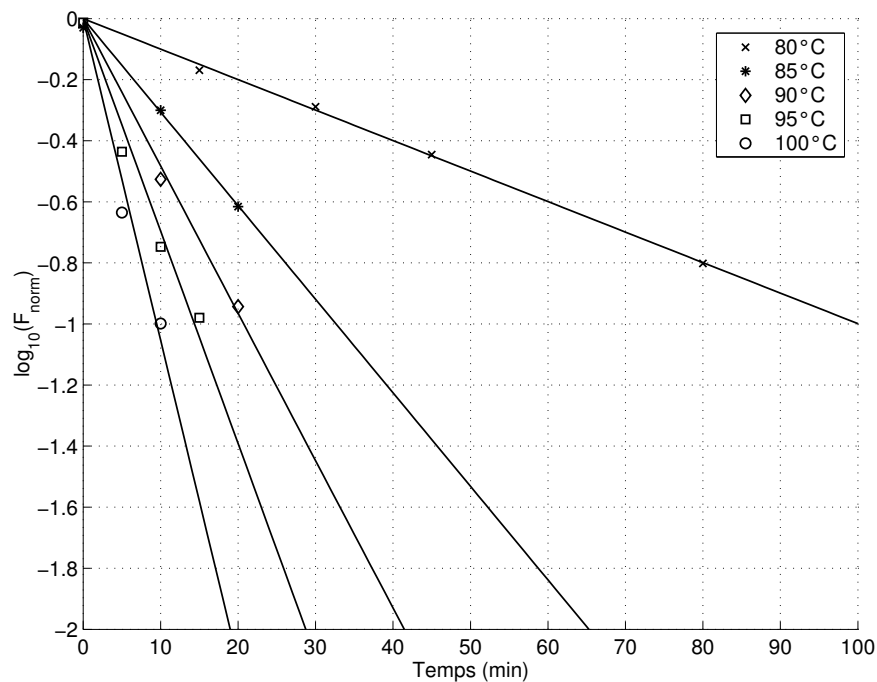
$$F_{norm} = \frac{F_{max} - F_\infty}{F_0 - F_\infty} \quad (5.2)$$

On constate que l'évolution selon une cinétique d'ordre 1 ne peut pas être appliquée sur l'ensemble du domaine. Notre modélisation semble donc simpliste par rapport à la complexité du phénomène de cuisson. Néanmoins, en réduisant le domaine à des zones plus étroites mais représentatives de la cuisson ménagère, nous pourrions évaluer des paramètres de cinétiques d'ordre 1 suffisamment pertinents pour des comparaisons de cuisson.

5.4.2 Détermination des paramètres cinétiques de cuisson de la carotte

NOUS avons réduit le domaine d'étude tel que $\log_{10}(F_{norm}) > -1$ et la figure 5.10 montre l'ajustement que nous avons pu alors faire pour la détermination du paramètre D_T . Les valeurs sont par ailleurs regroupées dans le tableau 5.1.

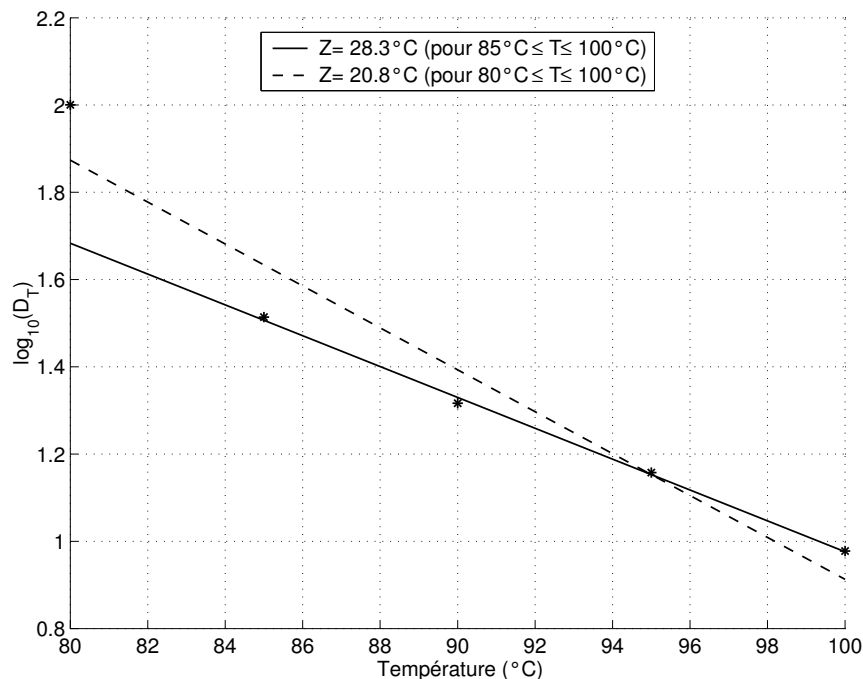
Ces valeurs du paramètre D_T ont permis de tracer le graphique de la figure 5.11. Sur cette figure, on voit que l'on peut ajuster le paramètre cinétique z par une régression linéaire.

FIG. 5.9 – Évolution de F_{norm} en fonction du tempsFIG. 5.10 – Ajustement des valeurs de D_T

On voit également que le premier point, déterminé pour une température de 80°C apparaît plus éloigné dans la régression. Sa non-prise en compte provoque une diminution de valeur de z de 30%. Le choix de ne pas considérer le point déterminé pour une température de 80°C est motivé par plusieurs raisons. Tout d'abord, il faut se rappeler que la température cible dans l'autocuiseur est de l'ordre de 110°C et comme il nous apparaît que la cinétique

TAB. 5.1 – Valeurs du paramètre de cuisson D_T obtenues expérimentalement

Température T (°C)	D_T (min)
80	100
85	32,6
90	20,7
95	14,4
100	9,50

FIG. 5.11 – Ajustement des valeurs de z

du premier ordre est très simpliste par rapport à la réalité, faire une extrapolation avec des points très éloignés de notre cible risque d'augmenter l'erreur du modèle. Ensuite, on sait que la cinétique est accélérée par la température, donc, les phénomènes de cuisson sont plus rapides à haute température et presque négligeables lorsque la température diminue. On rappelle que $D_{80} = 100 \text{ min}$ soit une durée cinq fois plus grande qu'une cuisson en autocuiseur et dont le temps passé à hautes températures est plutôt de l'ordre de la minute. Ainsi, si l'on fait une régression linéaire dans laquelle toutes les points ont le même poids, la valeur pour la température la plus faible a une grande influence sur la détermination de z alors que son influence sur la cuisson est négligeable. Pour toutes ces raisons, nous avons choisi de limiter la régression sur les points compris entre 85°C et 100°C . On obtient ainsi $z = 28,3^\circ\text{C}$

5.4.3 Validation des paramètres cinétiques par des cuissons en autocuiseur

POUR valider les paramètres obtenus, nous avons effectué des cuissons au cours desquelles les températures à cœur ont été suivies. On a pu obtenir ainsi différents profils qui sont regroupés dans la figure 5.12. Grâce à ces profils, nous pouvons calculer la valeur cuisatrice dont nous rappelons l'expression par la formule 5.3 et en prenant $T_{ref} = 100^\circ\text{C}$.

$$VC = \int_t 10^{\frac{T(t)-T_{ref}}{z}} \cdot dt \quad (5.3)$$

Ainsi, nous pouvons représenter les résultats de F_{norm} mesurés et prédits par le modèle cinétique. La figure 5.13 donne d'une part avec $z = 28,3^\circ C$ et avec $z = 20,8^\circ C$. On voit ici une confirmation de notre choix de $z = 28,3^\circ C$ puisque l'ajustement avec les résultats en autocuiseur sont meilleurs.

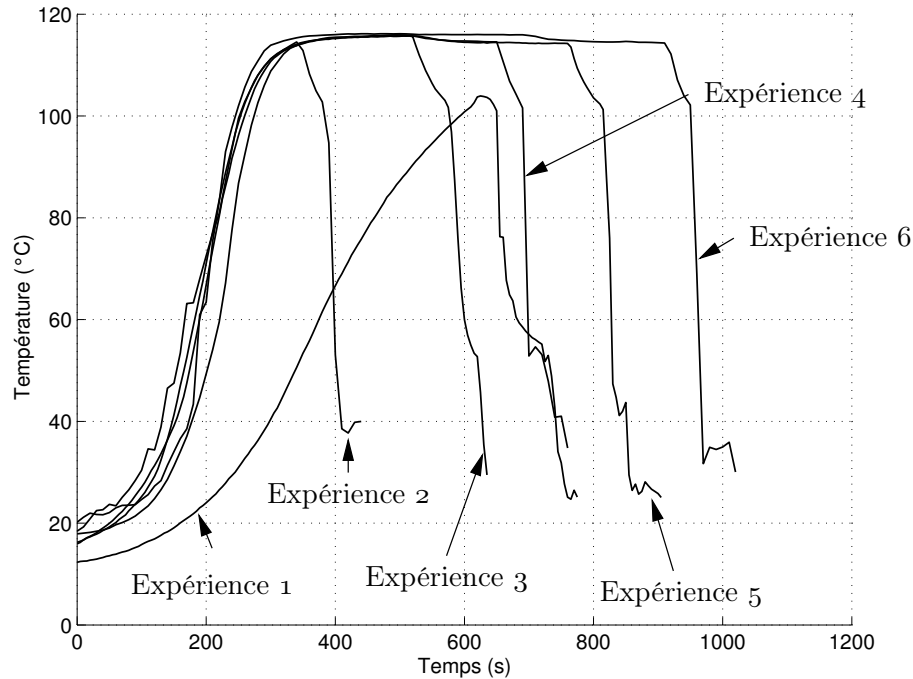


FIG. 5.12 – Profil de température à cœur des rondelles de carotte

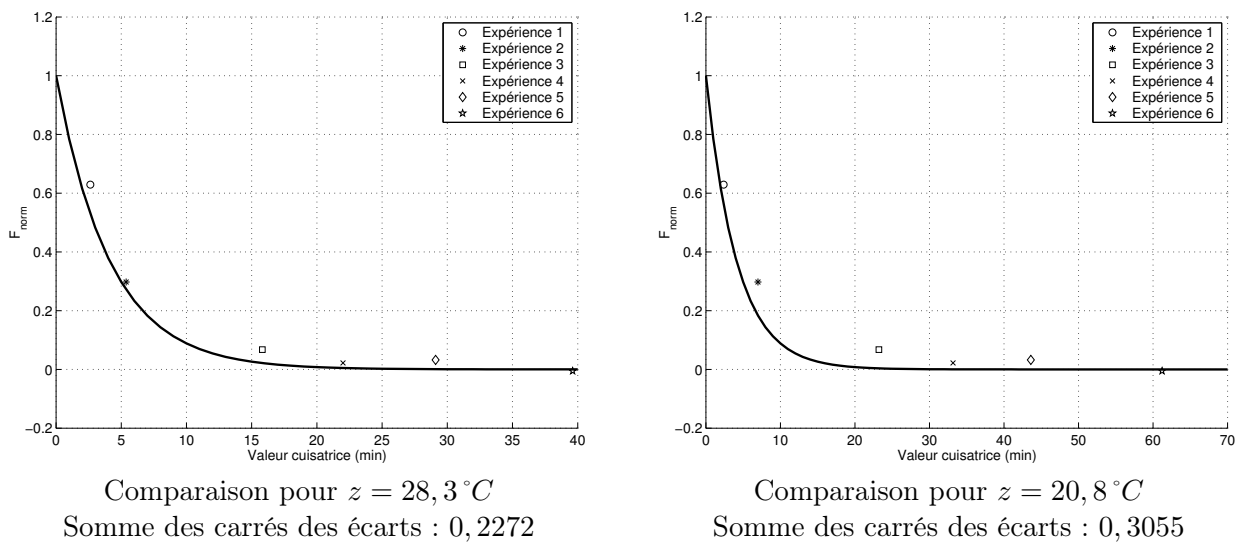


FIG. 5.13 – Comparaison des cinétiques d'évolutions de texture de la carotte pour deux valeurs de z avec les résultats des cuissons en autocuiseur

5.5 Estimation expérimentale de certains coefficients de transferts thermiques

COMME nous l'avons dit au paragraphe 4.2.4 page 127, de nombreux coefficients de transfert du modèle à compartiments doivent être estimés. Si certains sont connus depuis notre étude bibliographique grâce aux différentes corrélations proposées par plusieurs auteurs, en particulier pour les phénomènes de convection, d'ébullition ou de condensation, d'autres peuvent être estimés expérimentalement. Ces résultats sont importants pour une utilisation pertinente du modèle et son éventuelle adaptation à des configurations différentes pour d'autres autocuiseurs.

5.5.1 La plaque de chauffe

LA plaque de chauffe est un élément critique et propre à notre expérience. Son intégration dans le modèle est faite par l'intermédiaire de deux parties. La première est constituée par l'élément chauffant et la plaque d'aluminium au contact avec le fond de l'autocuiseur. On appelle cette partie « plaque » (indice pl). La seconde rassemble l'ensemble des pièces du support mécanique. On appelle cette partie « support » (indice sp). Cette méthode doit permettre l'utilisation du modèle pour d'autres configurations de plaques. Il conviendra alors d'estimer à nouveau les différents coefficients qui les concernent.

5.5.1.1 Description expérimentale

NOUS allons chercher ici à estimer expérimentalement les coefficients de transferts au niveau de la plaque de chauffe. Les coefficients concernés sont $h_{pl \rightarrow sp}$ et $h_{sp \rightarrow ext}$ ¹. Pour réaliser cette mesure, la plaque est surmontée d'un isolant thermique épais (voir figure 5.14.a) : une couche de plus de 10 cm d'isolant thermique de conductivité thermique inférieure à $0,08 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Ainsi, on peut modéliser l'ensemble en suivant l'évolution de la température de la plaque de chauffe et du support. Le système est alors assimilé à une plaque d'aluminium de masse $m_{pl} = 0,789 \text{ kg}$ et de chaleur spécifique Cp_{alu} recevant un flux de chaleur q qu'elle ne peut échanger qu'avec le support au travers d'une surface S_{plsp} . Ce support en inox a une masse $m_{sp} = 0,287 \text{ kg}$ et une chaleur spécifique Cp_{inox} et peut échanger de la chaleur à son tour avec le milieu ambiant au travers d'une surface de contact S_{spext} . En considérant que les chaleurs spécifiques et les coefficients de transferts sont constants au cours d'une même expérience, on peut écrire, par bilan sur les flux de chaleur, l'évolution des températures de la plaque et du support avec les équations 5.4.

$$\begin{cases} \frac{dT_{pl}}{dt} = \frac{q - h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp} \cdot (T_{pl} - T_{sp})}{m_{pl} \cdot Cp_{alu}} \\ \frac{dT_{sp}}{dt} = \frac{h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp} \cdot (T_{pl} - T_{sp}) - h_{sp \rightarrow ext} \cdot S_{spext} \cdot (T_{sp} - T_{ext})}{m_{sp} \cdot Cp_{inox}} \end{cases} \quad (5.4)$$

Ce système d'équations différentielles ordinaires peut être résolu par un solveur numérique. Il existe bien sûr une solution analytique dans le cas de coefficients constants car le système d'équations est linéaire, mais il a été envisagé d'utiliser des relations non-linéaires pour la convection naturelle avec l'extérieur. On utilisera le solveur *ode45* (Dormand & Prince, 1980) du logiciel Matlab (Runge-Kutta d'ordre 4). On peut ainsi identifier en même temps les paramètres $h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp}$ et $h_{sp \rightarrow ext} \cdot S_{spext}$ en minimisant la somme des carrés des écarts des températures de plaque et de support entre l'évolution expérimentale et l'évolution modélisée.

¹Coefficient « b » et « c » de la figure 4.4 page 116

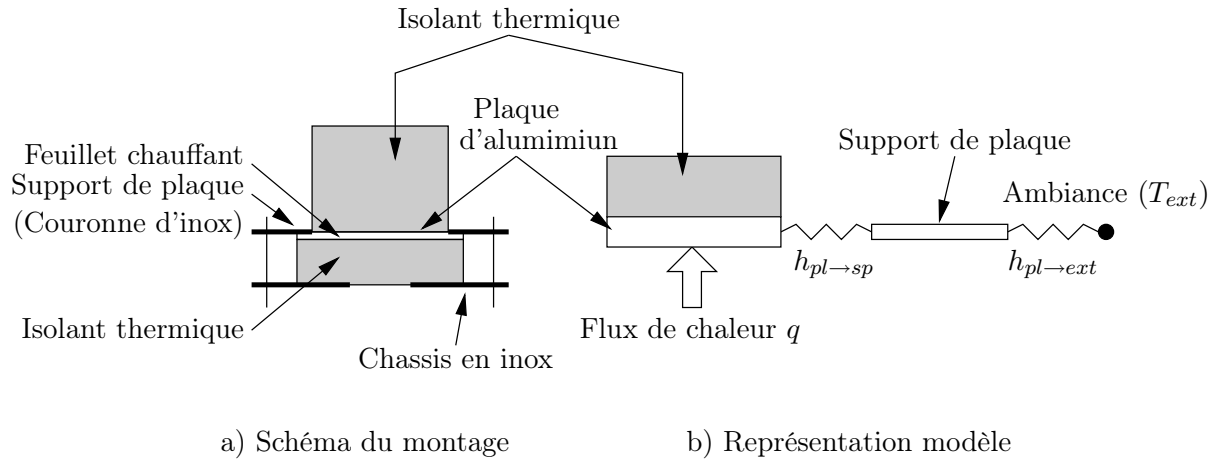


FIG. 5.14 – Mesure expérimentale des coefficients de transfert au niveau de la plaque de chauffe

La méthode de minimisation est le simplex de la fonction *fminsearch* (Lagarias et coll., 1998) du logiciel Matlab.

5.5.1.2 Résultats & interprétations

LES résultats des ajustements pour chaque expérience présentés par les figures 5.15.a et 5.15.b permettent de confirmer le formalisme choisi pour décrire l'évolution des températures de plaque et de support.

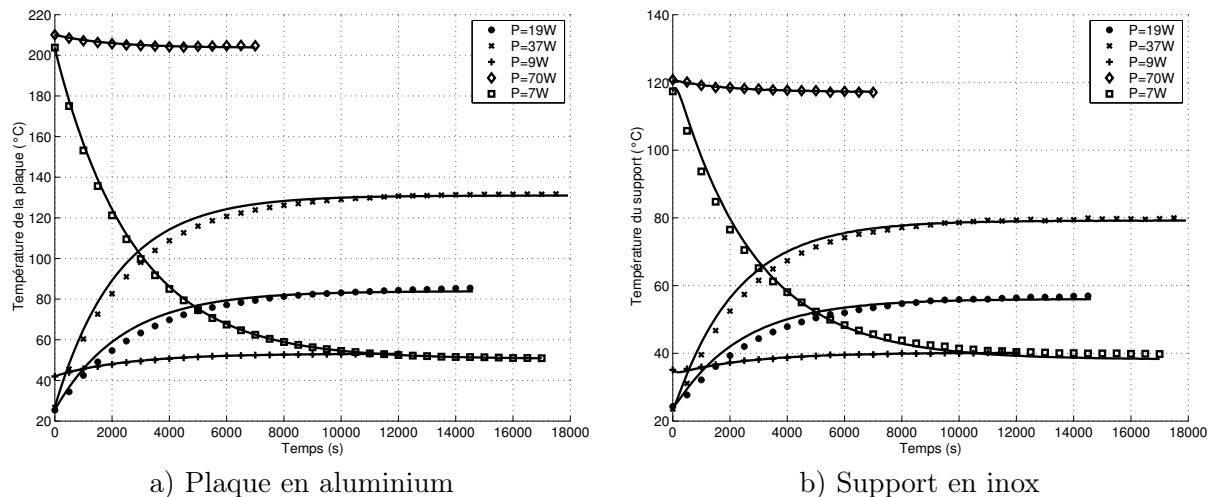


FIG. 5.15 – Résultats des identifications des paramètres thermiques au niveau de la plaque de chauffe

Comme le montre la figure 5.16, l'identification de $h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp}$ et $h_{sp \rightarrow ext} \cdot S_{spext}$ pour chaque expérience met en évidence une faible variation des coefficients de transferts en fonction de l'écart de température final entre la plaque et le support d'une part et le support et l'extérieur d'autre part. Même si on peut remarquer une tendance à l'augmentation du coefficient de transfert avec l'écart de température, celle du produit $h \cdot A$ est inférieure à $0,3 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$ pour 100°C . Pour limiter les étapes et donc le temps de calcul du modèle, nous choisissons des valeurs de $h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp}$ et $h_{sp \rightarrow ext} \cdot S_{spext}$ constantes, déterminées par une

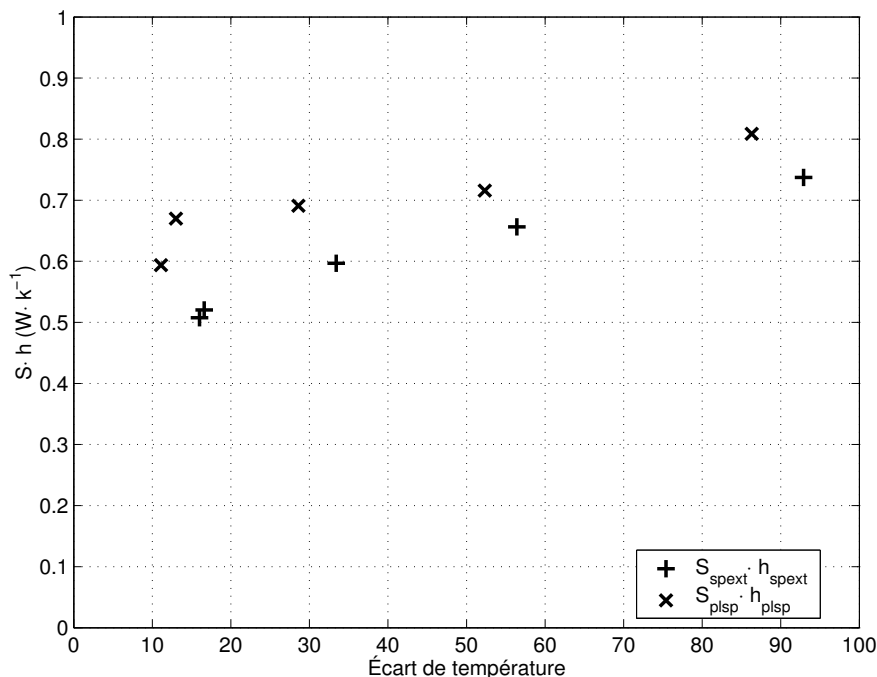


FIG. 5.16 – Variation des coefficients de transfert avec l'écart de température final entre les éléments considérés

minimisation globale des températures mesurées et modélisées pour toutes les expériences. Les valeurs obtenues sont données par le tableau 5.2.

TAB. 5.2 – Valeurs ajustées des produits $h_{plsp} \cdot S_{plsp}$ et $h_{spext} \cdot S_{spext}$

$\frac{h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp}}{(W \cdot K^{-1})}$	$\frac{h_{sp \rightarrow ext} \cdot S_{spext}}{(W \cdot K^{-1})}$
$7,11 \times 10^{-1}$	$6,55 \times 10^{-1}$

À titre indicatif, on peut préciser que les surfaces de contact ont été évaluées géométriquement et leurs valeurs sont d'environ $S_{plsp} = 7,56 \times 10^{-3} m^2$ et $S_{spext} = 7,23 \times 10^{-2} m^2$, ce qui permet d'estimer les coefficients d'échange :

- $h_{pl \rightarrow sp} = 94 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
- $h_{sp \rightarrow ext} = 9 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

5.5.2 Le fond de l'autocuiseur

COMME les coefficients que nous venons de déterminer, ceux liés au fond de l'autocuiseur sont propres à notre expérience puisqu'ils incluent la transmission de la chaleur de la plaque vers le fond de l'autocuiseur qui dépend du type de plaque. Nous allons chercher à définir ici les coefficients de transferts de part et d'autre du fond.

5.5.2.1 Description expérimentale

LES coefficients concernés ici sont $h_{pl \rightarrow fe}$ et $h_{fi \rightarrow e}$ ², c'est-à-dire le coefficient de transfert par contact entre la plaque et le fond et le coefficient de transfert convectif entre le fond et l'eau.

Le fond de l'autocuiseur est percé dans son épaisseur à mi-hauteur. La température mesurée sera considérée comme représentative de la température moyenne du fond, c'est-à-dire que $T_{fi} = T_{fe}$. L'autocuiseur est chargé en eau (environ 3 L) dont on considérera la température de l'eau uniforme en régime permanent. Enfin, en régime permanent, on peut considérer que le flux thermique fourni par la résistance chauffante est transmis soit au support de plaque (voir paragraphe précédent), soit à l'eau dans un régime quelconque de convection ou d'ébullition.

La figure 5.17 donne la description du montage (a) et sa représentation modélisée dans le cas du régime permanent (b). On peut alors écrire $q_1 = q_2 + q_3$, or les expressions de q_2 et q_3 sont données en régime permanent par les équations 5.5 et 5.6.

$$q_2 = h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp} \cdot (T_{pl} - T_{sp}) \quad (5.5)$$

$$\begin{aligned} q_3 &= h_{pl \rightarrow fe} \cdot S_f \cdot (T_{pl} - T_{fe}) \\ &= h_{fi \rightarrow e} \cdot S_f \cdot (T_{fi} - T_e) \end{aligned} \quad (5.6)$$

Plusieurs expériences sont donc menées en faisant varier la puissance de chauffe q_1 et où les températures T_{pl} , T_{sp} , $T_f = T_{fe} = T_{fi}$ et T_e sont mesurées jusqu'à obtention du régime permanent.

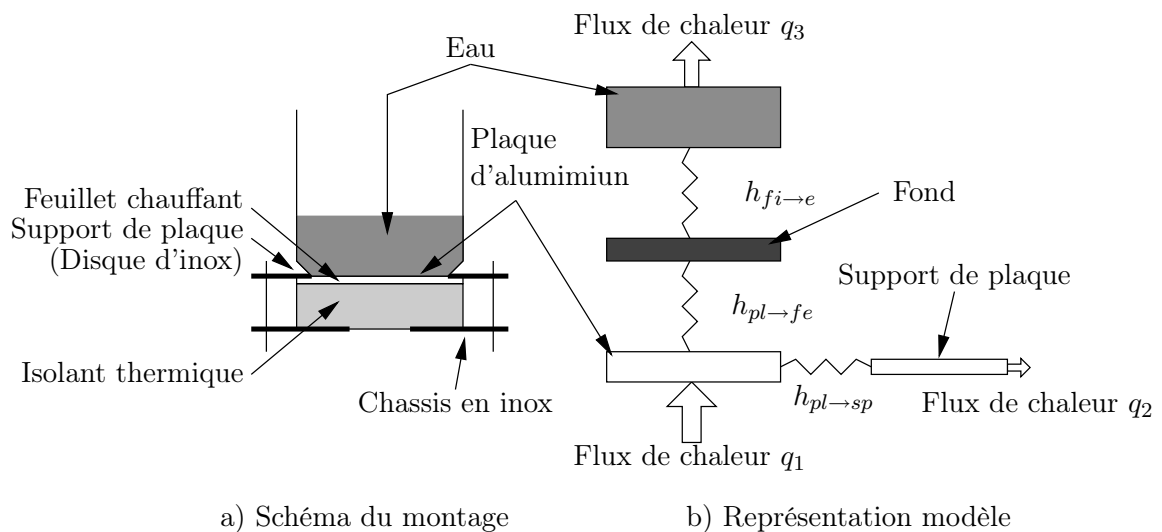


FIG. 5.17 – Mesure expérimentale des coefficients de transfert au niveau du fond de l'autocuiseur

5.5.2.2 Résultats & interprétations

LE tableau 5.3 regroupe les mesures (fond blanc) et les calculs (fond grisé) issus des expériences décrites au paragraphe précédent et pour quatre séries d'expériences (A, B, C et D) faites, pour chacune d'entre elles, sans déplacer l'autocuiseur sur la plaque. Les calculs sont faits en connaissant la surface du fond $S_f = 2,54 \times 10^{-2} m^2$ et la valeur de $h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp} = 7,11 \times 10^{-1} W \cdot K^{-1}$.

²Coefficient « a » et « e » de la figure 4.4 page 116

TAB. 5.3 – Calcul des coefficients de transfert au niveau du fond

n°	q_1 (W)	T_{pl} (°C)	T_{sp} (°C)	q_2 (W)	q_3 (W)	T_f (°C)	T_e (°C)	$h_{pl \rightarrow fe}$ (W · m ⁻² · K)	$h_{fi \rightarrow e}$ (W · m ⁻² · K ⁻¹)
A1	63	58	40	12	51	52	50	333	1 032
A2	223	102	60	30	193	81	77	352	1 937
B1	62	55	37	13	49	49	46	289	865
B2	191	95	55	29	162	75	71	316	1 409
C1	248	108	61	34	214	82	77	322	1 633
D1	371	132	71	43	328	93	88	335	2 475
D2	991	196	93	73	918	106	100	401	6 299
D3	1 284	220	101	84	1 200	106	100	416	7 742

Les évolutions des coefficients de transfert en fonction des écarts de température sont données par la figure 5.18a et b. On constate que des écarts importants sur le coefficient de

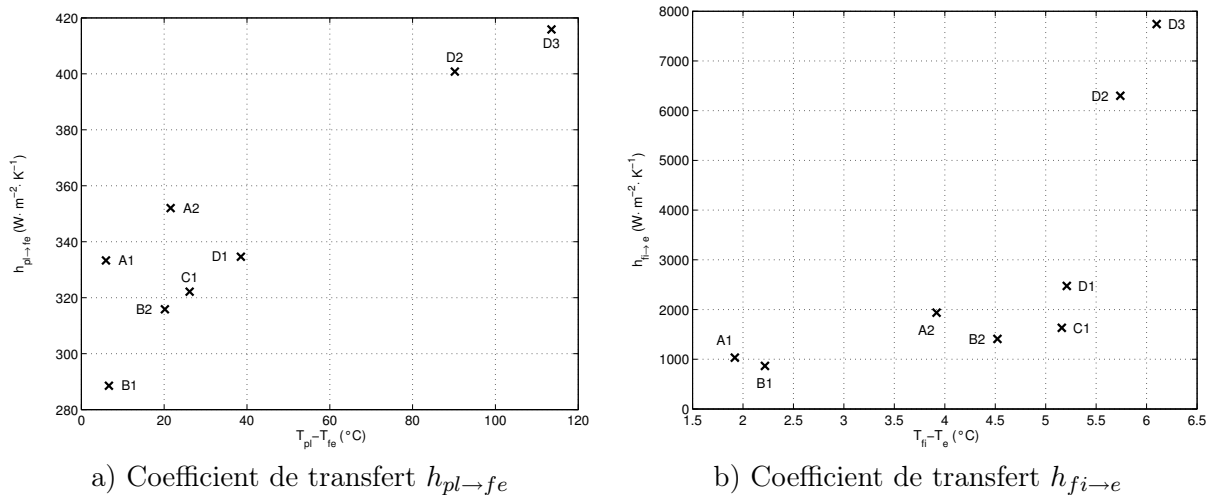


FIG. 5.18 – Évolution des coefficients de transfert au niveau du fond de l'autocuiseur

transfert $h_{pl \rightarrow fe}$ peuvent se produire en fonction des expériences. Par exemple, pour la série A, les coefficients de transfert semblent plus élevés. On suppose que la qualité du contact du fond sur la plaque est responsable de cette variabilité, en particulier au travers de la pression exercée par l'autocuiseur sur la plaque (voir § 2.3.1.2 page 37). Il semble donc être d'une précision superflue de prendre en compte la faible variation du coefficient de transfert entre la plaque et le fond. Nous choisirons donc une valeur unique de $h_{pl \rightarrow fe} = 360 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Pour le coefficient de transfert entre le fond et l'eau, on constate une évolution progressive entre $1\,000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ et $2\,000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ tant que l'écart entre la température du fond et de l'eau est inférieur à $5,5 \text{ }^\circ\text{C}$ avant une brusque augmentation à plus de $6\,000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. En fait, au-delà de $5,5 \text{ }^\circ\text{C}$, on est très certainement dans le régime d'ébullition nucléée (voir § 2.3.2.2 page 48) pour lequel on ne cherche pas à estimer le coefficient de transfert ici. Donc, pour les échanges convectifs entre le fond et l'eau, nous choisirons une valeur moyenne du coefficient de transfert convectif sans ébullition : $h_{fi \rightarrow e} = 1\,500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Ce coefficient de transfert convectif entre le fond et l'eau peut être comparé avec celui déterminé dans l'étude bibliographique et qui, suivant les auteurs, varie de 620 à $810 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Ici encore, la valeur expérimentale semble plus élevée. On peut l'expliquer par le fait que les corrélations de la littérature sont souvent données et déterminées par les auteurs pour des

différences de température plus faibles que celles observées ici. Or, on voit que le coefficient de transfert convectif, même si nous le choisissons constant, est tout de même légèrement lié à la température. Ensuite, il faut rappeler que la disposition géométrique expérimentale ne correspond pas parfaitement à la disposition théorique proposée par les auteurs et donc ne permet pas forcément d'aboutir à des estimations parfaites des coefficients.

5.5.3 Les pertes thermiques aux parois de l'autocuiseur

EN ce qui concerne l'autocuiseur, parmi les coefficients déterminés au cours de notre étude bibliographique, il en est un autre qui peut être estimé expérimentalement : le coefficient de transfert convectif entre la paroi et l'ambiance extérieure.

5.5.3.1 Description expérimentale

LE coefficient concerné est $h_{pe \rightarrow ext}$ ³. Pour l'évaluer, l'autocuiseur est chargé d'un litre d'eau, posé sur la plaque de chauffe et l'ensemble est fermé hermétiquement. Une puissance de chauffe constante est appliquée jusqu'à l'obtention du régime permanent. Cette puissance est choisie suffisamment faible pour qu'en régime permanent, la pression reste inférieure à celle de déclenchement de la soupape. Comme pour l'étude des coefficients de transfert au niveau du fond (voir §5.5.2.1), en régime permanent, le flux de chaleur apporté par la résistance de chauffe est dissipé en partie par le support de la plaque de chauffe et le reste par les pertes aux parois. Quels que soient les différents régimes à l'intérieur de l'autocuiseur (convection, ébullition dans l'eau, condensation au paroi, etc.), tout le flux thermique apporté doit être évacué par des pertes à la paroi tant que la soupape n'est pas ouverte.

La figure 5.19 donne la description du montage (a) et sa représentation modélisée dans le cas du régime permanent (b). On peut encore écrire $q_1 = q_2 + q_3$, or les expressions de q_2 et q_3 sont maintenant données en régime permanent par les équations 5.7 et 5.8.

$$q_2 = h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp} \cdot (T_{pl} - T_{sp}) \quad (5.7)$$

$$q_3 = h_{pe \rightarrow ext} \cdot S_p \cdot (T_{pe} - T_{ext}) \quad (5.8)$$

Les mesures sont réalisées en régime permanent avec un autocuiseur hermétiquement clos mais lors de la montée en température, on procède à un échappement plus ou moins long modifiant la fraction massique d'air ce qui explique les différences entre les expériences 1, 2 et 3.

5.5.3.2 Résultats & interprétations

LE tableau 5.4 regroupe les mesures (fond blanc) et les calculs (fond grisé) issus des expériences décrites au paragraphe précédent. Les calculs sont faits en connaissant la surface équivalente des parois estimée à $S_p = 1,45 \times 10^{-1} m^2$ et la valeur du produit :

$$h_{pl \rightarrow sp} \cdot S_{plsp} = 7,11 \times 10^{-1} W \cdot K^{-1}.$$

L'évolution du coefficient de transfert externe en fonction de l'écart de température entre la paroi et l'extérieur est donnée par la figure 5.20. Le coefficient de transfert varie entre $7 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ et $17 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ pour une variation de l'écart de température de plus de $60^\circ C$. Pour valeur unique, nous retenons une valeur intermédiaire :

$$h_{pe \rightarrow ext} = 12 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}.$$

³Coefficient « j » de la figure 4.4 page 116

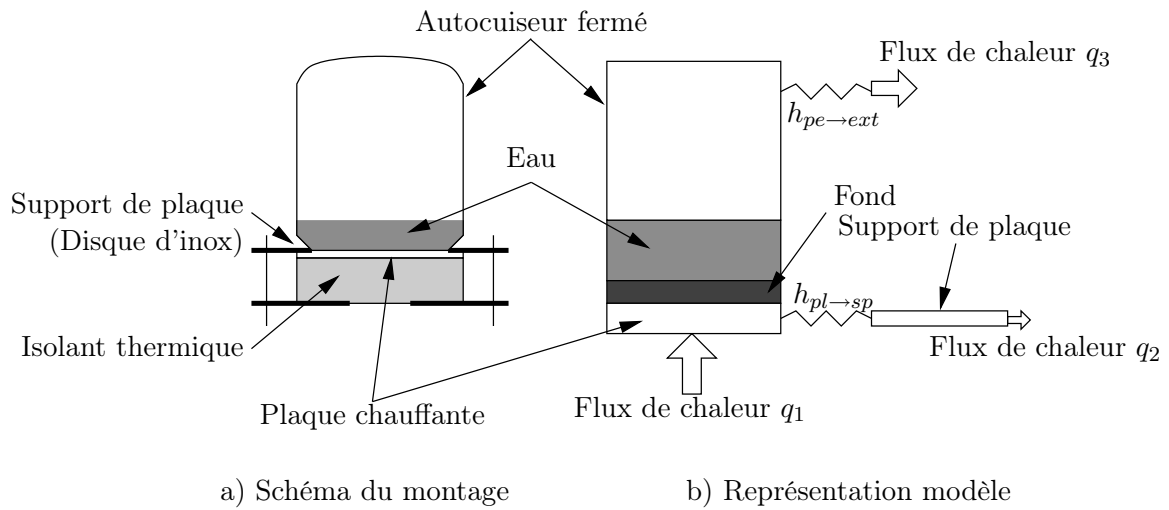


FIG. 5.19 – Mesure expérimentale des coefficients de transfert au niveau des parois

TAB. 5.4 – Calcul du coefficient de transfert externe

n ^o	q_1 (W)	T_{pl} (°C)	T_{sp} (°C)	q_2 (W)	q_3 (W)	T_{pe} (°C)	T_{ext} (°C)	$h_{pe \rightarrow ext}$ (W · m ⁻² · K)
1	265	134	76	41	224	112	19	17
2	221	131	74	41	180	112	19	13
3	179	126	73	38	141	109	19	11
4	51	67	44	17	34	52	19	7
5	51	69	45	17	34	53	19	7

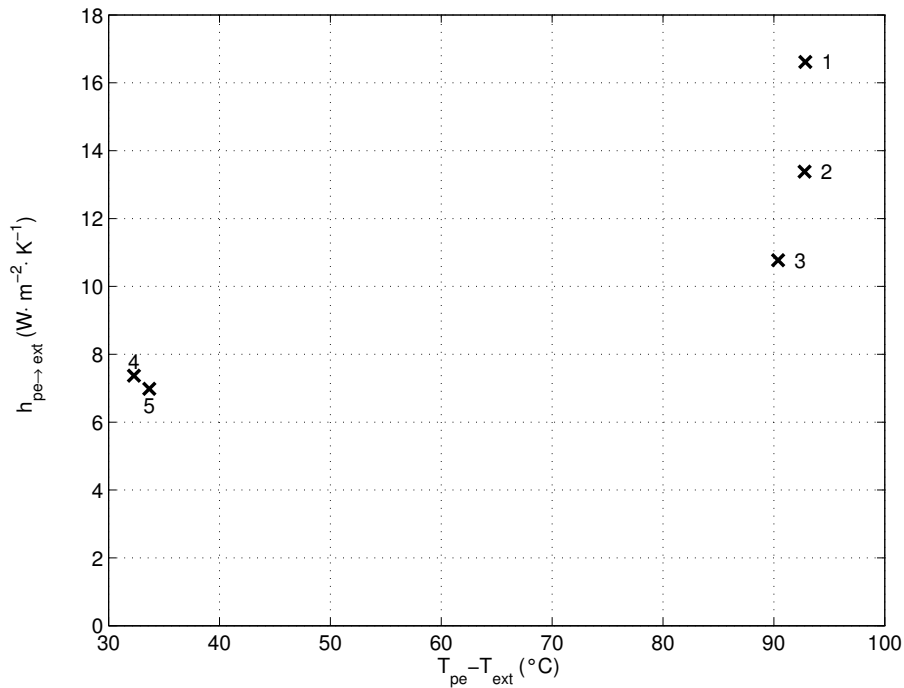


FIG. 5.20 – Évolution du coefficient de transfert externe

Cette valeur s'avère être dans l'ordre de grandeur de la valeur déterminée par l'étude bibliographique comprise entre $5,2 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ et $7,9 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, même si elle est finalement légèrement supérieure. Ici, on peut expliquer cet écart par le fait que dans l'étude bibliographique, nous négligeons les pertes par le couvercle et donc les échanges peuvent être plus intenses en réalité que ceux permis par les parois verticales seules. C'est cette nouvelle valeur qui sera prise en compte dans le modèle.

À l'issue de ces premiers résultats, on peut dresser le tableau 5.5 qui regroupe les coefficients de transfert thermique pris constants dans le modèle à compartiments et issus soit de l'étude bibliographique, soit des expériences précédentes

TAB. 5.5 – Récapitulatif des coefficients de transferts constants dans le modèle à compartiments

Coefficient	Référence dans le schéma 4.4	Type	Valeur ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Détermination
$h_{pl \rightarrow fe}$	a	Contact	360	Expérimentale
$h_{pl \rightarrow sp}$	b	Contact	94	Expérimentale
$h_{sp \rightarrow ext}$	c	Convection	9	Expérimentale
$h_{fi \rightarrow e}$	e	Convection	1 500	Expérimentale
$h_{e \rightarrow g}$	f	Convection	6, 1	Bibliographique
$h_{g \rightarrow pi}$	h	Convection	4, 1	Bibliographique
$h_{pe \rightarrow ext}$	j	Convection	12	Expérimentale
$h_{g \rightarrow o}$	k	Convection	6, 8	Bibliographique
$h_{ébul}$	g	Ébullition	$2 \times [T_{fi} - T_{sat}(p)]^{2,43}$	Bibliographique

5.6 Analyse de la sensibilité du modèle

L'ANALYSE de sensibilité sur notre modèle est difficile. En effet, nous avons modélisé un système essentiellement non-stationnaire dont l'évolution varie en fonction de conditions qui s'imposent différemment au cours d'un cycle de cuisson — ouverture de la soupape, variation de la puissance de chauffe, etc. On ne peut donc pas choisir simplement un paramètre à observer ni se contenter d'une variation globale d'un paramètre puisqu'elle peut être importante à un moment et faible à un autre. Nous avons donc choisi pour cette étude d'observer dans leur intégralité plusieurs variables qui nous semblent représentatives de l'ensemble :

- Pression
- Température de l'autocuiseur
 - de l'eau
 - du gaz
 - de la paroi extérieur
- Température du dispositif de chauffe
 - au niveau de la plaque
 - au niveau du support
- Quantité d'air sortie (exprimée en pourcentage massique)
- Masse de vapeur sortie

Dans un premier temps, nous avons étudié une variation de 20% des paramètres de transferts thermiques autour des valeurs déterminées préalablement dans le tableau 5.5 puis, dans un deuxième temps, nous avons étudié l'effet d'une variation de 20% autour de la valeur standard des conditions de conduite de l'autocuiseur. Pour chaque cas, le modèle simule un fonctionnement complet d'un autocuiseur qui ne contient pas l'aliment mais seulement un litre d'eau. Le chauffage est constant à 1500 W jusqu'à la décompression où la puissance de chauffe est nulle. Enfin, la durée entre l'ouverture de la soupape et la décompression — correspondant au « temps de cuisson » des recettes d'autocuiseur — est de 5 min. L'étude de ce cas très simple permet mieux, à notre avis, de mettre en évidence l'influence des paramètres.

5.6.1 Analyse de la sensibilité aux paramètres de transferts

L'ANALYSE de sensibilité porte ici sur les paramètres de transfert. Ils ont été soumis à une variation de 20% indépendamment les uns des autres. Sur la figure 5.21, on peut voir les résultats obtenus avec les variations appliquées sur : $h_{pl \rightarrow fe}$ (colonne 1), $h_{pl \rightarrow sp}$ (colonne 2), $h_{sp \rightarrow ext}$ (colonne 3) et $h_{fi \rightarrow e}$ (colonne 4) et sur la figure 5.22 ceux obtenus avec les variations appliquées sur $h_{e \rightarrow g}$ (colonne 1), $h_{g \rightarrow pi}$ (colonne 2), $h_{pe \rightarrow ext}$ (colonne 3) et ζ (colonne 4) qui est nécessaire au calcul de $h_{ébul}$ (voir paragraphe 4.2.3.6 page 122). Les paramètres observés sont :

- la pression (ligne a)
- les températures de l'eau, du gaz et de la paroi de l'autocuiseur (ligne b)
- les températures de la plaque et du support (ligne c)
- la proportion d'air sorti et la masse de vapeur émise (ligne d).

Sur chaque graphique, la zone grisée correspond aux résultats obtenus pour le paramètre considéré entre sa valeur minimale et sa valeur maximale sur l'ensemble de la plage étudiée.

D'une façon générale, on peut voir que les variations des différents paramètres n'ont pas la même influence, ni en intensité, ni sur les mêmes variables, ni aux mêmes instants. Les paramètres ont évidemment souvent une influence sur les évolutions des éléments qu'ils relient comme le coefficient d'échange entre la plaque et le support ($h_{pl \rightarrow sp}$, colonne 2) qui n'influence quasiment que la température de la plaque et du support. Mais parfois, leur variation peut

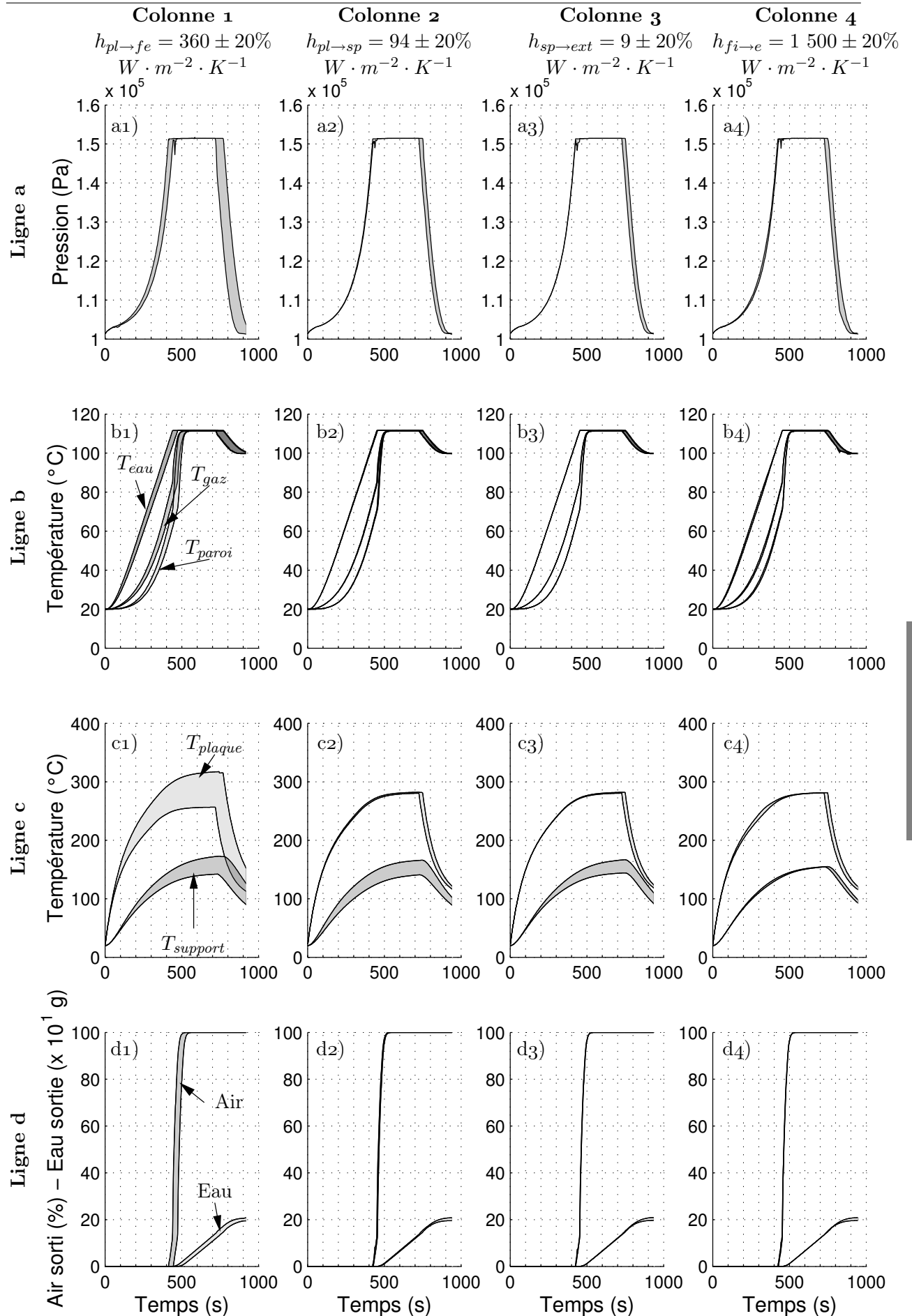


FIG. 5.21 – Analyse de la sensibilité aux paramètres thermiques (1/2)

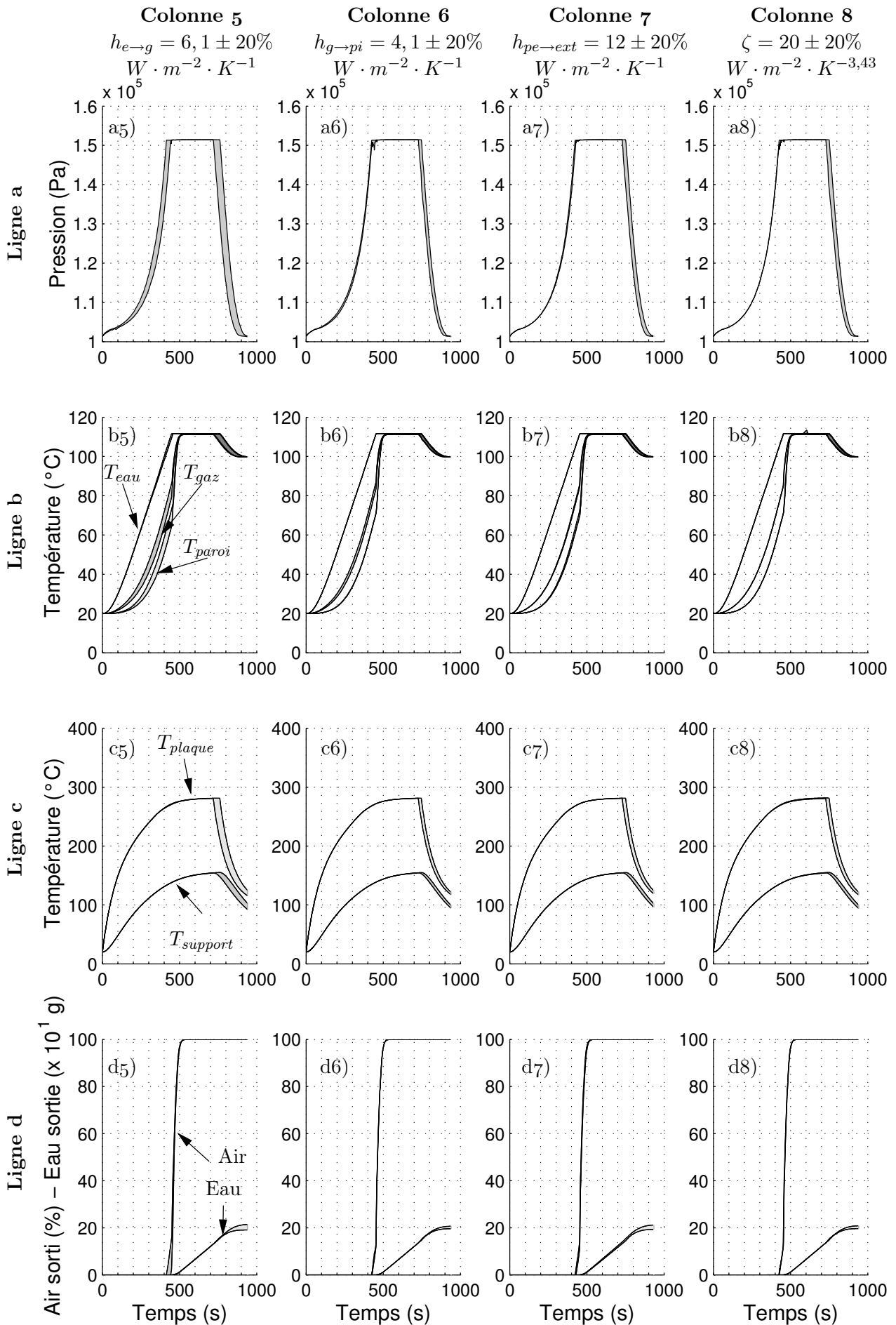


FIG. 5.22 – Analyse de la sensibilité aux paramètres thermiques (2/2)

avoir des répercussions plus ou moins éloignées comme la variation du coefficient entre le fond et l'eau ($h_{fi \rightarrow e}$, colonne 4) qui a une légère influence sur la température du support.

Plus précisément, on peut observer que les paramètres thermiques qui semblent avoir la plus grande influence sur les températures de l'autocuiseur (ligne b) sont premièrement le coefficient de transfert de la plaque vers le fond ($h_{pl \rightarrow fe}$, colonne 1) et deuxièmement celui de l'eau vers le gaz ($h_{e \rightarrow g}$, colonne 5). Ainsi, c'est un coefficient « externe » à l'autocuiseur qui provoque les plus grandes variations dans le comportement du modèle. Si le transfert par contact entre la plaque et le fond est moins bon, par exemple, la plaque va monter plus haut en température et emmagasiner plus d'énergie, ce qui se traduit par un retard général des montées en température dans l'autocuiseur. Cet aspect explique la difficulté à établir des recettes tenant compte de la période précédent l'ouverture de la soupape qui peut varier beaucoup selon la source de chaleur.

En ce qui concerne la pression (ligne a), on constate souvent des instabilités numériques au niveau du déclenchement de la soupape, qui est un moment de grandes modifications de fonctionnement du modèle (ouverture de la soupape, mise en place du régime d'ébullition). Ceci se répercute sur l'instant où commence la décompression et provoque de légères variations sur le temps total de cuisson. Seuls quelques paramètres d'échange ont une réelle influence sur l'évolution de la pression et donc éventuellement sur le temps total de la cuisson. Il s'agit de $h_{pl \rightarrow fe}$ (colonne 1) et $h_{e \rightarrow g}$ (colonne 5).

Pour la température de l'eau (ligne b), on peut observer que seul le coefficient de transfert entre la plaque et le fond ($h_{pl \rightarrow fe}$, colonne 1) a une réelle influence : l'eau semble se comporter comme un tampon thermique, alors que le gaz et la paroi subissent, dans une moindre mesure, l'influence d'un plus grand nombre de paramètres. C'est d'ailleurs, bien-sûr, la température du gaz qui nous importera le plus par la suite. On peut également voir, grâce à ces simulations, qu'à partir de l'apparition de l'ébullition — entre l'ouverture de la soupape et $t = 500 \text{ s}$ —, l'ensemble des températures ne sont généralement plus influencées par les variations des différents coefficients de transfert et ont même tendance à s'homogénéiser rapidement. Ceci s'explique par l'importance que nous avons donnée *a priori* aux phénomènes d'ébullition et de condensation par rapport aux autres échanges. Par ailleurs, en ce qui concerne l'ébullition, on voit que l'influence de $h_{ébul}$ au travers de ζ est faible.

Les températures au niveau de la plaque de chauffe (ligne c) sont influencées uniquement par les coefficients qui les concernent directement.

Enfin, pour l'air sorti (ligne d), on peut voir que les influences des paramètres thermiques sont très faibles puisque finalement, seule la pression, les conditions d'échappement et la production de vapeur ont une vraie influence. De même, pour la vapeur émise, l'influence des paramètres thermiques est très faible et les écarts visibles à la fin sont en général dus au décalage de temps de cuisson.

5.6.2 Analyse de la sensibilité aux paramètres de conduite

Il apparaît utile de comparer ici les influences des paramètres de conduites en regard des influences des paramètres thermiques pour justifier de l'utilisation du modèle à des fins d'optimisation. Ainsi, on a réalisé les mêmes simulations avec une variation de 20% sur les paramètres de conduites les plus importants dont la tableau 5.6 donne la liste. La figure 5.23 montre les résultats obtenus sur les mêmes variables que précédemment.

On peut voir que les paramètres de conduite ont globalement plus d'influence que les coefficients de transfert, paramètres intrinsèques au modèle. Cela permet de justifier l'utilisation du modèle dans des objectifs d'optimisation de la conduite.

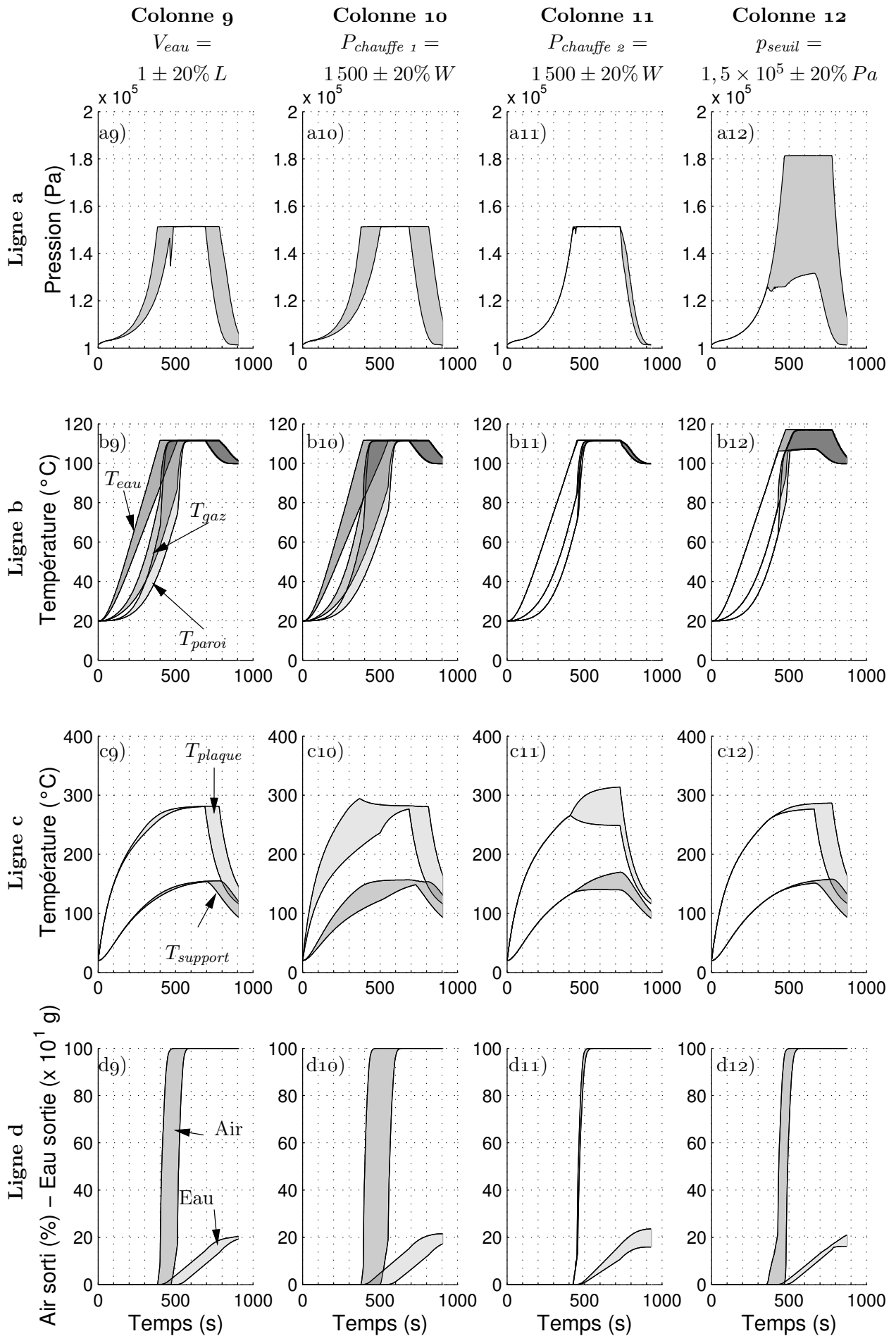


FIG. 5.23 – Analyse de la sensibilité aux paramètres de conduites

TAB. 5.6 – Liste des paramètres de conduite utilisés

Paramètre	Valeur de référence	Variation
Volume d'eau	1 l	0,8 l \mapsto 1,2 l
Puissance de chauffe 1 ^a	1 500 W	1 200 W \mapsto 1 800 W
Puissance de chauffe 2 ^b	1 500 W	1 200 W \mapsto 1 800 W
Pression seuil de la soupape	1,5 bar	1,2 bar \mapsto 1,8 bar

^a : Correspond à la puissance de chauffe avant le déclenchement de la soupape

^b : Correspond à la puissance de chauffe pendant la phase de maintien en pression

Sur les variables observées, il semble que la puissance de chauffe pendant la phase de maintien en pression (colonne 11) a une influence générale plus faible que les autres paramètres de fonctionnement sauf, évidemment sur la température de la plaque de chauffe. Néanmoins, au niveau des sorties par la soupape, on constate une variation sensible de la proportion d'air (ligne d) et comme on sait que les variations applicables au niveau de la puissance de chauffe pendant la phase de maintien en pression dans des conduites ménagères pourront dépasser les 20%, on peut s'attendre à des effets importants de ce paramètre. De même, on voit que la puissance de chauffe a une grande influence sur la sortie de vapeur. Sans baisser la pression et les températures internes, on voit ici un moyen de limiter les pertes d'eau par la soupape.

Les variations des autres paramètres de conduite (colonne 9,10 et 12) influencent fortement l'évolution de la pression (ligne a) et donc les temps totaux de cuisson. De ce fait, de nombreuses variabilités doivent être regardées à la lumière des décalages en temps observés sur la pression. Ainsi, on peut constater que sur les sorties d'air et de vapeur, il existe un décalage dans le temps mais presque jamais en débit puisque les pentes restent semblables.

En ce qui concerne l'influence de la pression de déclenchement (colonne 12), on remarque que la valeur minimale de pression — $1,2 \times 10^5 Pa$ — n'arrive pas à être maintenue. En effet, la production intense de vapeur par l'ébullition qui apparaît autour de 480 s ne peut être compensée par la sortie et provoque ainsi une augmentation de la pression interne. Ensuite, on constate que l'ouverture précoce de la soupape a un impact sur la proportion d'air sorti puisque celui-ci peut s'échapper dès 325 s au plus tôt, mais, en ce qui concerne les températures, on voit qu'elles ne sont influencées par cette ouverture que plus tard lorsque les phénomènes vraiment liés à la pression comme la température de saturation sont importants. En fait, la présence d'air ou le niveau de pression n'influencent pas directement la montée en température puisque les courbes de température de l'eau sont confondues jusqu'à la pression de saturation.

5.7 Validation du modèle et réajustement de certains paramètres

POUR valider les coefficients que nous avons déterminés et dont nous avons étudié la sensibilité, nous avons choisi de comparer de façon plus approfondie une expérience avec le modèle. Pour cela, nous utilisons la même conduite que pour l'analyse de sensibilité, c'est-à-dire que l'autocuiseur ne contient pas l'aliment mais seulement 1 l d'eau et que le chauffage est constant à 1 500 W jusqu'à la décompression où la puissance de chauffe est alors nulle. Enfin, le palier de pression dure 5 min.

La figure 5.26 page 170 donne, dans sa colonne de gauche, les résultats de comparaison obtenus sur les variables de pression (graphique 1), de températures au niveau de l'autocuiseur (graphique 2), de la plaque de chauffe (graphique 3) et des sorties à la soupape (graphique 4).

Lorsque plusieurs mesures sont accessibles comme dans le cas de certaines températures, un fuseau formé des valeurs maximales et minimales relevées est donné.

On constate que le modèle donne une allure générale conforme à l'expérience, en terme de pression, d'ordre de grandeur de température et de débit de sortie. Néanmoins, il existe un décalage important au niveau du début de la phase de maintien de pression. Ceci est préjudiciable pour l'ensemble de l'expérience. Par ailleurs, même si la température de l'eau semble assez correctement prédite, les températures du gaz et de la paroi sont largement sous-estimées. Par ailleurs, l'apparition de l'ébullition vers 450 s provoque une rupture de pente assez marquée pour la température du gaz et par conséquent, pour celle de la paroi aussi. On peut donner deux raisons pour expliquer ce phénomène : tout d'abord, les flux précédents l'ébullition (convection et évaporation) sont peut-être sous-estimés dans le modèle ; ce qui explique par ailleurs, les températures trop faibles du gaz. Ensuite, on sait que la transition de l'évaporation vers l'ébullition est franche dans le modèle puisque lorsque l'ébullition avec émission de vapeur existe, elle prend le pas sur l'évaporation. Le flux d'ébullition vers le gaz est par ailleurs très grand par rapport au flux d'évaporation, comme le montre la figure 5.24. Expérimentalement, en revanche, l'augmentation de température du gaz et de la paroi est beaucoup moins brutale, comme le montre la figure 5.25 qui représente les dérivées expérimentales et simulées de ces températures. On observe une augmentation brutale de ces dérivées qui correspond à la production de vapeur au moment de l'ébullition.

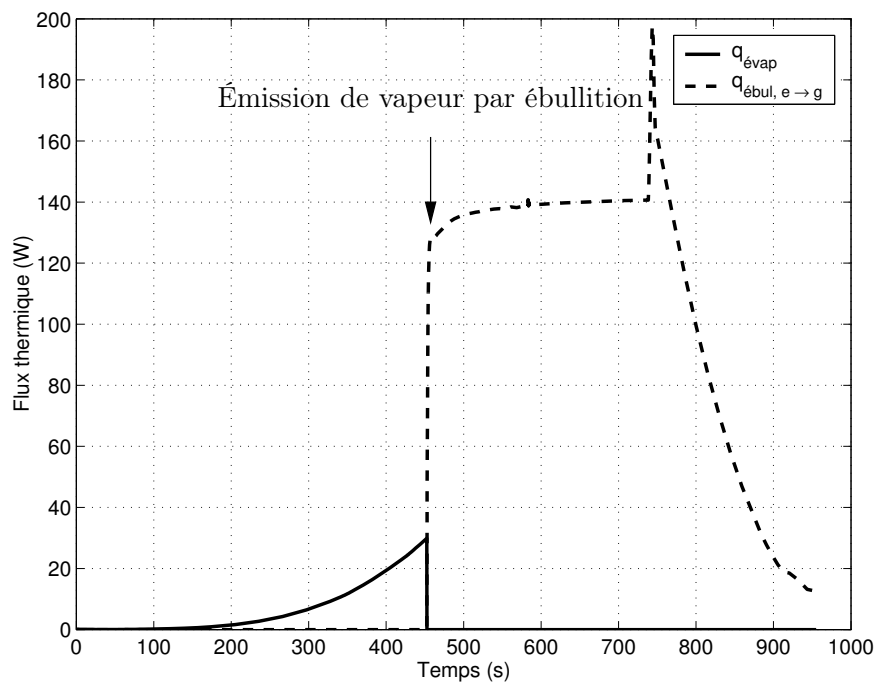


FIG. 5.24 – Le flux de chaleur nécessaire pour l'évaporation ou l'ébullition de l'eau vers le gaz

Le modèle est donc globalement conforme mais certains paramètres thermiques semblent malgré tout mal évalués. On a vu que leur détermination bibliographique a été parfois approximative puisque nous avons été obligés d'appliquer des formules proposées pour des géométries parfois éloignées comme dans le cas du coefficient de convection entre le gaz et l'eau $h_{g \rightarrow e}$. De même, au cours de la détermination expérimentale, nous avons vu par exemple, que les coefficients au niveau du fond semblent assez sensibles à des paramètres mal maîtrisés comme la pression et la qualité du contact. Comme ces erreurs ont de lourdes conséquences pour

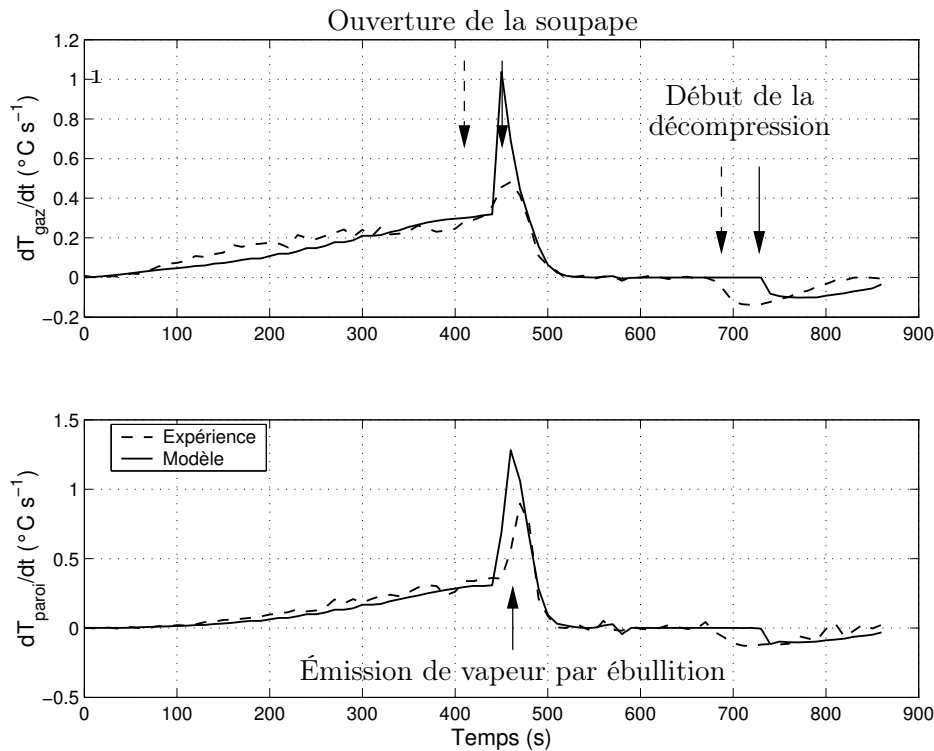


FIG. 5.25 – Variation de la température du gaz et de la paroi en fonction du temps

un modèle essentiellement transitoire comme le nôtre, nous avons choisi d'ajuster certains paramètres à l'aide de l'expérience que nous venons de décrire.

Un ajustement complet par une méthode de type Simplex est quasi-impossible car, nous avons un grand nombre de paramètres qui n'ont pas la même influence aux différentes périodes du cycle de cuisson et l'on risque fort de tomber sur un minimum local de la fonction de minimisation. Donc, suite à notre étude de sensibilité et à la comparaison des résultats sur cette expérience simple, nous avons choisi d'ajuster les paramètres de coefficient de transfert entre le plaque et le fond et entre l'eau et le gaz, car il nous semble qu'il s'agit des paramètres dont les déterminations soit bibliographique, soit expérimentale sont les plus problématiques. L'ajustement se fait sur la somme des carrés des écarts de la température du gaz. Nous avons choisi la température du gaz car il nous semble que c'est elle qui subit le plus d'influences et c'est elle qui conditionne dans une cuisson l'évolution de température des aliments. La méthode du Simplex appliquée ici nous permet d'obtenir les valeurs des paramètres données par le tableau 5.7 qui restent dans le même ordre de grandeur.

TAB. 5.7 – Valeur des paramètres ajustés

Coefficient	Référence dans le schéma 4.4	Valeur avant ajustement ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Valeur après ajustement ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
$h_{pl \rightarrow fe}$	a	360	439
$h_{e \rightarrow g}$	f	6,1	9,9

L'utilisation de ces nouveaux paramètres nous permet d'obtenir les résultats présentés dans la colonne de droite de la figure 5.26. On constate maintenant que la durée de la phase de chauffage initiale est correctement modélisée et ainsi, il n'existe plus de décalage au déclenchement de la soupape. Par ailleurs, les températures au niveau de l'autocuiseur, que ce

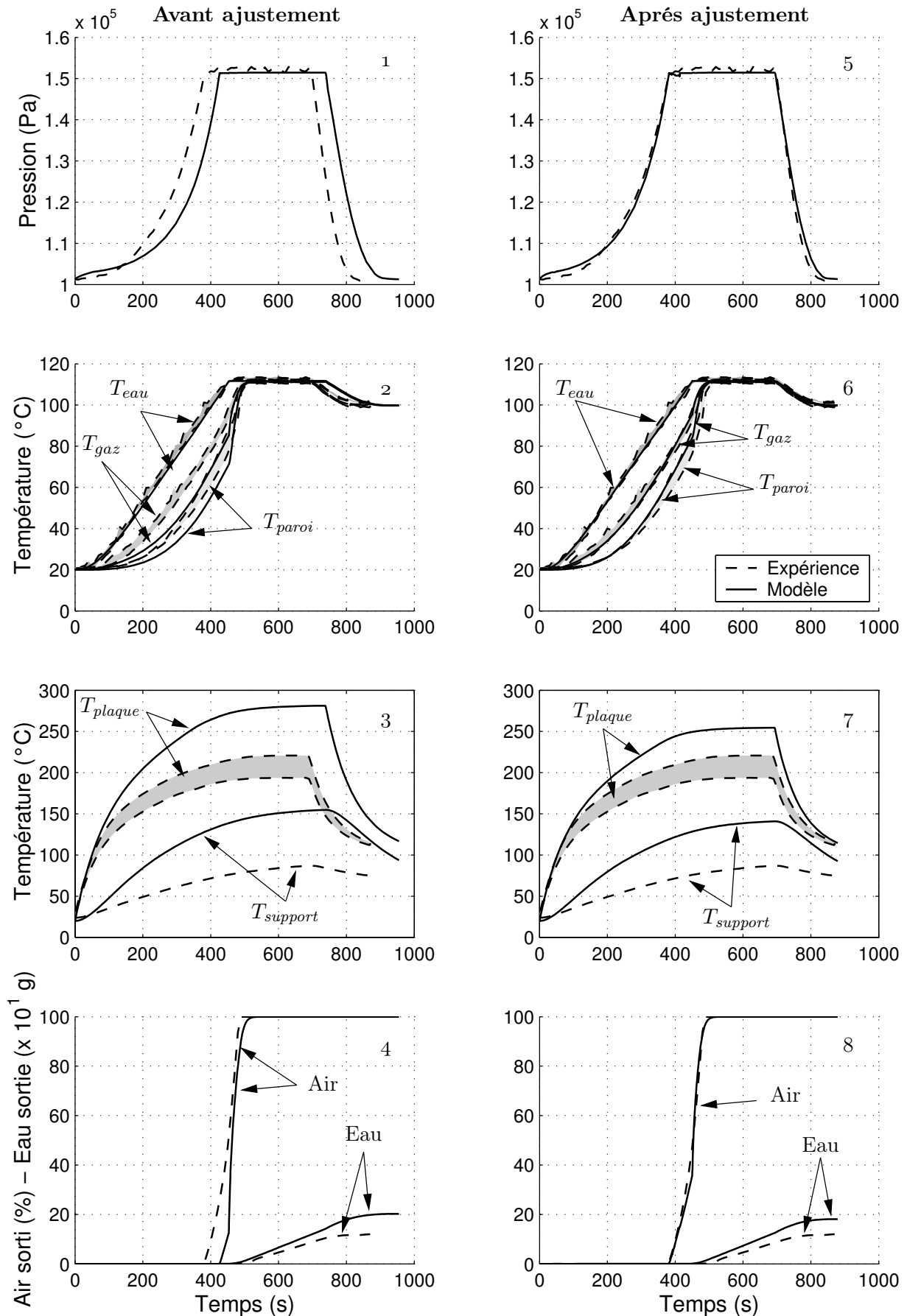


FIG. 5.26 – Comparaison du modèle (trait plein) avec l'expérience (trait pointillé) dans le cas d'une cuisson sans aliment

soit celle du gaz, dont nous avons minimisé l'erreur ou celle de l'eau et de la paroi sont très correctement prédites. L'ajustement par rapport à la température du gaz n'a pas déstabilisé l'ensemble, au contraire, on remarque que d'autres variables voient leur prédiction par le modèle améliorée comme les températures au niveau de la plaque ou le débit de vapeur sortant. Ceci permet de dire que le formalisme général de notre modèle est correct. Enfin, pour les erreurs résiduelles, elles concernent essentiellement la température de la plaque et le débit de vapeur. L'écart entre modèle et expérience pour la température de plaque, et par voie de conséquence pour le support de plaque, peut être dû au fait que le modèle ne prend pas en compte des transferts du fond vers les parois latérales (par conduction dans le métal et par convection avec l'eau). Ce phénomène entraîne en fait des pertes supplémentaires vers l'extérieur. On pourrait imaginer un modèle plus sophistiqué distinguant les parties basses et hautes de la paroi latérale comme le montre la figure 5.27 mais il demanderait l'estimation de 4 paramètres supplémentaires. La température de la plaque n'est pas une variable fondamentale de notre problème et, quant au débit de vapeur, on sait déjà que la mesure expérimentale est moyennement fiable, donc, nous conserverons le modèle en l'état après ajustement.

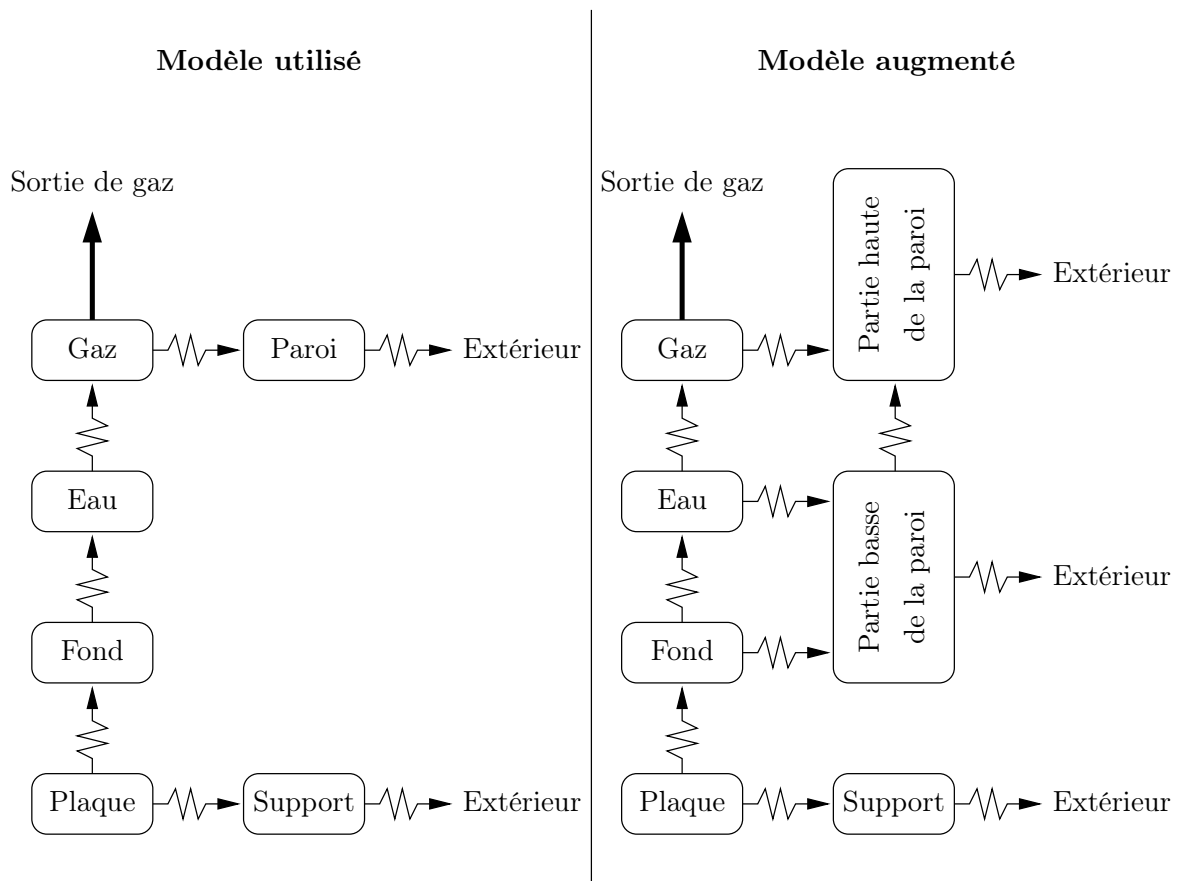


FIG. 5.27 – Évolution possible du modèle à compartiments

Maintenant que le jeu complet de paramètres est choisi, nous pouvons utiliser le modèle dans des cuissons plus complexes avec un aliment modèle dans un premier temps, puis un aliment réel.

5.8 Cuisson type d'un aliment modèle

L'ALIMENT modèle choisi est un cube de Téflon plein de 10 cm de côté (voir § 3.9.1 page 100). Du fait de sa grande taille, son inertie thermique est grande, nous avons donc choisi de fixer la durée du palier de pression à 10 min à 1,5 bar. La charge en eau est toujours de 1 l. La puissance de chauffe est constante à 1500 W puis nulle pendant la décompression.

5.8.1 Résultats expérimentaux

L'ENCOMBREMENT du cube et la difficulté de positionnement des thermocouples dans l'autocuiseur que nous avons déjà évoqués nous permettent seulement de délimiter trois zones pour le gaz, une vers le bas du cube, une à mi-hauteur du cube et une vers le haut du cube. La figure 5.28 donne les résultats des mesures effectuées.

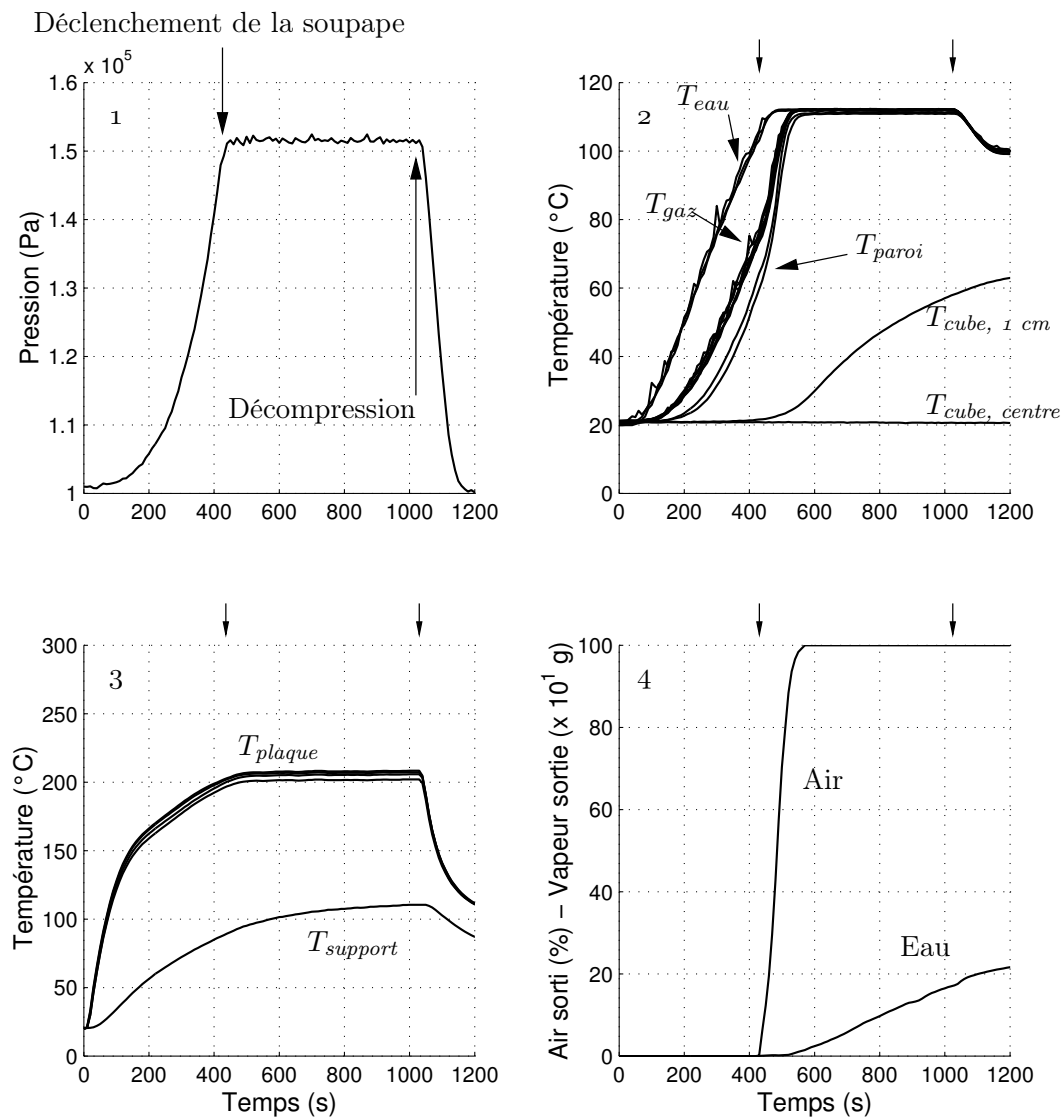


FIG. 5.28 – Résultats des mesures pour une cuisson d'un cube de Téflon plein

On peut identifier tout d'abord avec le graphique 1, représentant l'évolution de la pression, les instants du déclenchement de la soupape et du début de la décompression qui sont reportés ensuite au-dessus des autres graphiques sous forme de flèches.

Le graphique 2 reprend l'ensemble des températures de l'autocuiseur. On peut observer, pour les températures de l'eau et pour les températures du gaz, que les valeurs relevées sont homogènes. D'ailleurs, en ce qui concerne les températures du gaz, les trois zones identifiées ont des températures qui s'entremêlent. Les températures de la paroi montrent peu d'écarts ; la valeur mesurée en haut est légèrement plus faible que celle mesurée au milieu pendant la phase de montée. Ceci peut s'expliquer par le phénomène de diffusion de la chaleur dans l'inox de la paroi que nous avons déjà exposé. La température de l'eau et du gaz se rejoignent peu après l'ouverture de la soupape dans une plage d'un demi degré. La température de paroi reste légèrement inférieure de l'ordre de $2^\circ C$ à la température du gaz.

Les températures du cube relevées montrent que le cube est un puits thermique permanent au cours de cette expérience. D'ailleurs, sa température à cœur ne varie jamais. Le retard que l'on observe pour la température mesurée 1 cm sous la surface illustre les phénomènes de diffusion dans le Téflon.

Le graphique 3 montre les températures mesurées au niveau de la plaque de chauffe. Les quatre températures de la plaque montrent une bonne homogénéité. On peut repérer aisément grâce à ce relevé les deux changements principaux de régime du système. En effet, on peut voir deux ruptures de pente, vers 150 s puis autour de 500 s . Ces deux ruptures de pente qui ne sont pas brusques, mettent en évidence des changements de régime dans l'eau dont l'ébullition avec émission de vapeur pour la deuxième. On peut donc voir, expérimentalement, des événements thermiques essentiels. La température du support qui ne cesse de varier au cours du temps — augmentation avant la coupure de la chauffe puis diminution après —, montre son inertie relativement importante. Le flux thermique reçu par le fond de l'autocuiseur est donc variable tout au long de l'expérience malgré une puissance de chauffe constante.

Le graphique 4 donne les débits de sortie par la soupape. On observe bien le début de la sortie dès l'ouverture de la soupape car la faible inertie du dispositif d'analyse des gaz sortant décrit préalablement le permet. On peut voir que de la vapeur ne sort de façon importante que 80 s après le début de la sortie de l'air, c'est-à-dire lorsque l'air est presque épuisé. On peut, par ailleurs, déterminer la composition théorique du gaz sortant à l'ouverture de la soupape, puisque grâce au graphique 1 et 2, nous savons qu'à la pression d'ouverture de la soupape $p = 1,5\text{ bar}$, le gaz a une température d'environ $T_{gaz} = 75^\circ C = 348\text{ K}$. Ainsi, par la loi des gaz parfaits, considérant que la masse d'air m_{air} est constante ainsi que le volume de l'enceinte V_0 et en négligeant la fraction de vapeur initiale, on peut déterminer la pression partielle d'air dans le mélange : $p_{air} = p_{atm} \cdot \frac{T_{gaz}}{T_0} = 1,19 \times 10^5\text{ Pa}$ et, par différence avec la pression totale, la pression partielle de vapeur d'eau : $p_v = 3,13 \times 10^4\text{ Pa}$. On peut en déduire que la fraction massique de vapeur dans le mélange est de $x_v = 18\%$. Les pressions partielles obtenues permettent également de dire que la pression au moment de l'ouverture de la soupape est due pour 80% à l'échauffement de l'air et à 20% à la production de vapeur.

5.8.2 Comparaison de l'expérience avec le modèle à compartiments

NOUS pouvons comparer les résultats expérimentaux avec le modèle à compartiments en simulant la même cuisson. Pour la discrétisation spatiale du cube, nous avons choisi un nombre de nœud égal à 13. Ceci nous permet d'avoir un pas d'espace assez étroit pour une bonne résolution et d'avoir accès directement à une température à environ 1 cm sous la surface comme dans l'expérience puisque le dixième nœud se trouve à $3,96\text{ cm}$ du centre du cube. La figure 5.29 donne les résultats de la comparaison pour plusieurs variables. Lorsque plusieurs

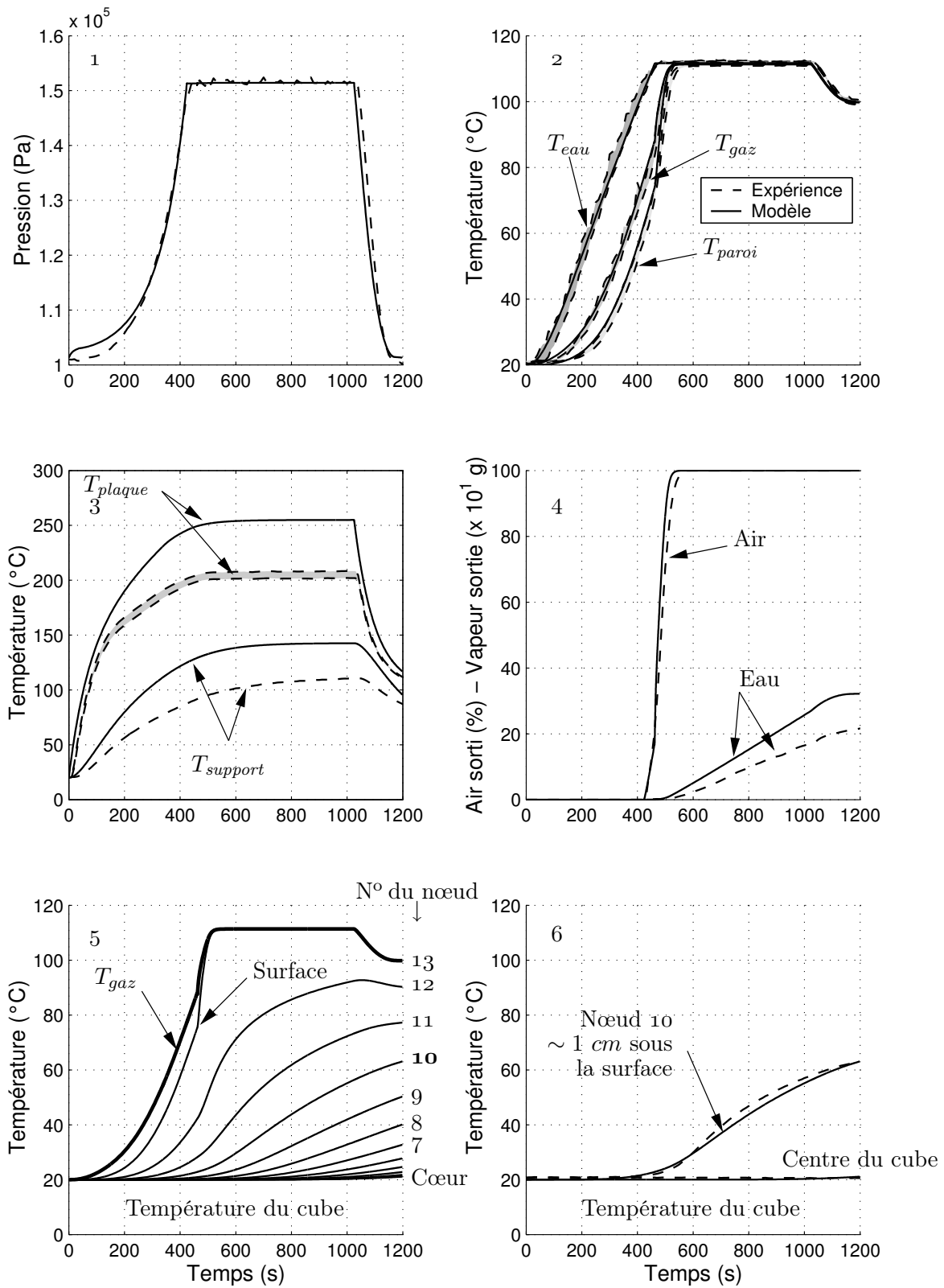


FIG. 5.29 – Comparaison du modèle à compartiments avec l'expérience pour la cuisson d'un aliment modèle

valeurs expérimentales sont accessibles, elles sont représentées par un fuseau encadrant le maximum et le minimum relevés.

Sur le graphique 1, on peut constater la bonne prédiction du modèle sur la pression et donc sur les durées des différentes phases malgré l'ajout d'un aliment qui correspond à l'ajout de flux de convection et surtout de condensation.

Le graphique 2 qui reprend les températures au niveau de l'autocuiseur montre aussi une bonne prédiction de la part du modèle. En particulier, les ruptures de pente au niveau des températures de la paroi et du gaz sont bien marquées tant sur les relevés expérimentaux que sur les résultats de la simulation. La figure 5.30 présente une approximation numérique de l'évolution de la dérivée de la température du gaz et de la paroi. Elle permet de mettre encore plus en évidence les ruptures de pente dans les évolutions de température qui sont associées notamment à l'ébullition avec production de vapeur. On constate une bonne prédiction du modèle.

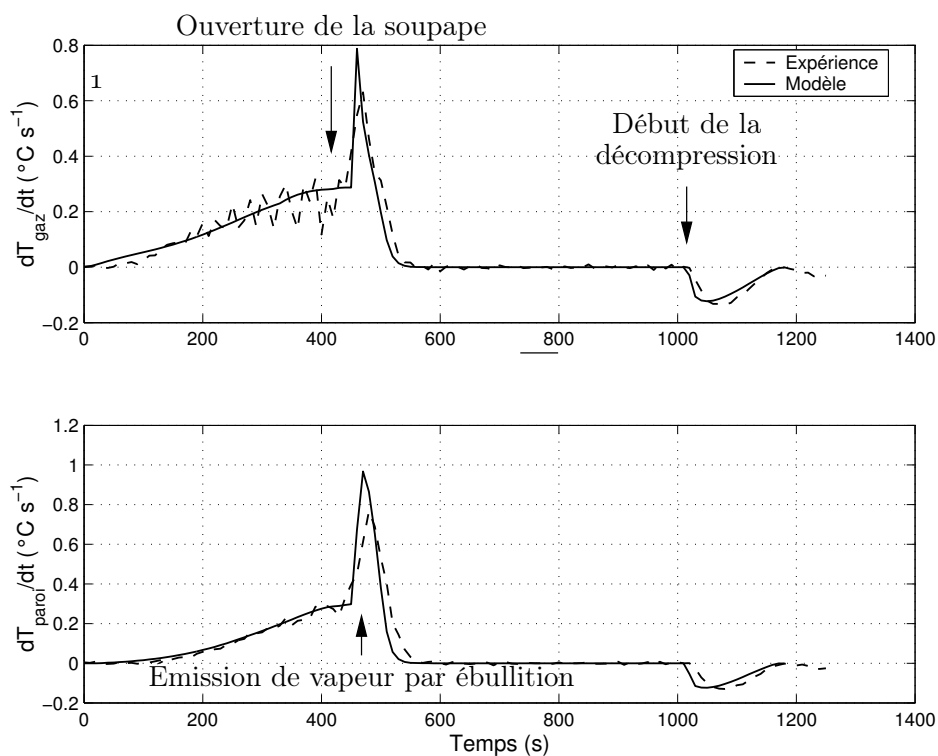


FIG. 5.30 – Variation de la température du gaz et de la paroi en fonction du temps

Le graphique 3 de la figure 5.29 donne l'évolution des températures au niveau de la plaque. On constate que la précision du modèle est toujours moyenne même si les ordres de grandeurs sont respectés. On peut voir également que la température expérimentale de la plaque présente deux ruptures de pentes assez marquées. La deuxième, qui correspond comme nous l'avons déjà vu au début de l'émission de vapeur, est bien prédite par le modèle. En revanche, pour la première, on ne l'observe que sur le relevé des valeurs expérimentales. Nous identifions ce phénomène au début de l'ébullition dans l'eau sans émission de vapeur par ébullition dite « ébullition sous-refroidie » qui commencerait aux alentours de 150 s. On peut rechercher l'apparition de ce phénomène dans notre modèle. C'est ce que nous avons fait grâce à la figure 5.31 qui reprend un certain nombre de flux thermiques dans l'autocuiseur. Le graphique 1 de cette figure reprend le flux de convection vers l'eau et celui d'ébullition. Sachant que nous ne considérons que le plus grand des deux flux (en gras sur le graphique) pour les calculs

de bilans, nous pouvons voir que la transition entre flux convectif et flux d'ébullition dans l'eau sous-refroidie se fait à 400 s. Ainsi, on peut dire que le modèle représente assez mal ce phénomène car il est très en retard par rapport à l'expérience. Ceci est conforme à la modélisation que nous avons de la température de la plaque de chauffe dont la température est largement sur-estimée. En effet, nos coefficients de transfert au niveau de la plaque et du fond doivent être trop faibles et limitent ainsi les transferts vers le fond. Ainsi, la plaque accumule la chaleur qu'elle ne transmet pas au fond qui lui, reste trop froid pour permettre l'ébullition de l'eau. Néanmoins, grâce à un coefficient de convection suffisant, l'eau s'échauffe et la prédiction de sa température reste bonne. En effet, on constate grâce au graphique 1 de la figure 5.31 que le flux du fond vers l'eau par convection $q_{f \rightarrow e}$ a le même ordre de grandeur que le flux d'ébullition vers l'eau $q_{\text{ébul}, f \rightarrow e}$ au moment de la transition. C'est cette relative égalité des flux qui nous empêche de voir la transition au niveau de la plaque de chauffe dans les résultats modélisés. La température du support reste, comme celle de la plaque, sur-estimée. Comme nous l'avons déjà dit, son évolution constante est le reflet de son inertie.

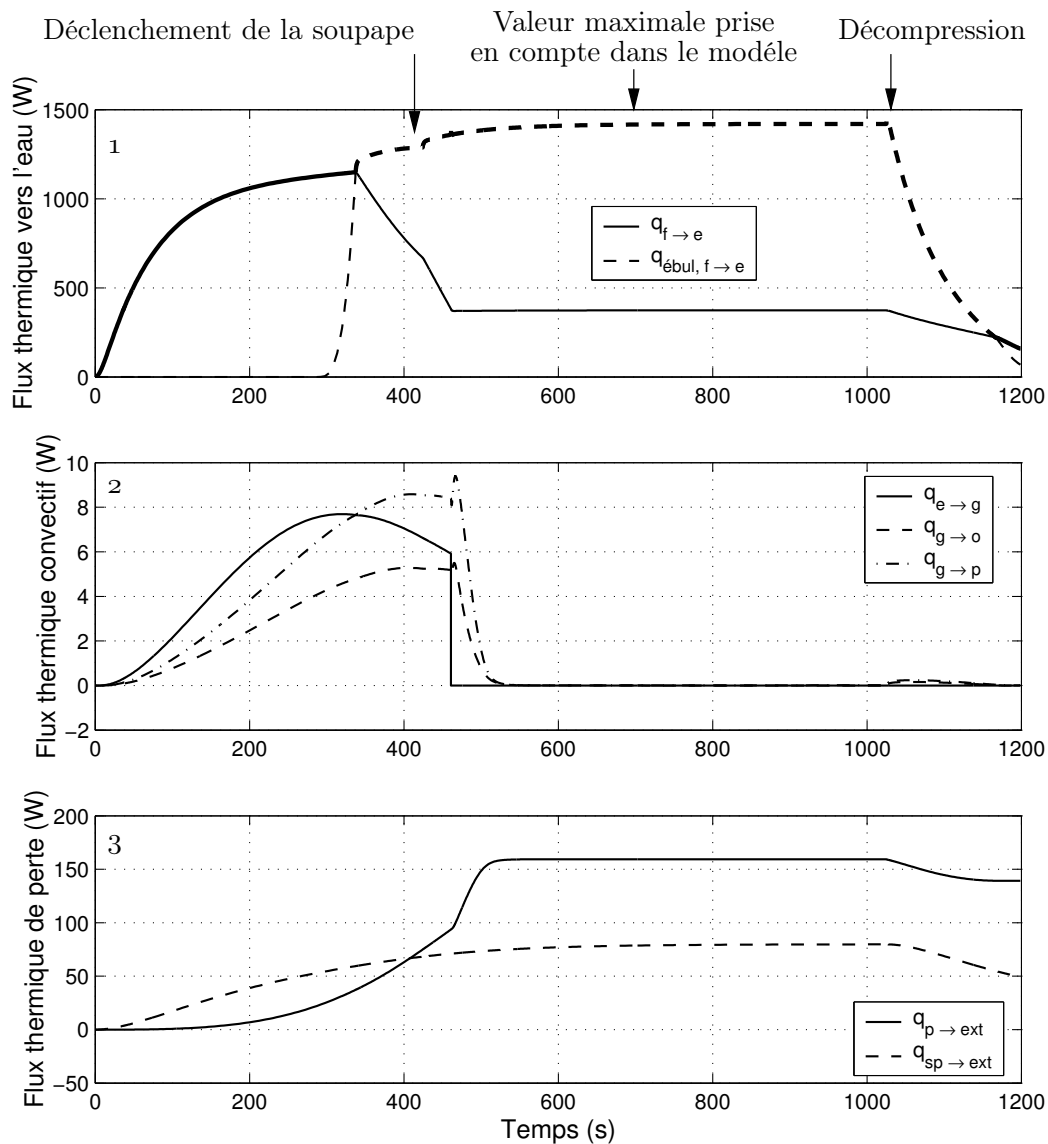


FIG. 5.31 – Évolution de certains flux thermiques au cours d'une cuisson d'un aliment modèle déterminée par simulation

Le graphique 4 de la figure 5.29 permet de visualiser les sorties d'air et d'eau de l'autocuiseur. La sortie d'air est correctement prédite par le modèle. On constate qu'il faut environ 140 s pour que la quasi-totalité de l'air sorte de l'autocuiseur. Pour la sortie d'eau, on constate un écart entre expérience et modèle mais on sait que la mesure à ce niveau est assez imprécise. En revanche, le modèle prédit correctement le début de la sortie de la vapeur qui commence vraiment aux alentours de 520 s à la fois pour les résultats expérimentaux et pour le modèle. Néanmoins, on peut observer dès l'ouverture de la soupape, une très légère sortie de vapeur dans le modèle due à l'hypothèse d'homogénéité du gaz mais celle-ci reste très faible tant que la fraction massique d'eau dans le gaz reste minoritaire.

Toujours dans la figure 5.29 le graphique 5 donne le résultat de la modélisation de la température du cube. À titre de repère, nous avons par ailleurs ajouté en gras la modélisation de la température du gaz. Sur le graphique 6, nous avons représenté uniquement les températures au niveau du dixième nœud (à 1,04 cm sous la surface) dans le cube et au centre du cube qui sont comparées aux relevés expérimentaux effectués à 1 cm sous la surface du cube et en son centre. On peut donc constater que l'évolution de la température prédite est correcte. Ainsi, il semble à la fois que les transferts par convection et condensation mais aussi la diffusion dans le cube soient correctement modélisés. Ainsi, on peut analyser le profil de température dans le cube en remarquant que la surface n'atteint la température du gaz que lorsque tout l'air est sorti et qu'elle en est très éloignée au début de la cuisson. On remarque aussi une accélération de la chauffe du cube à sa surface au moment identifié comme le passage au régime d'ébullition avec émission de vapeur. De plus, on peut voir qu'à la fin de la cuisson, l'aliment a une température de surface quasiment égale à celle du gaz et donc, au moment de la décompression, il subit un refroidissement brutal. On peut donc imaginer qu'un aliment réel, composé essentiellement d'eau subira éventuellement au niveau de sa surface une flash ébullition.

En utilisant les données du modèle, on peut faire apparaître l'évolution des flux thermiques et massiques qui sont présentés aux figures 5.31 et 5.32. Les graphiques 2 et 3 de la figure 5.31 montrent l'évolution des flux convectifs. Quant à la figure 5.32, elle reprend les flux massiques (graphique 1) et thermiques correspondants (graphique 2) liés au changement d'état de l'eau. Ainsi, on peut voir que les ordres de grandeur des flux convectifs à l'intérieur de l'autocuiseur sont faibles — $< 10 W$ — devant ceux d'évaporation, d'ébullition ou de condensation qui sont eux de plusieurs centaines de watts. Non seulement, les flux convectifs sont faibles, mais on remarque en plus qu'en ce qui concerne les flux convectifs liés au gaz, ils tendent à s'annuler lorsque le régime d'ébullition se met en place. En effet, lorsque le gaz contient essentiellement de la vapeur, celle-ci se condense sur les parois et l'objet, ce qui réchauffe ces derniers et réduit l'écart de température avec le gaz. Finalement la réduction de l'écart de température conduit à une réduction des flux convectifs. De même, on peut voir qu'au moment où l'émission de vapeur par ébullition commence (à $t = 461 s$), le flux convectif entre l'eau et le gaz s'annule et le flux d'évaporation (figure 5.32) est remplacé par le flux d'ébullition, conformément aux hypothèses du modèle. Les flux de pertes représentés sur le graphique 3 de la figure 5.31 sont au maximum de l'ordre de 100 W pour le support et de 150 W pour les parois. Ces pertes thermiques ne sont pas négligeables et on peut envisager de chercher à les réduire dans un souci d'économie d'énergie. Néanmoins, on constate que la majorité des pertes se fait par l'évacuation de la vapeur par la soupape, comme on peut le voir sur le graphique 2 de la figure 5.32. Grâce aux deux représentations de la figure 5.32, on voit que les masses d'eau évaporée mises en jeu sont très faibles mais, du fait de la très grande chaleur latente de vaporisation de l'eau, cela se traduit par de grands flux thermiques.

Le modèle donne aussi accès aux valeurs des coefficients de transfert par ébullition et par condensation qui sont les seuls à ne pas être pris constants et que nous avons représenté sur

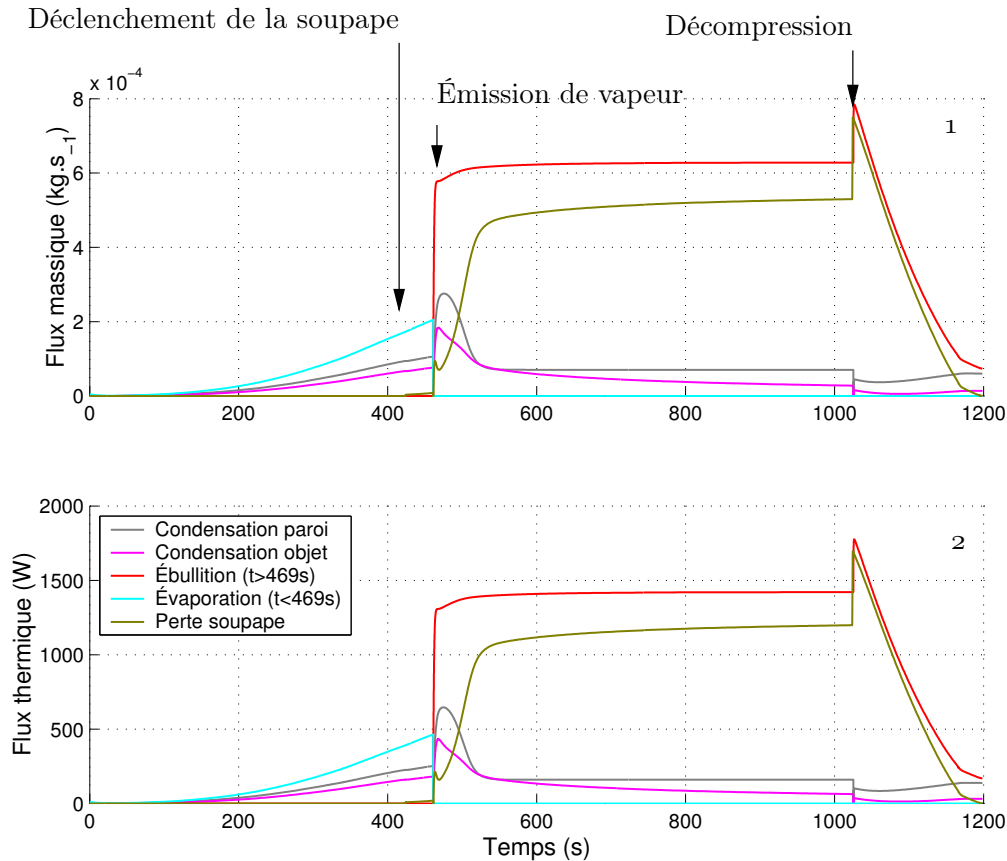


FIG. 5.32 – Évolution des flux d'eau au cours d'une cuisson d'un aliment modèle déterminée par simulation

la figure 5.33. On constate que les valeurs de ces coefficients sont très élevées par rapport aux coefficients de transferts par convection naturelle. On peut, par exemple, observer que le coefficient d'ébullition $h_{ébul}$ peut être jusqu'à 550 fois plus grand que le coefficient de transfert convectif entre l'eau et le gaz $h_{e \rightarrow g}$. Si on se réfère aux travaux de Nukiyama (1934) (voir § 2.3.2.2 page 48), la valeur du coefficient de transfert par ébullition ($\sim 5\,500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$) correspond bien à une ébullition nucléée. Le coefficient de transfert par condensation sur l'aliment $h_{cond, o}$ peut être, quant à lui, jusqu'à 15 000 plus grand que le coefficient de transfert convectif entre le gaz et l'aliment $h_{g \rightarrow o}$. On peut donc dire que le mode de transfert principal pour la cuisson décrite ici est la condensation qui intervient finalement assez tôt (dès 40 s) et avec un coefficient de transfert assez grand (entre 20 et 60 fois plus grand que le coefficient de transfert par convection correspondant au moment de l'apparition de la condensation). Par ailleurs, on observe que le coefficient de transfert par condensation varie fortement de quelques centaines à plus de $10^5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. On illustre ici l'impact de l'air sur le transfert par condensation dont l'effet négatif est très important. L'accélération de l'augmentation du coefficient de transfert par condensation à partir de 461 s correspond à la mise en place du régime d'ébullition avec émission de vapeur produisant celle-ci en grande quantité.

Finalement, nous avons représenté certains flux obtenus par simulation sur la figure 5.35. Les calculs effectués pour obtenir chaque courbe sont présentés en annexe au paragraphe 7.13 page 263. Ces graphiques sont mis en regard de l'évolution des principales températures pour la même simulation présentée par la figure 5.34. Nous pouvons repérer les trois phases de cuisson :

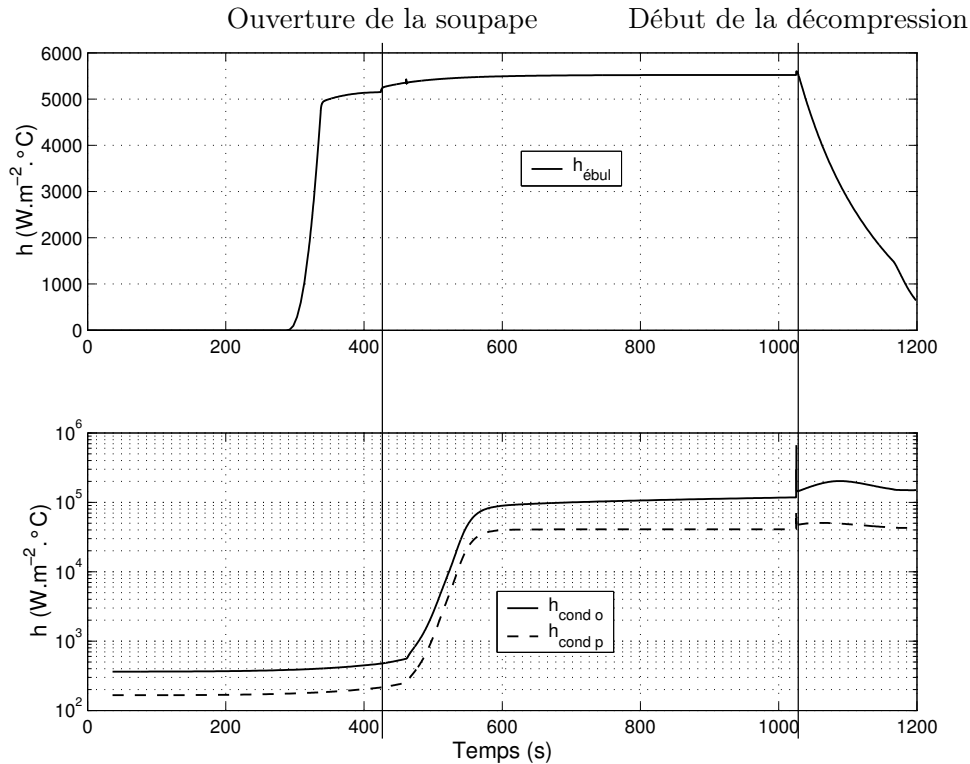
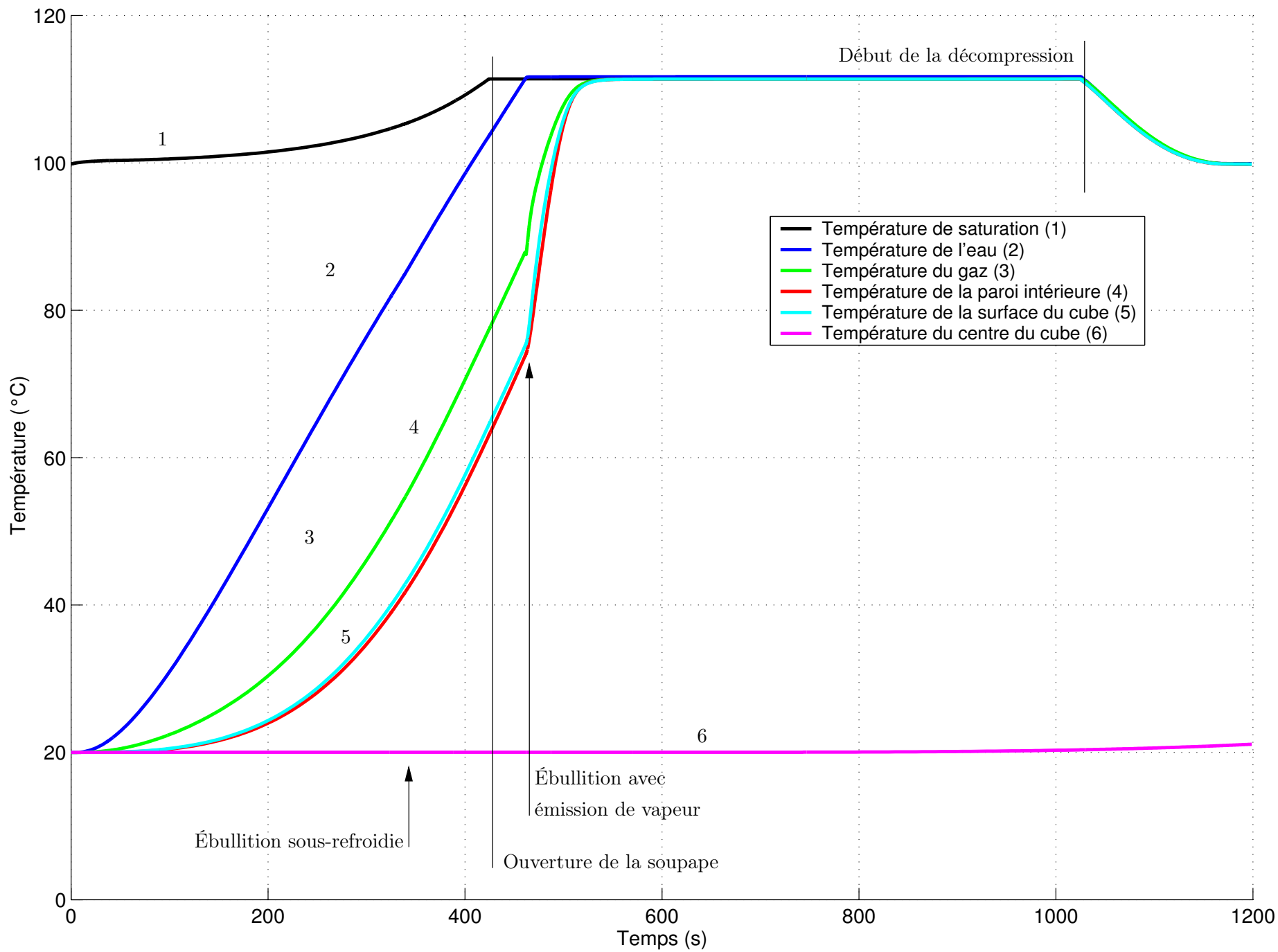


FIG. 5.33 – Valeurs des coefficients d'ébullition $h_{\text{ébul}}$ et de condensation sur l'aliment $h_{\text{cond, o}}$ et sur la paroi $h_{\text{cond, p}}$ au cours de la cuisson

La montée en pression jusqu'à $t = 424 \text{ s}$. Durant cette phase, la puissance de chauffage transmise au fond (courbe 1) ne cesse de croître. Ainsi, alors que la puissance électrique appliquée est immédiatement de 1500 W , l'inertie de la plaque de chauffe provoque une transmission progressive de cette puissance dont on peut ici déterminer une constante de temps de l'ordre de 100 s . La puissance transmise du fond vers l'eau (courbe 2) reste inférieure à la puissance de la plaque vers le fond jusqu'à $t = 337 \text{ s}$. On peut expliquer ce décalage par la résistance de contact et l'inertie du fond. À $t = 337 \text{ s}$, ce décalage se réduit. Ceci correspond au changement de régime de transfert entre le fond et l'eau où l'ébullition se substitue au transfert convectif (voir graphique 1 de la figure 5.31). Ainsi, lorsque l'ébullition sous-refroidie commence, la résistance thermique entre le fond et l'eau diminue. On observe de même une augmentation du flux transmis vers le fond car la résistance globale de la plaque vers l'eau diminue. La variation de l'enthalpie de l'eau (courbe 3) qui représente la puissance passant en chaleur sensible dans l'eau montre que, dans la première partie du chauffage, toute la puissance transmise à l'autocuiseur sert à chauffer l'eau puisque les courbes 2 et 3 sont confondues. Puis rapidement, le flux d'évaporation (courbe 5) devient non nul. Ainsi, une partie de l'énergie transmise à l'eau sert à l'évaporation. Cette part étant de plus en plus importante, l'accumulation de chaleur sensible dans l'eau diminue. À ce moment la somme de la courbe 3 et 5 permet de retrouver la courbe 2. Pendant la période d'ébullition sous-refroidie, on constate que l'augmentation de la transmission de puissance vers l'eau sert immédiatement à échauffer l'eau. Dès l'apparition de vapeur par évaporation, les flux de condensation sur la paroi (courbe 6) et sur l'objet (courbe 7) deviennent non nuls. Ainsi, alors que l'eau et le gaz s'échauffent progressivement, une partie de la puissance transmise par condensation commence à échauffer le produit d'une part et à compenser les pertes thermiques par la

FIG. 5.34 – Évolution des principales températures au cours d'une cuisson



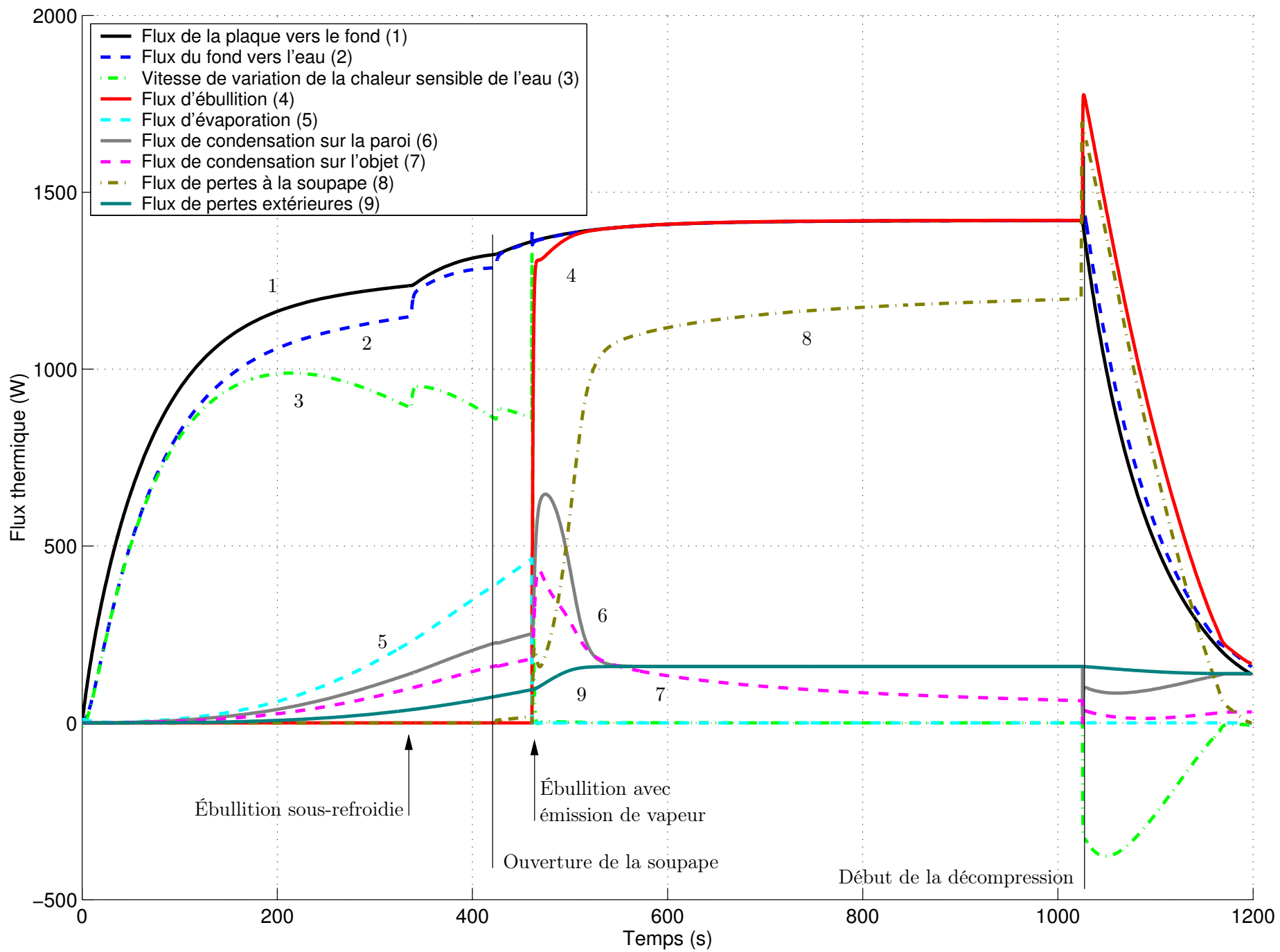


FIG. 5.35 – Évolution des flux thermiques majeurs au cours d'une cuisson

paroi (courbe 9) d'autre part. À partir de ce moment, le flux de condensation sur la paroi (courbe 6) est supérieure aux pertes (courbe 9), ce qui se traduit par l'augmentation de la température de la paroi.

La régulation en pression à partir de $t = 424$ s et jusqu'à $t = 1024$ s. Le début de cette phase correspond à l'ouverture de la soupape. Ainsi, à partir de ce moment, les pertes énergétiques à la soupape (courbe 8) deviennent non nulles. Néanmoins, celles-ci restent faibles au début car le gaz contient alors peu de vapeur. À $t = 461$ s, on observe un changement important de régime avec l'apparition de l'ébullition avec émission de vapeur alors qu'en ébullition sous refroidie, la vapeur produite sur le fond se recondense dans l'eau. Le flux d'évaporation (courbe 5) est alors remplacé par le flux d'ébullition (courbe 4). Au même instant, la variation d'enthalpie de l'eau devient quasi-nulle (courbe 3). Le flux d'ébullition (courbe 4) tend rapidement vers le flux du fond vers l'eau (courbe 2), lui même égal au flux de la plaque vers le fond (courbe 1). Lorsque ces trois courbes sont superposées, on peut dire que toute la puissance transmise à l'autocuiseur sert à produire de la vapeur à température constante. L'écart initial s'explique par le résidu de chauffage qui est apporté au gaz pour qu'il atteigne la température de saturation et à la chasse de l'air. Les pertes énergétiques à la soupape (courbe 8) augmentent progressivement jusqu'à 1 200 W.

Les flux de condensation vers la paroi (courbe 6) et sur l'objet (courbe 7) augmentent brutalement à cause de la production intense de vapeur qui chasse l'air et crée ainsi les conditions de forts transfert par condensation. Ils atteignent un maximum avant de décroître lorsque la température de la surface sur laquelle il y a condensation se rapproche de la température de rosée. Le flux de condensation sur l'objet (courbe 7) diminue d'abord rapidement avec l'augmentation de sa température de surface puis plus lentement au fur et à mesure que les couches plus profondes du produit se réchauffent. Néanmoins, dans notre cas où l'objet a une grande inertie, le cœur n'a pas le temps de s'échauffer pendant la durée de palier en pression choisie. Le flux de condensation sur les parois (courbe 6), quant à lui, vient se stabiliser sur une valeur qui correspond aux pertes externes (courbe 9) puisque les deux courbes se superposent. En fait, les forts flux initiaux de condensation permis par les grands écarts de température sont limités par la présence d'air. Une optimisation possible serait une augmentation de ces flux de condensation par une évacuation plus précoce de l'air. Les pertes externes (courbe 9) sont proportionnelles à l'écart de température entre la paroi et l'extérieur et elles en suivent exactement les mêmes évolutions. Elles permettent l'entretien des flux de condensation sur la paroi. Finalement, on constate qu'une fois les températures d'eau et de gaz stabilisées — c'est-à-dire pour $t \gtrsim 560$ s —, le flux d'ébullition (courbe 4) correspond à la somme des flux de condensation (courbes 6 et 7) et des pertes à la soupape (courbe 8); ces dernières étant fortement majoritaires. On peut donc dire qu'une grande partie de la puissance injectée est évacuée par la soupape. En effet, les flux de perte à la soupape représentent jusqu'à 84% de la puissance de la plaque vers le fond à la fin de cette période. Dans les recettes, on demande d'ailleurs de baisser (sans plus de précision) la puissance de chauffe. On entrevoit ici une voie d'optimisation énergétique possible en limitant ces pertes. À titre de comparaison, les flux vers l'objet ne représentent que 4% de la puissance de la plaque vers le fond à la fin de cette période alors que la température à cœur n'a toujours pas augmenté.

La décompression à partir de $t = 1024$ s. À cet instant, la puissance de chauffe est coupée et la soupape est complètement ouverte, c'est-à-dire assimilée par le modèle à un simple trou entre l'intérieur sous pression et l'extérieur à pression atmosphérique. Malgré la coupure de la puissance de chauffe, on constate que la puissance transmise de la plaque

vers le fond (courbe 1) n'est pas immédiatement nulle. En effet, la plaque, de masse non nulle, a accumulé de l'énergie et son inertie est telle que la puissance transmise décroît progressivement. La puissance du fond vers l'eau (courbe 2) suit également la même allure avec un léger retard dû ici à l'inertie du fond. L'ouverture de la soupape a pour effet immédiat une brusque augmentation du flux de perte à la soupape (courbe 8). En effet, l'annulation de la pression de soupape provoque un écoulement intense de vapeur vers l'extérieur. Cet écoulement s'accompagne d'une chute de la pression et donc de la température de saturation provoquant à son tour une ébullition flash. Ce phénomène se met donc en place avec une production violente de vapeur que l'on peut suivre sur la courbe du flux d'ébullition (courbe 4). Ces deux phénomènes vont être maximaux à l'ouverture puis vont décroître avec la baisse progressive de la pression qui est néanmoins ralentie par la production de vapeur concomitante. Les pertes à la soupape vont d'ailleurs aller jusqu'à s'annuler lorsque la pression interne aura rejoint la pression atmosphérique à $t \approx 1000$ s. L'eau, quant à elle, se met à chaque instant en équilibre de façon instantanée avec sa température de saturation et cette diminution de température se traduit par des valeurs négatives de sa variation d'enthalpie. Les parois suivent la température de saturation du gaz et donc les pertes thermiques à leur niveau décroissent (courbe 9). Les flux de condensation subissent une baisse provisoire due à « l'instabilité » globale du système mais retrouvent rapidement leur évolution normale, c'est-à-dire la compensation des pertes extérieures pour la condensation à la paroi et le chauffage de l'objet.

5.9 Cuisson d'un aliment réel

NOUS avons choisi comme aliment réel : la carotte. Notre objectif est ici de valider l'utilisation du modèle pour une prédiction complète de la cuisson, c'est-à-dire non seulement des variables thermiques mais aussi des valeurs cuisatrices grâce aux cinétiques que nous avons déterminées préalablement (voir paragraphe 5.4.2 page 150). Pour cela, nous avons réalisé cinq expériences identiques à l'exception du temps de cuisson à pression constante et dont les valeurs sont données dans le tableau 5.8. Pour le reste, la cuisson s'effectue dans la phase vapeur avec une charge d'un litre d'eau, avec un seuil de pression à $1,5 \text{ bar}$ et avec une puissance de chauffe constante à 1500 W pendant la cuisson et nulle pendant la décompression. Les carottes sont sous formes de bâton dont le diamètre est compris entre $2,5 \text{ cm}$ et $3,5 \text{ cm}$ et la longueur est supérieure à 5 cm .

TAB. 5.8 – Paramètres expérimentaux pour 5 cuissons de carotte

N° de l'expérience	Masse de carotte (g)	Temps de cuisson (s)
1	552	0
2	530	180
3	524	360
4	523	600
5	514	720

5.9.1 Résultats expérimentaux

LES résultats expérimentaux sont donnés par la figure 5.36. Sur cette figure sont représentées les pressions (graphique 1), les températures moyennes relevées dans l'eau (graphique 2), dans le gaz (graphique 3) et à cœur de l'aliment (graphique 4). Chaque courbe représente une expérience. L'ensemble des relevés et en particulier ceux de pression permet de constater que toutes les expériences se sont déroulées dans les mêmes conditions opératoires et que seule la durée du palier de maintien en pression a bien varié (on remarquera que pour l'expérience 3, de l'eau initialement plus chaude a été utilisée mais ceci n'a pas d'impact sur le reste de l'expérience). Les valeurs moyennes des températures tracées ici sont bien représentatives car les écarts types sont, pour toutes les expériences, de l'ordre de 1°C dans le cas de l'eau et de l'ordre de 2°C à 3°C dans le cas du gaz. En revanche, dans le cas de la température des carottes, on peut observer de plus grands écarts dus à la difficulté de positionnement des thermocouples précisément au centre des carottes et surtout à la variabilité de leur diamètre (entre $2,5\text{ cm}$ et $3,5\text{ cm}$).

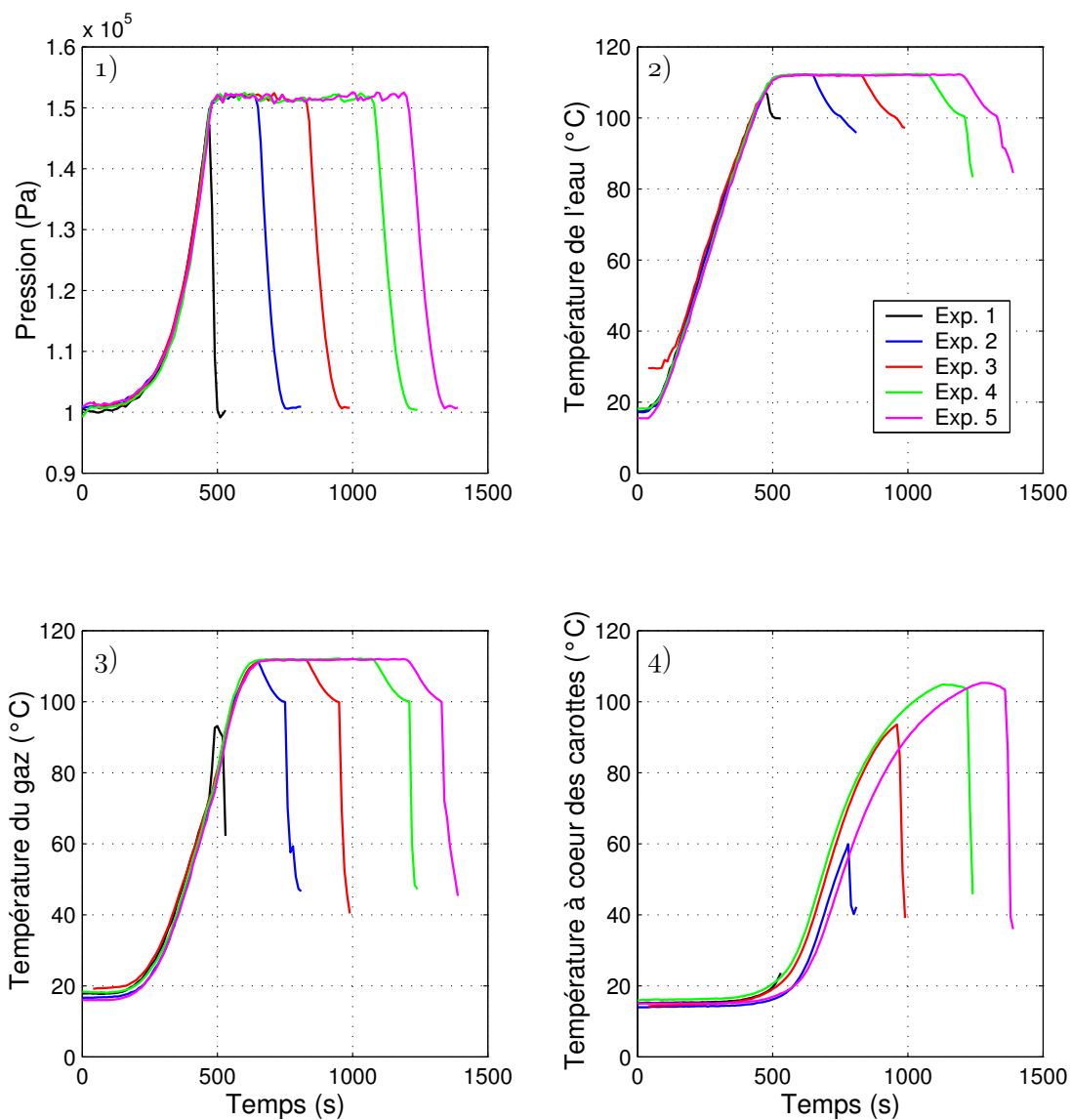


FIG. 5.36 – Résultats expérimentaux des 5 cuissons de carotte

Grâce au graphique 4, on constate que la température à cœur des carottes n'a pas le temps de s'élever dans le cas de l'expérience 1, c'est-à-dire sans palier de pression et, dans ce cas, la température du gaz n'atteint même pas 100°C alors que celle de l'eau dépasse légèrement cette valeur. Dans les autres cas, les relevés de température à cœur des carottes illustrent bien les phénomènes de diffusion par le retard que l'on constate par rapport au gaz. Les chutes brutales de température que l'on observe à la fin des expériences sont dues à l'ajout rapide d'eau froide à la fin des expériences pour arrêter les phénomènes de cuisson. Cette chute de température s'observe bien-sûr au niveau de l'eau, mais aussi au niveau des carottes, néanmoins, dans ce cas, il est raisonnable de penser que la conduction le long du thermocouple est responsable en grande partie de cette réduction et que la température diminue probablement globalement moins vite dans la carotte que ne le laisse penser le graphique.

À l'issue de chaque expérience, nous avons utilisé la méthode que nous avons développé pour mesurer la texture des carottes en écrasant dans une cellule de Kramer des échantillons de carottes coupées en rondelle après cuisson. Nous avons obtenu ainsi pour chaque cuisson une valeur finale de F_{norm} dont la définition est donnée par l'équation 5.2 page 150. Cette valeur est donc expérimentale.

D'un autre côté, grâce aux températures relevées à cœur, nous avons pu calculer avec les paramètres cinétiques de cuisson déterminés préalablement les différentes valeurs cuisatrices à cœur pour chaque cuisson.

Ces deux données sont regroupées dans la figure 5.37. En abscisse, nous plaçons les valeurs cuisatrices VC qui représentent le temps équivalent passé par un élément considéré (aliment ou partie d'aliment) à 100°C . En ordonnée, nous plaçons la force normalisée F_{norm} mesurée expérimentalement dans la cellule de Kramer à l'issue d'une cuisson donnée. Les barres d'erreur en abscisse représentent l'écart-type de la valeur cuisatrice dû aux évolutions différentes de températures mesurées dans les carottes pour une même cuisson. Celles en ordonnées représentent l'écart entre la valeur minimale et la valeur maximale de F_{norm} obtenues à l'issue des mesures effectuées en cellule de Kramer sur au moins trois échantillons de carotte d'une même cuisson.

Nous avons ajouté sur le graphique la courbe représentative de la valeur cuisatrice calculée par l'équation 5.9 dans laquelle $D_{100} = 570\text{ s} = 9,5\text{ min}$ comme nous l'avons déterminé plus haut sur les rondelles de carotte.

$$F_{norm} = 10^{-\frac{VC}{D_{100}}} \quad (5.9)$$

Ainsi, on constate que les résultats des expériences sur des carottes entières calibrées ne permettent pas de retrouver la cinétique déterminée sur des rondelles de carotte. Cet écart s'observe essentiellement dans la partie initiale de la cuisson, c'est-à-dire là où nous avons les cuissons les plus hétérogènes. À la fin, lorsque le niveau de cuisson redevient plus homogène, la cinétique est à peu près retrouvée. Pour les expériences 2 et 3, on obtient, pour une force normalisée donnée, des valeurs cuisatrices inférieures à celles de la cinétique déterminée car il s'agit de valeurs à cœur. En effet, ce sont les valeurs cuisatrice à cœur qui donne l'abscisse des points représentés, or, la force normalisée mesurée est obtenue sur un « mélange » allant du cœur à la surface et qui contient donc des zones plus cuites que ne le dit la valeur cuisatrice à cœur. Les échantillons semblent donc moins « fermes » que ne le dit la cinétique. Une méthode géographiquement plus « fine » (découpage du cœur par exemple) permettrait peut-être de retrouver, pour une valeur cuisatrice, la force normalisée correspondante.

On constate aussi que les variations relevées sur les forces sont de plus en plus faibles lorsque la cuisson avance. Il s'agit d'un effet d'homogénéisation de la cuisson pour les temps les plus longs. Ainsi lorsque la cuisson n'est pas homogène, les résultats obtenus par la presse de Kramer vont être fortement dépendant de l'état de l'échantillon puisque la proportion de

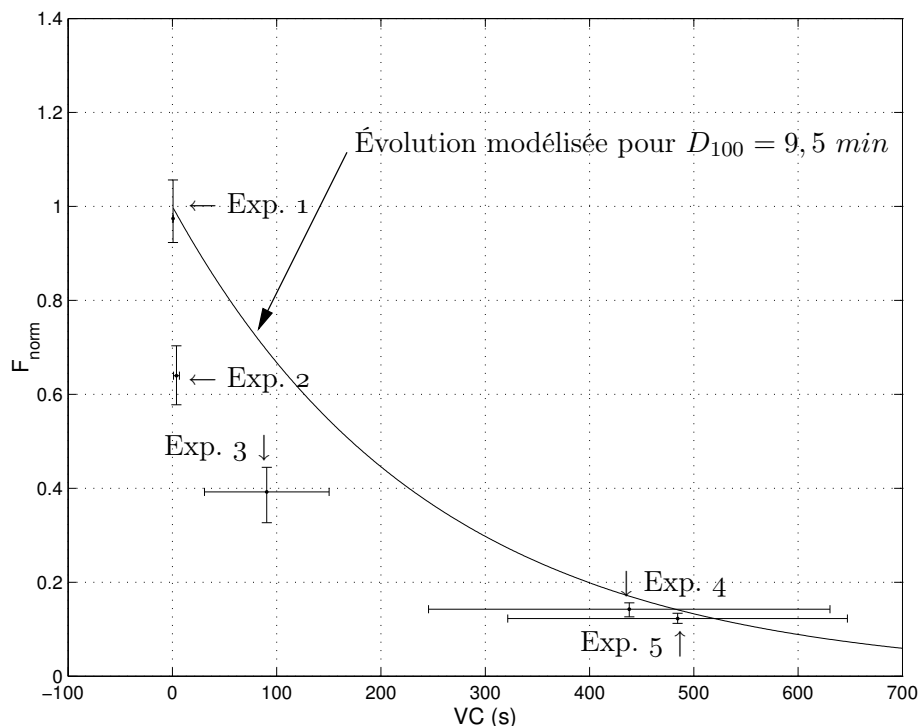


FIG. 5.37 – Évolution des forces maximales normalisées en fonction des valeurs cuisatrices calculées à partir des températures à cœur et comparée à la cinétique d'évolution pour $D_{100} = 9,5 \text{ min}$

petites rondelles d'un diamètre proche de $2,5 \text{ cm}$ plus cuites et de grandes rondelles d'un diamètre proche de $3,5 \text{ cm}$ moins cuites va varier d'un essai à l'autre. À l'inverse, les erreurs sur les calculs de valeurs cuisatrices vont croissant avec l'avancement de la cuisson. Ici, c'est un effet des erreurs de mesures de températures à cœur qui sont difficiles à obtenir. Les thermocouples plantés plus ou moins près du centre de carottes au diamètre légèrement variable vont donner des profils sensiblement différents et l'intégration avec le facteur de Bigelow va accroître les écarts à la valeur moyenne d'autant plus que la cuisson dure longtemps.

Notre objectif va donc être maintenant d'utiliser le modèle pour prédire la force normalisée que l'on obtient sur des carottes en bâton cuites en autocuiseur.

5.9.2 Comparaison avec le modèle à compartiments

Nous avons réalisé les simulations des précédentes cuissons dans les mêmes conditions opératoires. Les résultats pour les quatre premières simulations sont donnés par la figure 5.38 et les résultats obtenus pour la cinquième expérience sont montrés en détail à la figure 5.39. Les carottes sont considérées par le modèle comme des cylindres infinis de 3 cm de diamètre discrétisés avec 10 nœuds.

Sur ces graphiques, les résultats expérimentaux sont représentés par un fuseau bordé par les valeurs maximales et minimales relevées lorsque cela est possible — c'est-à-dire pour les températures de l'eau, du gaz et des carottes. Les résultats des simulations, présentés en traits pleins, permettent d'observer en particulier la température de l'aliment pour tous les nœuds de la discrétisation spatiale. De cette manière, nous avons le profil complet de température dans la carotte même si seule la température à cœur est comparable avec les expériences. On constate que d'une façon générale, les résultats obtenus par modélisation sont conformes

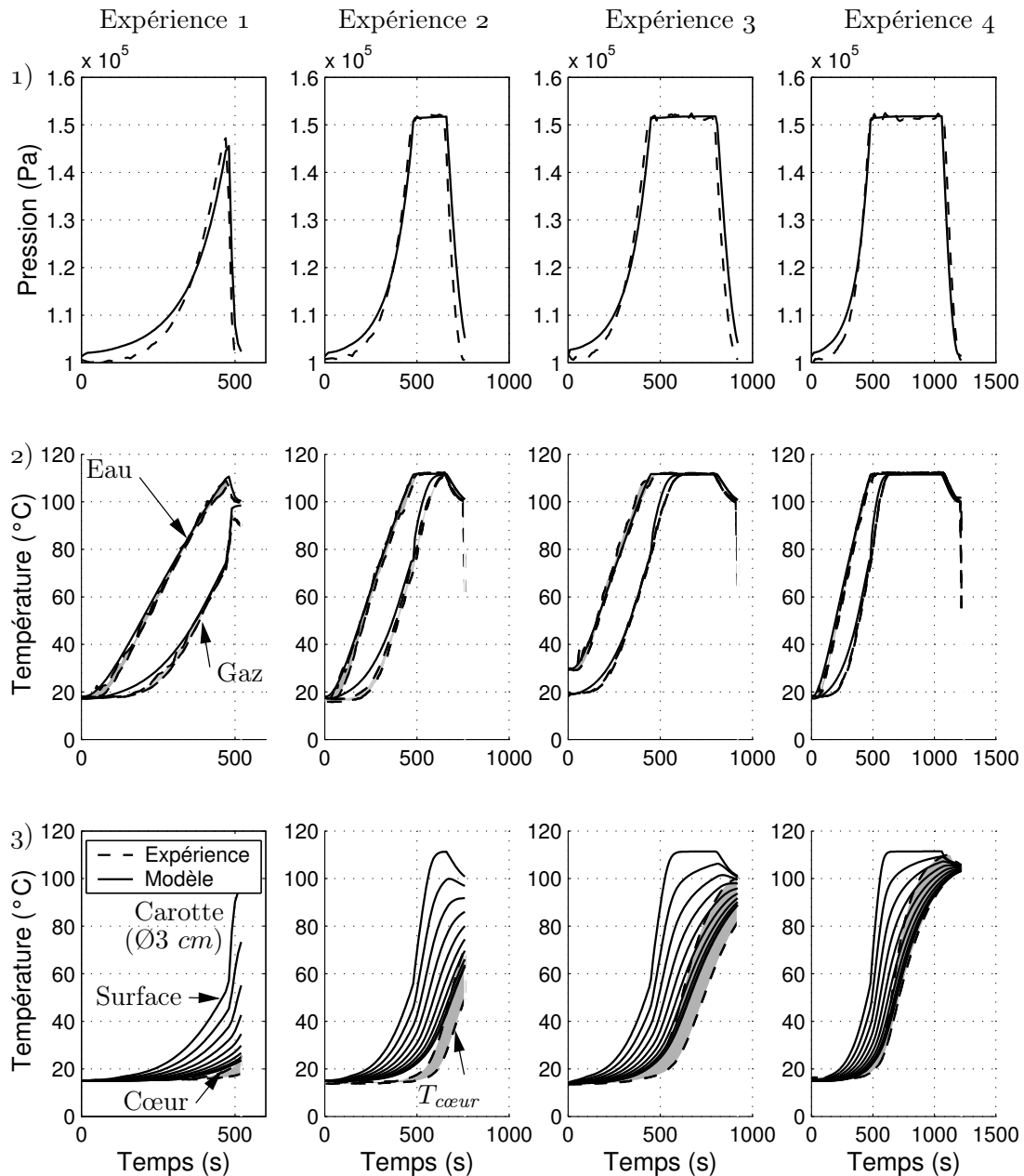


FIG. 5.38 – Comparaison des résultats expérimentaux et les valeurs modélisées pour les expériences 1 à 4 de cuissons de carotte

à l'expérience. Ainsi, les valeurs de pression et de température sont correctement prédites même si, sur les temps courts, on peut constater de petits décalages dans les montées en pression et en température. Néanmoins, ces décalages initiaux se retrouvent vite compensés et les températures dans l'aliment, lorsque celles-ci sont élevées, sont correctement prédites. Or, on sait que ce sont les températures élevées qui ont un réel impact sur la cuisson. Donc, les erreurs dans les premiers instants n'ont pas vraiment d'incidence sur le résultat final.

Pour les résultats de l'expérience 5 donnés par la figure 5.39, nous avons représenté les mêmes variables que précédemment, à savoir la pression (graphique 1), les températures de l'eau et du gaz (graphique 2) et les températures de la carotte (graphique 3). À ces résultats, nous avons ajouté l'intervalle de température à cœur que l'on peut obtenir par simulation

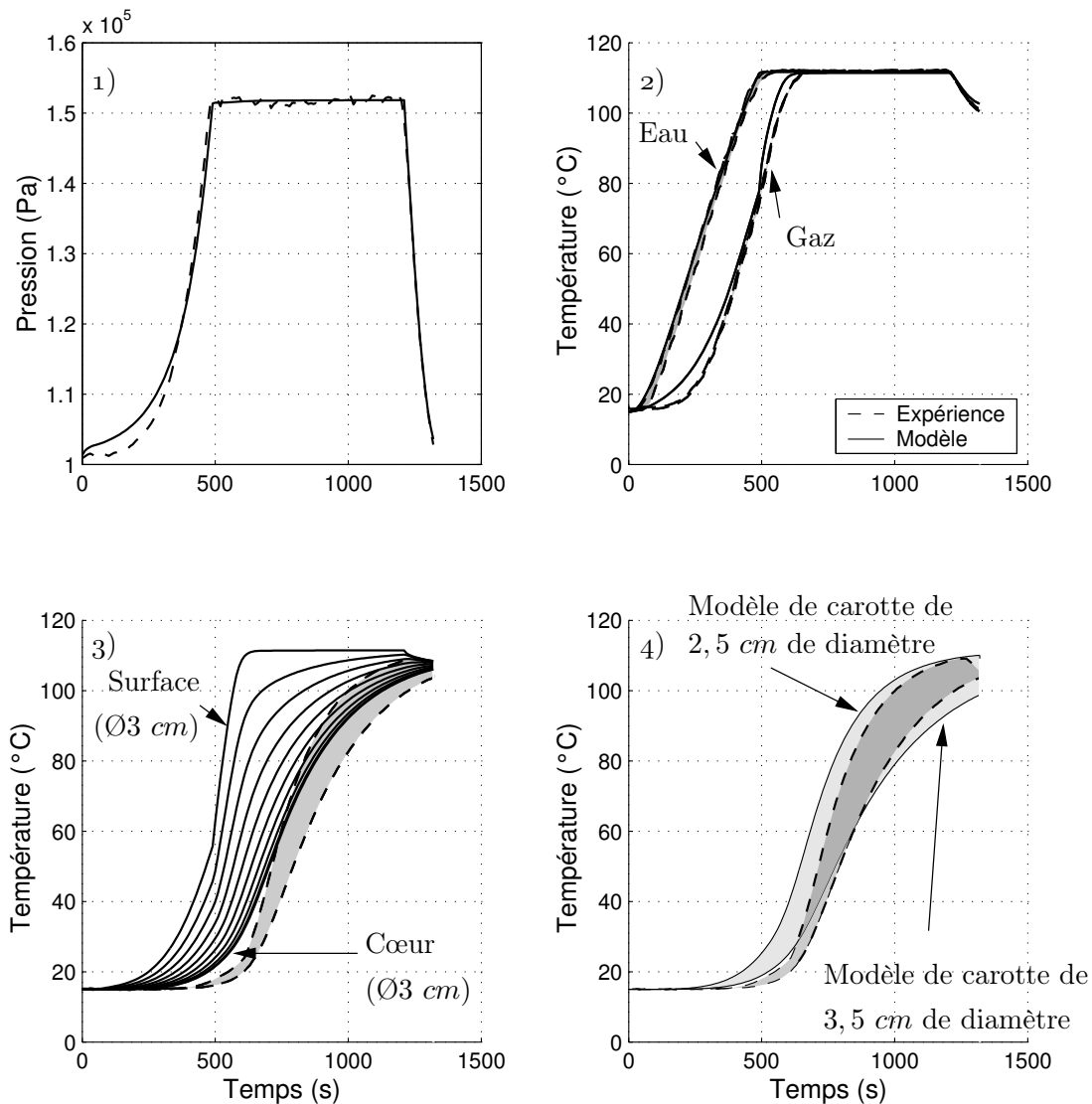


FIG. 5.39 – Résultats de l'expérience 5 de cuissons de carotte

pour des carottes de 2,5 cm à 3,5 cm de diamètre (graphique 4). Ces valeurs sont représentées par le fuseau bordé d'un trait plein à comparer avec les valeurs expérimentales dans le fuseau bordé d'un trait pointillé.

On peut ainsi constater que la dimension de l'objet à cuire a un effet important sur son profil de température à cœur puisqu'une variation de 10 mm de diamètre provoque un écart maximal de 30 °C et de plus de 10 °C à la fin de la cuisson lorsque les températures sont les plus influentes sur l'évolution de la texture. On peut traduire cette différence en valeur cuisatrice et on obtient ainsi les résultats donnés par la figure 5.40. Sur ce graphique, nous avons reporté les résultats obtenus par simulation pour des cuissons ayant la même durée du palier en pression que l'expérience 5 (720 s) mais pour des carottes de diamètre compris entre 2,5 cm et 3,5 cm. Ce graphique indique la valeur cuisatrice à cœur et la moyenne volumique des valeurs cuisatrices, ce qui nous semble être plus représentatif d'une valeur cuisatrice moyenne. On observe, pour les différents diamètres, une variation de la valeur cuisatrice de près de 10 min, soit près de 40%. On peut donc dire que le critère de taille des aliments que l'utilisateur

maîtrise dans le cadre d'une cuisson domestique est très important et doit donc être pris en compte dans les recommandations de conduites que l'on peut faire.

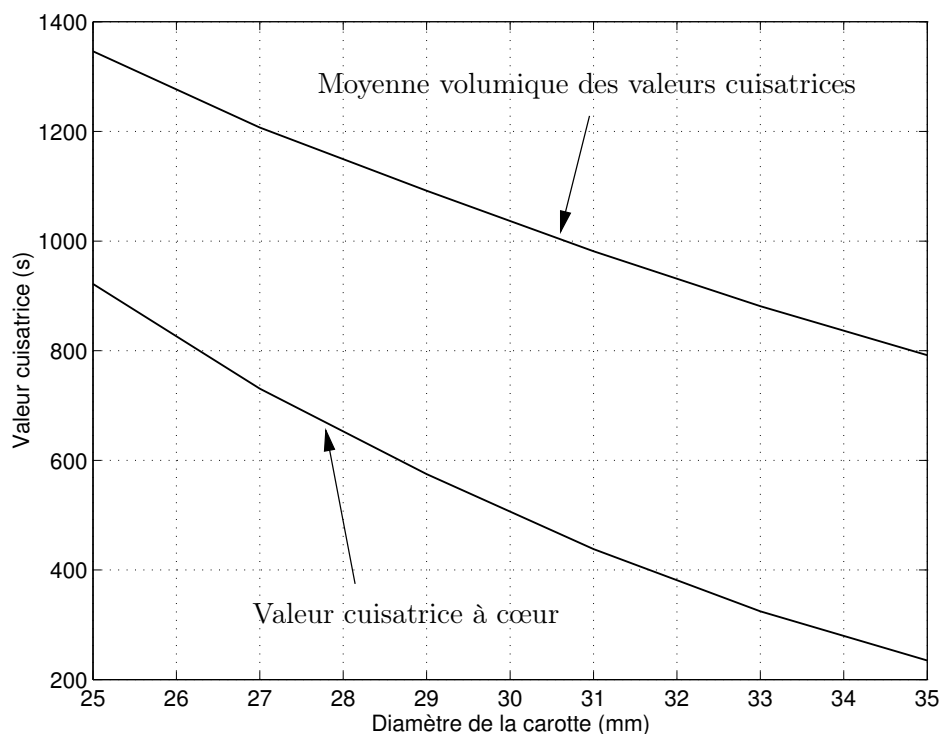


FIG. 5.40 – Variation de la valeur cuisatrice à cœur et de la moyenne des valeurs cuisatrices obtenues par modélisation en fonction du diamètre des carottes

Finalement, pour chaque simulation, nous avons calculé la valeur cuisatrice à cœur et la moyenne volumique des valeurs cuisatrices en utilisant les prédictions de température pour des carottes de 3 cm de diamètre. Ces valeurs nous donnent les abscisses des points de la figure 5.41. Les ordonnées sont toujours les forces normalisées mesurées pour chaque cuisson expérimentale correspondante. On obtient ainsi deux séries de points. On remarque que les valeurs cuisatrices à cœur prédites par le modèle sont proches de celles obtenues expérimentalement et données à la figure 5.37. Ce résultat était prévisible puisqu'on a vu que le modèle prédit bien la température à cœur, d'autant mieux que cette température est élevée et donc importante dans le calcul de la valeur cuisatrice. De leur côté, les moyennes volumiques des valeurs cuisatrices prennent en compte la cuisson plus avancée des parties plus externes de l'aliment. De ce fait, elles permettent de reconstituer, pour une cuisson hétérogène entre cœur et surface, une valeur cuisatrice équivalente à une cuisson homogène comme celle des rondelles pour lesquelles a été déterminée la cinétique. On constate que les moyennes volumiques des valeurs cuisatrices permettent mieux de retrouver, lorsque la cuisson est courte et donc hétérogène, la cinétique déterminée.

En résumé, on peut dire que notre modèle prédit correctement les évolutions de température dans l'autocuiseur et dans l'aliment, en particulier à l'approche des températures élevées où les réactions de cuisson sont les plus rapides. Les cinétiques peuvent donc être calculées assez précisément et l'usage d'une méthode expérimentale plus « fine » géographiquement pour l'estimation de la texture devrait nous permettre de le montrer, même pour des aliments qui sont de grandes tailles et qui subissent des cuissons hétérogènes dans leur épaisseur. Néanmoins, le modèle permet déjà une appréciation globale de la texture puisque nous sommes capables de borner la valeur cuisatrice par la valeur cuisatrice à cœur (par défaut d'autant

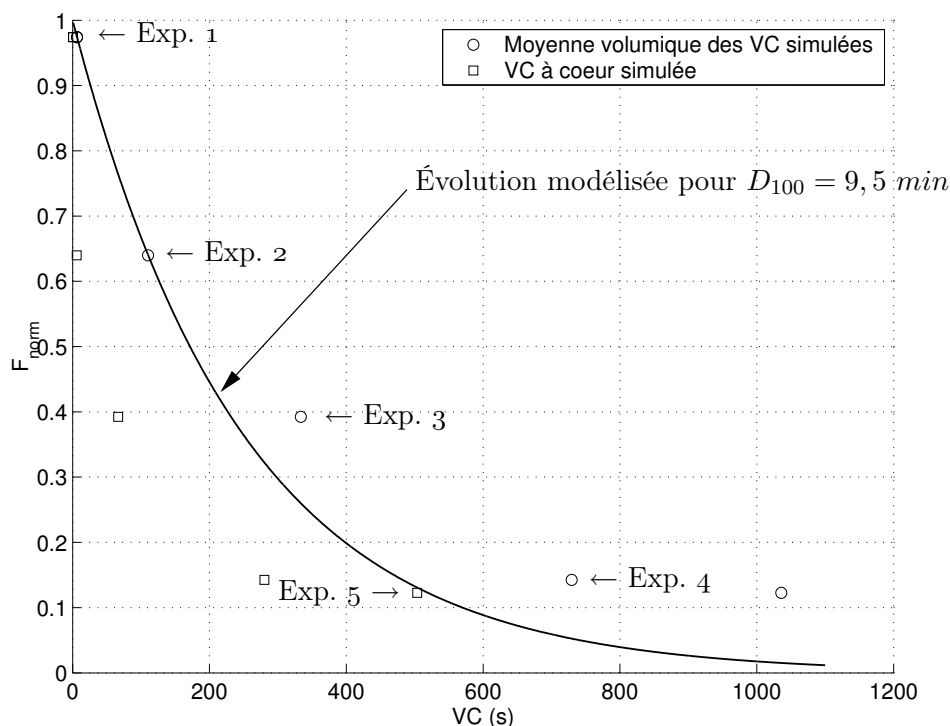


FIG. 5.41 – Évolution des forces normalisées mesurées en fonction des valeurs cuisatrices simulées à cœur et en fonction des moyennes des valeurs cuisatrices simulées comparée à la cinétique d'évolution pour $D_{100} = 9,5 \text{ min}$

plus éloignée que la cuisson est hétérogène) et la moyenne volumique des valeurs cuisatrices (par excès d'autant plus éloignée que la cuisson est longue). Dans tous les cas, la détermination avec précision d'une valeur cuisatrice minimale à cœur que nous permet le modèle reste d'un intérêt élevé car, comme nous l'avons vu dans notre étude bibliographique, elle constitue un critère essentiel pour comparer « à même texture à cœur » des cuissons différentes (mode opératoire, panier, évacuation des gaz, etc.) et d'un point de vue nutritionnel (teneur en vitamines par exemple) ou organoleptique (couleur par exemple).

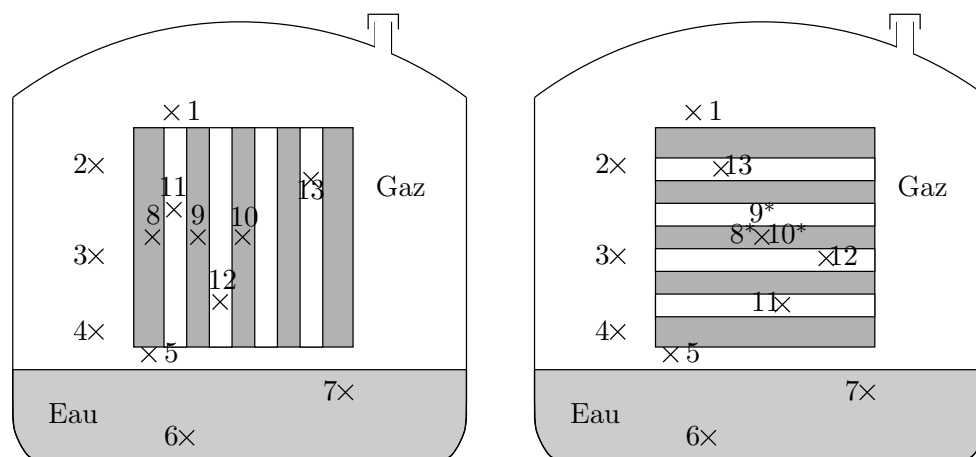
5.10 Influence de la géométrie du produit traité

Nous avons supposé que l'air, en tant que gaz incondensable avait une importance majeure dans les transferts par condensation qui, nous l'avons mis en évidence, sont les principaux responsables de l'apport d'énergie vers l'aliment. Néanmoins, nous avons fait l'hypothèse, dans notre modèle à compartiments, que l'atmosphère gazeuse est homogène. Ainsi, nous considérons que l'air a un impact équivalent sur toutes les surfaces. Cette hypothèse semble suffire dans des cas simples et n'est pas limitante pour un grand nombre de simulations. Néanmoins, il apparaît, lorsque l'atmosphère gazeuse contient des éléments complexes comme des aliments dans un panier, des retards visibles dans leur échauffement. Par exemple, lors de nos essais précédents sur la cuisson des carottes, le modèle donne souvent un échauffement initial des carottes plus rapide que dans l'expérience (voir les comparaisons de températures à cœur de la carotte sur les graphiques 3 des figures 5.38 et 5.39). Les carottes étant initialement froides, elles représentent une surface de condensation privilégiée où l'air, amené par la vapeur, peut venir s'accumuler avant qu'un balayage par convection ne le déplace éventuellement. La pré-

sence du panier peut par ailleurs participer à une mauvaise circulation et à un balayage plus restreint.

Pour mettre en évidence l'importance de la géométrie sur le balayage de l'air par la vapeur, nous avons réalisé une cuisson sur le cube de Téflon perforé dont la géométrie a été donnée au paragraphe 3.9.1 page 100. Le cube perforé peut être utilisé avec ses perforations en position horizontale ou verticale. Dans les deux cas, le cube sera placé de telles sortes que les extrémités des thermocouples placés dans le solide soient toujours aux mêmes endroits, c'est-à-dire au plus près d'une paroi verticale. Pour le reste, les deux expériences sont effectuées dans les mêmes conditions avec le cube posé sur des supports au-dessus d'un litre d'eau chauffée jusqu'à la décompression avec une puissance de 1500 W et avec un palier en pression de 10 min. Les deux géométries avec le positionnement des thermocouples sont données par la figure 5.42.

Cube aux perforations verticales Cube aux perforations horizontales



× Position des thermocouples

* Ces thermocouples sont répartis dans la profondeur du cube

FIG. 5.42 – Les deux configurations possibles pour le cube perforé et positions des thermocouples

La figure 5.43 montre les mesures faites au cours des deux expériences. Le graphique 1 reprend la mesure de puissance de chauffe et valide que notre conduite a été identique. Le suivi de la pression sur le graphique 2 et celui des températures de la plaque et du support sur le graphique 3 permettent également de constater que l'autocuiseur s'est comporté quasiment de façon similaire dans les deux cas. On n'observe aucune variation de ces paramètres lorsque les conditions opératoires sont les mêmes. Les moyennes des températures relevées au niveau de l'autocuiseur sont reportées sur le graphique 4. Si la température de paroi ne semble pas montrer de différence, les températures de l'eau et du gaz sont différentes d'un cas à l'autre.

La figure 5.44 présente les écarts entre les températures observées sur les thermocouples placés au même endroit pour les perforations horizontales et les perforations verticales. Ainsi, pour chaque position i est représenté $T_{i,perforations\ horizontales} - T_{i,perforations\ verticales}$.

Sur ce graphique, on peut repérer les différents moments comme l'ouverture de la soupape et le début de la décompression mais aussi les changements de régime comme l'apparition de la production de vapeur par ébullition. Avant l'émission de vapeur par ébullition, on constate que la température de l'eau est plus élevée et la température moyenne du gaz plus faible lorsque les perforations sont horizontales. On peut donc dire que, lorsque les perforations sont horizontales, le bas du cube fait comme un mur bloquant la vapeur émise par évaporation

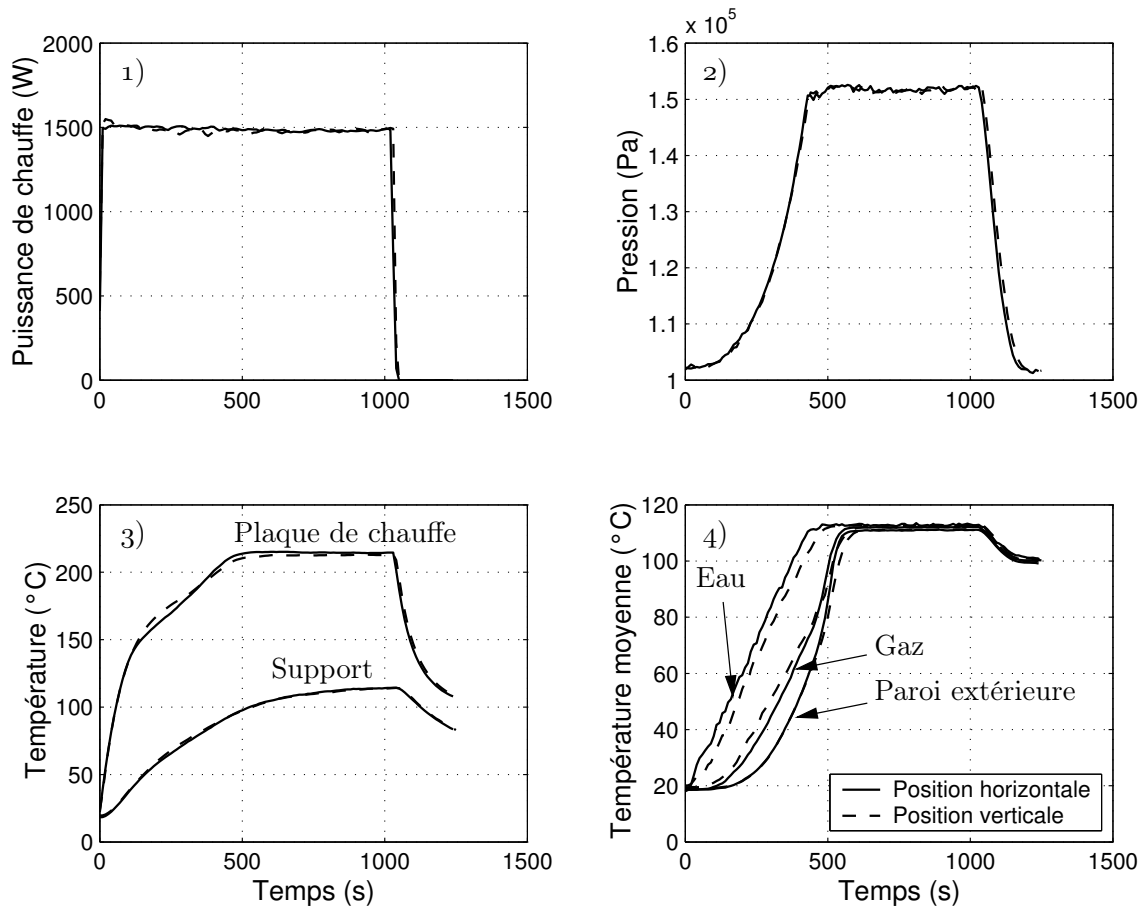


FIG. 5.43 – Comparaison des conditions d'essai pour les expériences avec un cube perforé

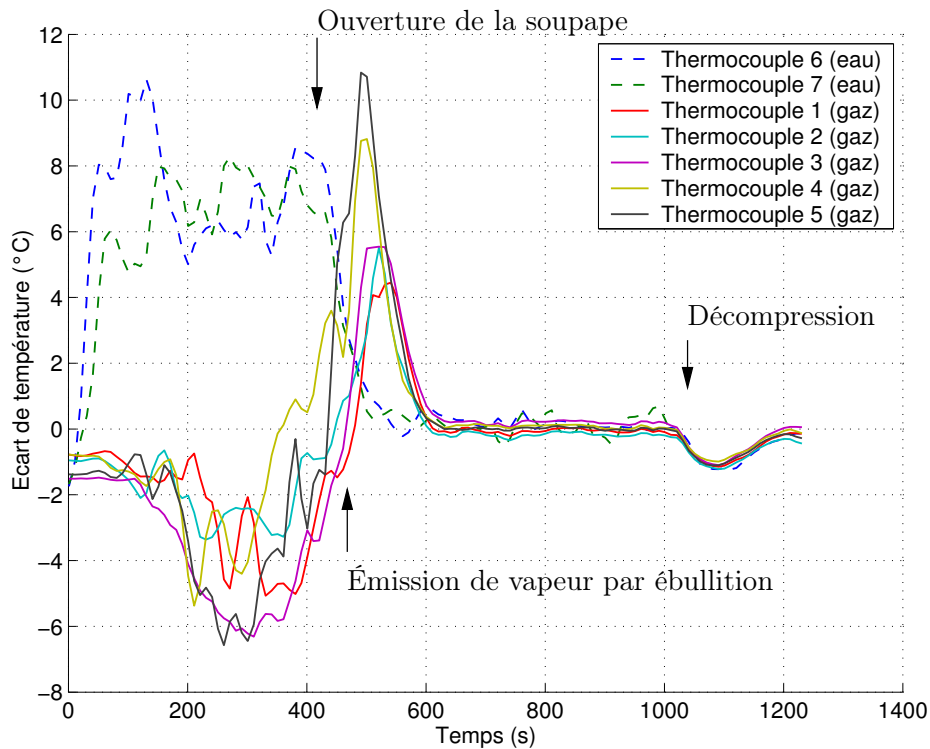


FIG. 5.44 – Écart de température $T_{i,perforations\ horizontales} - T_{i,perforations\ verticales}$ au niveau de l'eau et du gaz entre les positions de cube horizontale et verticale

en partie basse et limite ainsi les échanges entre l'eau et la gaz, d'où une chauffe plus rapide de l'eau et plus lente du gaz. La géométrie de l'objet influence ici directement la vitesse de chauffage des fluides. Dès l'émission de vapeur par ébullition, l'eau atteint et reste à sa température d'équilibre et on n'observe donc plus de différence entre les deux positions. Dans le cas du gaz, on constate que de plus froid, il devient brutalement plus chaud dans la position horizontale que dans la position verticale. Cette inversion est due au fait que l'eau, plus chaude dans la position horizontale atteint plus vite le régime d'ébullition avec émission de vapeur et donc la production de vapeur intense, source de beaucoup de chaleur, intervient plus tôt et permet au gaz d'atteindre plus vite une température proche de la température de saturation. Ce phénomène est d'autant plus marqué que le thermocouple est proche de l'eau (cas des thermocouples 4 et 5). Lorsque la température de saturation est atteinte pour les deux positions, on n'observe plus de différence. Ces changements de régime vers l'ébullition plus précoces dans le cas de la position horizontale sont visibles sur les relevés des températures de la plaque de chauffe (graphique 3 de la figure 5.43) puisque les deux ruptures de pente caractéristiques apparaissent avant dans le cas de la position horizontale.

On remarque également une légère différence de température au niveau de la décompression. Cette différence a une origine purement opératoire car un très léger décalage dans le moment du début de la décompression effectuée manuellement provoque invariablement une différence de température entre deux essais soit dans un sens, soit dans l'autre, quelle que soit la position du cube.

Nous avons aussi suivi les températures au niveau du cube pour les deux essais décrits. Ces données sont regroupées dans la figure 5.45. Le graphique 1 montre l'évolution des trois températures mesurées à 10 mm, 30 mm et 50 mm du bord. On constate une grande différence selon l'orientation des perforations. Tout d'abord, les trois températures mesurées dans le cas de la position verticale sont presque homogènes. On peut donc dire que la chaleur est aussi bien transférée depuis la surface que depuis l'intérieur des perforations. Comme la condensation est le principal moteur du transfert, de la vapeur peut venir se condenser aussi bien sur la surface extérieure du cube qu'à l'intérieur, il y a donc un certaine circulation dans les perforations. Lorsque les perforations sont horizontales, on constate que la température s'élève plus vite près de la paroi que vers le centre du cube. Les perforations jouent un rôle dans le transfert puisque les deux thermocouples à 30 mm et 50 mm de profondeur donnent la même valeur mais la condensation y est visiblement moins intense que sur la surface extérieure, d'où le retard à l'échauffement. La température est donc globalement plus faible dans le cube lorsque les perforations sont horizontales puisque la surface sur laquelle vient se condenser la vapeur est beaucoup plus faible.

Le graphique 2 montre les températures relevées dans les perforations et le fuseau donne l'écart entre les maxima et les minima relevés pour une même expérience. On constate que les perforations, en position verticale présentent des températures très voisines. De plus, l'élévation de température suit de près celle du gaz autour du cube et rapidement, elle atteint la température de saturation (112 °C). On peut donc dire que la circulation du fluide se fait dans chacune des perforations avec la même intensité. On peut donc supposer que dans ce cas, les perforations se remplissent assez vite de vapeur pure qui vient se condenser sur la paroi. En revanche, dans le cas des perforations horizontales, on constate que la température est plus hétérogène. On peut penser que la circulation de gaz s'y fait plus ou moins intensément, en fonction de leur proximité avec l'émission de vapeur. La température ne s'élève dans la perforation qu'après la mise en place du régime d'ébullition avec émission de vapeur et elle n'atteint jamais la température du gaz autour du cube ni la température de saturation. On peut donc dire que, tout au long de l'expérience, de l'air reste dans les perforations et que celui-ci limite l'échauffement du gaz d'une part — ce qui est responsable du profil des

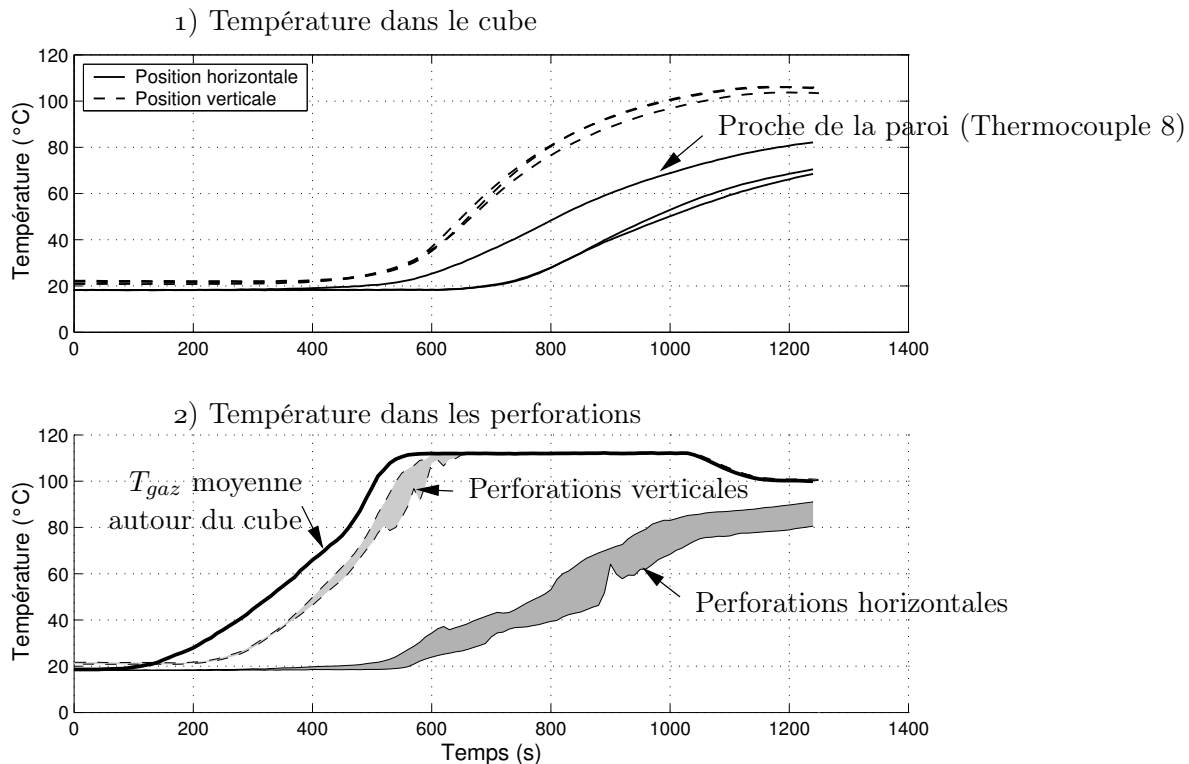


FIG. 5.45 – Évolution des températures dans le cube et dans les perforations

températures du graphique 2 — et ralentit fortement les transferts vers le cube d'autre part — ce qui est responsable du profil des températures du graphique 1. Ajouté au fait que l'air a tendance à rester dans les perforations horizontales, on peut supposer que les premières vapeurs qui viennent se condenser amènent de l'air dès lors piégé.

Nous avons mesuré pour chacun des cas les teneurs en air dans le gaz autour du cube et dans une perforation. Les résultats obtenus sont donnés par la figure 5.46. On constate que dans le cas des perforations verticales, les deux mesures sont tout à fait comparables. Il n'y a pas de différences significatives entre la teneur en air dans le gaz autour du cube et celle dans la perforation. La circulation du gaz et des condensats permet une certaine homogénéisation de la composition. Dans le cas des perforations en positions horizontales, la teneur en air dans le gaz autour du cube est très différente de celle dans la perforation. En effet, autour du cube, le gaz est pratiquement de la vapeur pure alors que dans la perforation, on a presque toujours plus de 50% d'air tout au long de l'expérience (on rappelle que la précision du capteur pour des valeurs au-dessus de $0,1 \text{ kg}_{air} \cdot \text{kg}_{gaz}$ n'est pas très bonne). La vapeur n'entre donc pas significativement au cœur des perforations. La condensation y est donc très limitée. Par ailleurs, on constate que la teneur en air dans le gaz autour du cube diminue plus rapidement dans le cas des perforations horizontales que verticales. Cela est conforme à notre interprétation d'une eau plus chaude dans le cas de la position horizontale et qui émet donc de la vapeur par ébullition plus tôt. La chasse de l'air dans le gaz est aussi plus rapide. En effet, nous l'avons déjà observé, l'ouverture de la soupape permet la chasse de l'air mais c'est la production intense de vapeur qui en accélère son épuisement dans le gaz.

La figure 5.47 schématise l'effet de l'orientation du cube. Dans le cas où les perforations sont horizontales, la vapeur produite et mise en circulation autour du cube n'empêche pas le piégeage de l'air dans les perforations : la convection naturelle ne peut opérer dans des perforations horizontales et du fait de la symétrie, la pression est identique aux deux extrémités

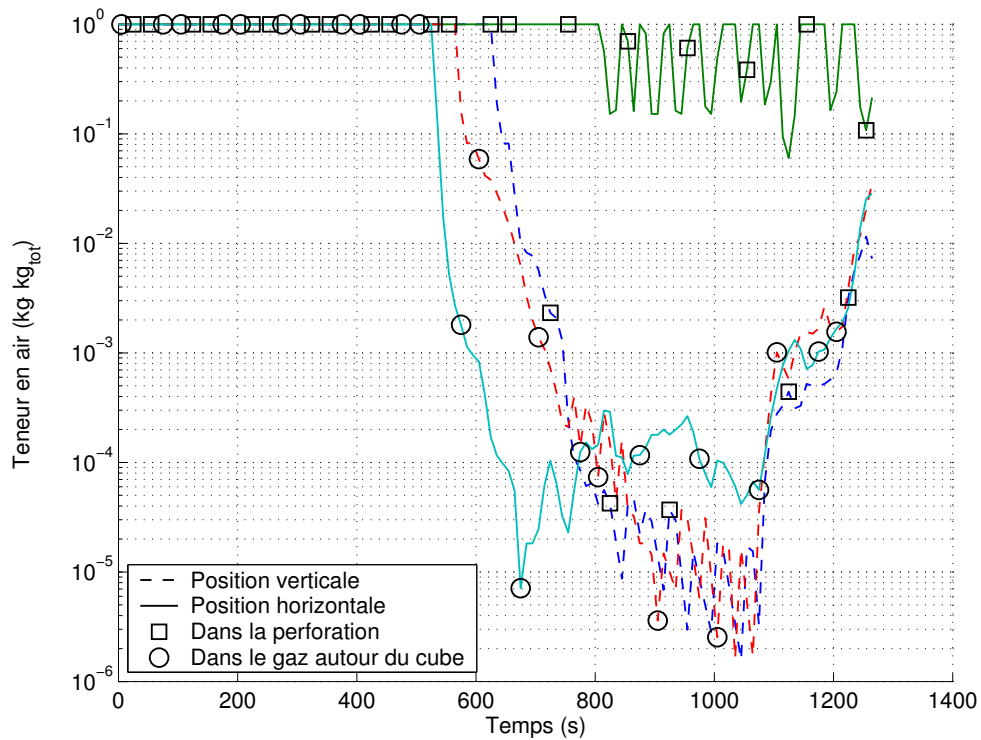


FIG. 5.46 – Évolution de la teneur en air dans les perforations et dans le gaz au cours du temps en fonction de la position du cube perforé

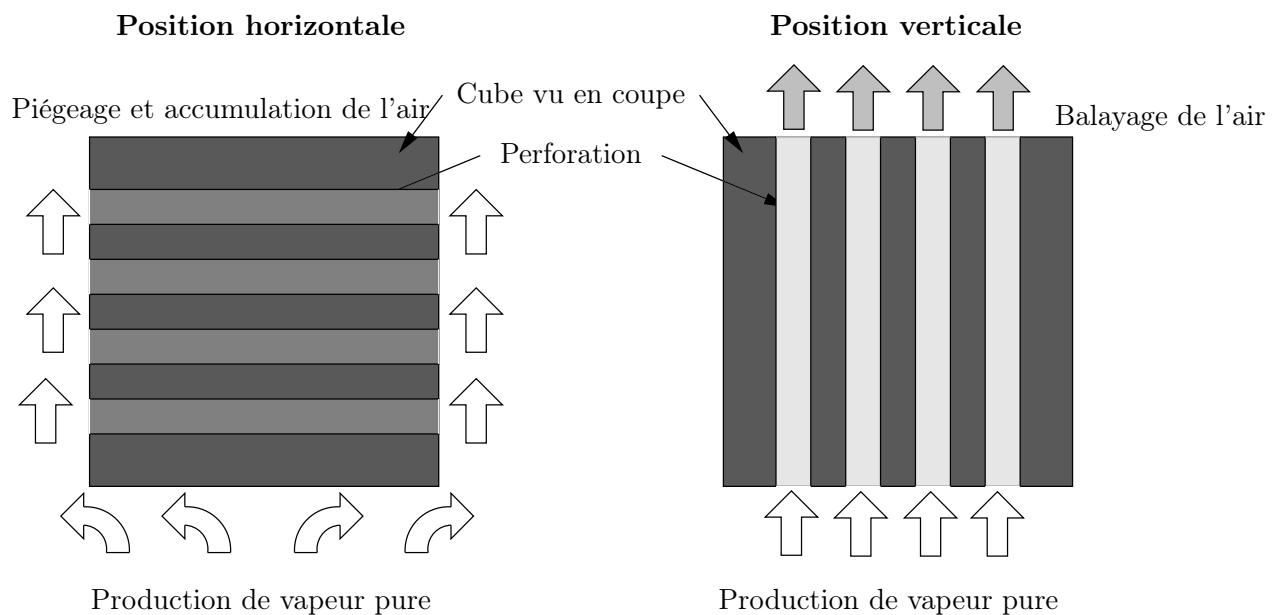


FIG. 5.47 – Description de l'influence de la géométrie de l'objet sur le balayage ou le piégeage de l'air

d'une perforation. Le gaz ne circule donc pas dans les perforations et sa vitesse autour du cube reste tangente aux faces verticales. En revanche, dans le cas où les perforations sont verticales, la vapeur peut traverser, balayer l'intérieur des perforations et ainsi emporter l'air et venir se condenser massivement. Cette circulation de gaz se fait, d'une part, par balayage entre

la soupape et la surface de l'eau où il y a production intense de vapeur (après la période d'ébullition sous-refroidie) et d'autre part, par convection naturelle.

Nous avons donc mis en évidence ici un point important de la cuisson en autocuiseur avec la géométrie des aliments, leur disposition et la circulation de l'ambiance gazeuse. Ainsi, les différents paniers utilisés, plus ou moins percés, vont avoir une importance dans la vitesse de cuisson. De même, la disposition et la forme des aliments, en amas compacts ou dispersés, va avoir une incidence sur leur cuisson qui pourra être fortement hétérogène selon qu'ils constituent ou non des « pièges » à incondensables. Ceci représente une voie d'amélioration dans la conception des autocuiseurs.

5.11 Influence des paramètres de fonctionnement

PLUSIEURS paramètres de fonctionnement ont été analysés à des fins d'optimisation ou au moins d'amélioration de la conduite d'un autocuiseur. Nous présenterons ici les voies que nous avons suivies avec pour objectif principal l'économie d'énergie. Grâce à la figure 5.35 page 181, on constate que la quasi totalité de l'énergie transmise au fond de l'autocuiseur pendant la période de maintien en pression sert à produire de la vapeur et cette vapeur est en grande partie perdue par l'échappement à la soupape. En effet, les courbes 1 et 8 sont très proches l'une de l'autre. La première voie sera donc la réduction de ces pertes à la soupape par une réduction de la puissance de chauffe pendant cette période. Cette première voie est assez traditionnelle puisque les livres de recette préconisent de baisser la puissance dès l'ouverture de la soupape mais l'objectif est alors de limiter les risques d'épuiser l'autocuiseur de toute son eau. Deuxièmement, on peut voir que les flux de condensation sur le produit (courbe 7) sont majoritaires mais n'ont un haut niveau que sur un très court intervalle de temps. En effet, ceux-ci sont limités par la présence initiale de l'air. Or, comme ils sont par ailleurs proportionnels à l'écart de température, c'est bien lorsque la surface de l'aliment est froide qu'ils pourraient être les plus intenses. Les effets d'une purge initiale de l'air ont donc été également analysés.

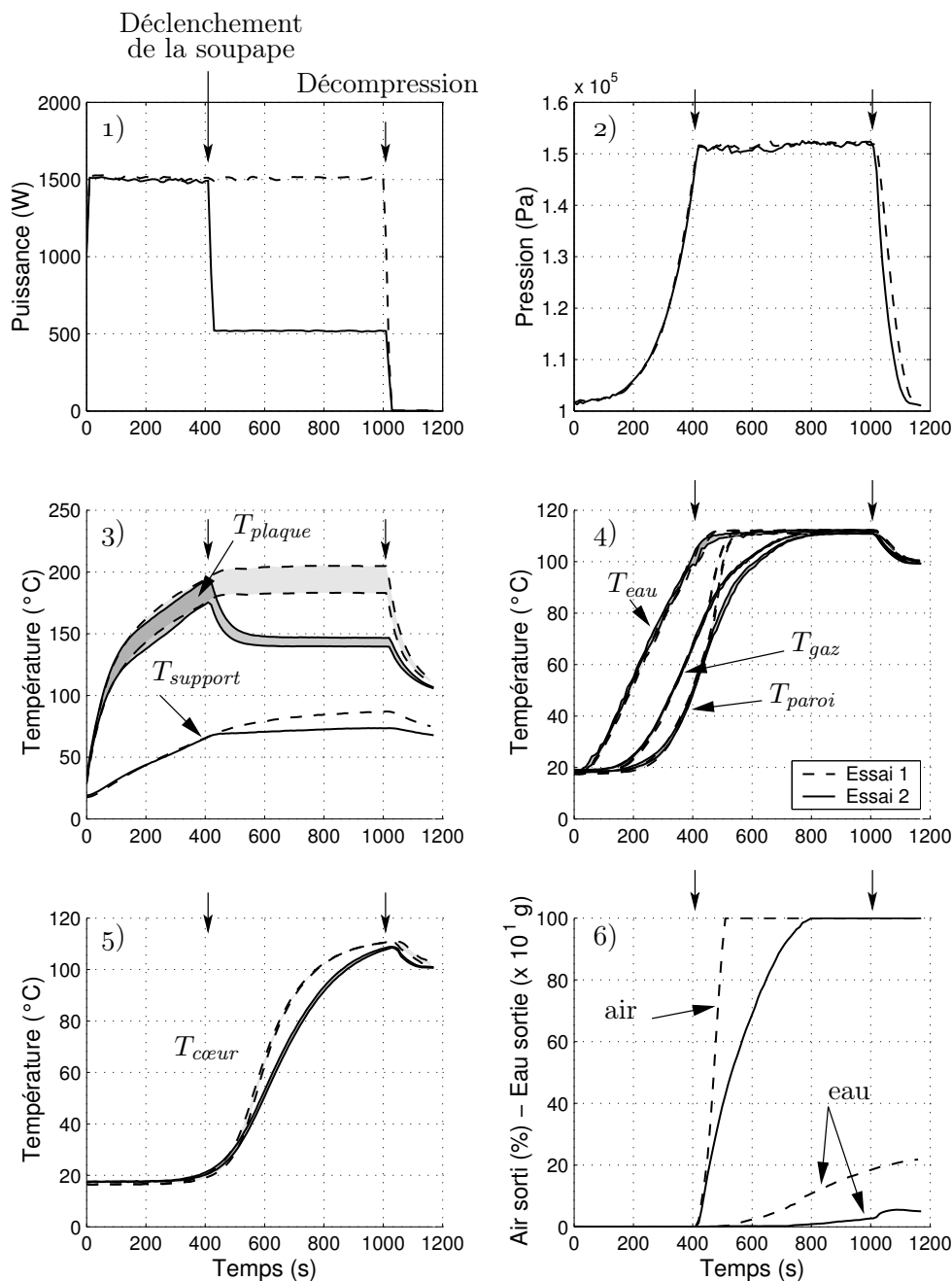
Dans les deux cas, nous avons procédé à des mesures sur une cuisson de carotte en modifiant certains paramètres et nous les avons comparées avec celles d'une cuisson aux paramètres « standards » (voir paragraphe 5.9 page 183). Nous avons ensuite simulé ces deux expériences pour valider le comportement du modèle dans ces nouvelles conditions. Le modèle peut alors être utilisé pour rechercher une conduite optimale dont les bases sont proposées ici.

5.11.1 Influence de la baisse de puissance

DANS un premier temps, nous allons observer l'impact d'une baisse de la puissance de chauffe pour la cuisson de carottes. La phase de maintien en pression sera effectuée à une puissance 500 W (essai 2). Cette essai sera comparé à une cuisson standard avec une puissance de maintien en pression de 1 500 W (essai 1).

5.11.1.1 Résultats expérimentaux

LES résultats expérimentaux de ces deux essais sont donnés par la figure 5.48. Le graphique 1 permet de suivre les deux conduites par le profil de puissances appliquées à la plaque de chauffe. Le graphique 2 montre l'évolution de la pression pour les deux essais. On peut dire que la variation de puissance n'a aucune influence sur la pression. Seule la décompression semble légèrement plus rapide lorsque la puissance de chauffe a été baissée. La montée en pression étant par ailleurs faite avec la même puissance de chauffe, le déclenchement de la soupape



Essai 1 : Puissance constante à 1 500 W.

Essai 2 : Puissance baissée de 1 500 W à 500 W dès l'ouverture de la soupape.

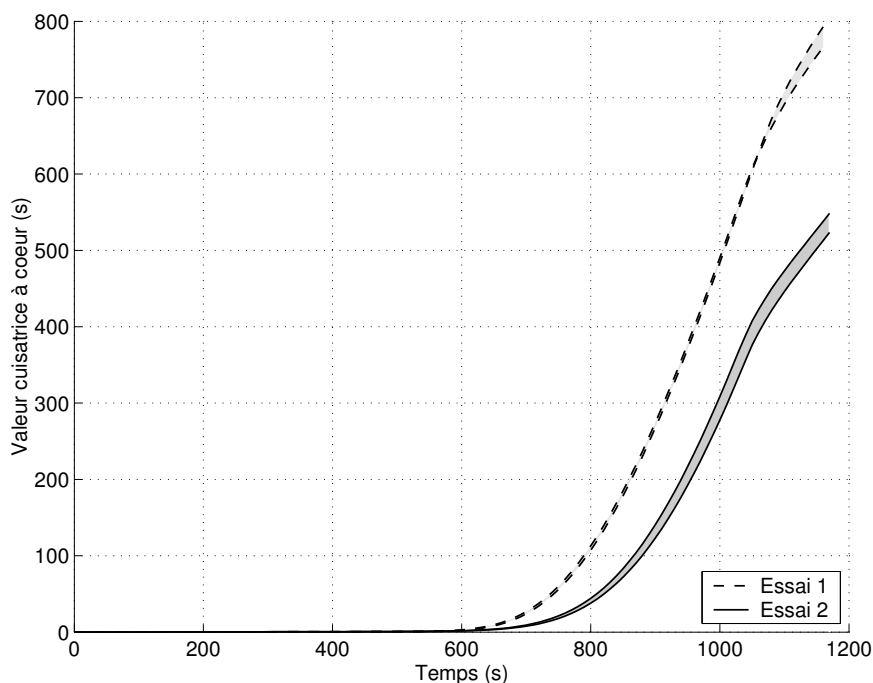
FIG. 5.48 – Résultats expérimentaux après baisse de la puissance de chauffe (essai 1 et 2)

intervient au même moment et la durée totale de l'expérience est identique. En revanche, lorsque l'on suit les températures de la plaque présentées par le graphique 3, on constate que la baisse de puissance provoque une chute importante de la température d'environ 50°C . Ainsi, les échanges par ébullition, liés fortement à la température de la surface chauffante, vont être moins intenses. Le support, quant à lui, voit sa hausse en température freinée par la diminution de puissance.

Le graphique 4 qui montre l'évolution des températures au niveau de l'autocuiseur donne des informations importantes. En effet, on constate que la température de l'eau n'est pas vrai-

ment influencée par la baisse de puissance. En effet, la température de saturation, maximum possible pour l'eau, est presque atteinte lorsque la baisse de puissance intervient. On observe donc seulement un très léger retard pour atteindre cette valeur maximale. En revanche, au niveau du gaz, l'influence de la puissance de chauffe est considérable : lorsque la puissance reste constante et élevée, peu après l'ouverture de la soupape, on constate par un changement radical de pente que le régime d'ébullition est atteint et que la production intense de vapeur permet une montée très rapide en température. Dans le cas où la puissance est baissée, sans présager la mise en place du régime d'ébullition puisque la rupture de pente n'est pas visible, la production de vapeur n'est pas assez intense pour chasser l'air et échauffer le gaz rapidement. D'ailleurs, on peut voir l'échappement de l'air sur le graphique 6. On y constate que la chasse de l'air est plus lente : le temps d'épuisement est multiplié par 4 en passant de 100 s à 400 s. On a donc confirmation ici que l'épuisement de l'air n'est pas tant lié à des paramètres physiques comme le niveau de pression mais bien à la production intense ou non de la vapeur. La température de la paroi visible sur le graphique 4 suit logiquement l'allure de la température du gaz. L'effet principal souhaité de la baisse de puissance qui était de réduire les pertes en eau par la soupape est quant à lui bien obtenu. Les résultats finaux donnent une réduction de près de 75% (de 218 g à 54 g) de la masse de vapeur émise. De ce point de vu, l'effet d'optimisation est positif. Enfin, sur le graphique 5, on peut suivre l'évolution de la température à cœur de l'aliment. On constate ainsi un certain retard dans la montée en température à cœur dans le cas où la puissance de chauffe a été baissée. L'écart atteint 15°C aux alentours de 80°C et reste supérieur à $5,5^{\circ}\text{C}$ en moyenne lorsque les températures de l'aliment dépassent 100°C à cœur et jusqu'à la décompression. Donc, on peut en déduire que les écarts en valeur cuisatrice vont être importants.

Le graphique 5.49 donne l'évolution de la valeur cuisatrice à cœur calculée grâce aux relevés



Essai 1 : Puissance constante à 1 500 W.

Essai 2 : Puissance baissée de 1 500 W à 500 W dès l'ouverture de la soupape.

FIG. 5.49 – Évolution de la valeur cuisatrice à cœur pour les deux types de conduite (essai 1 et 2)

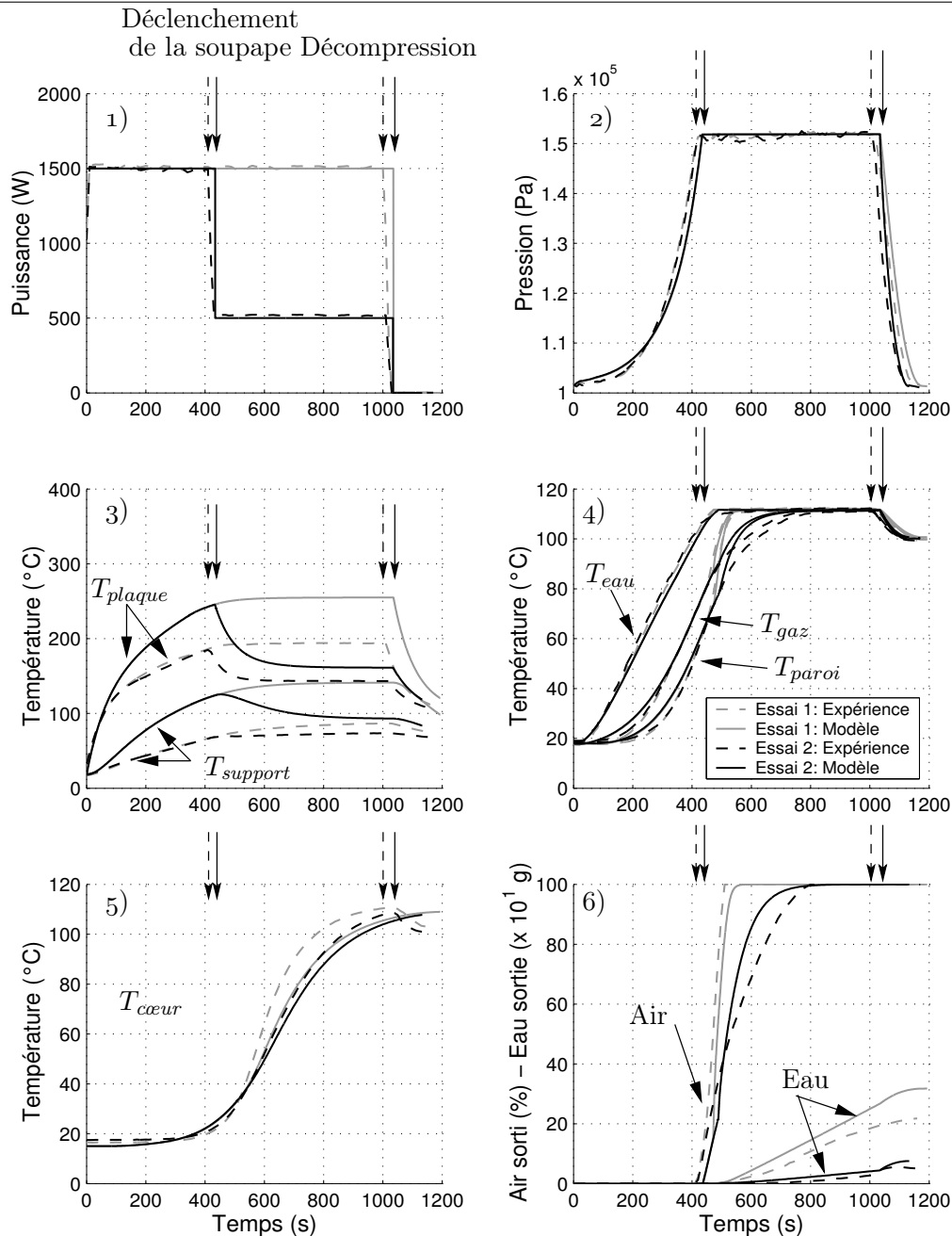
de températures et aux cinétiques déterminées plus haut. Ainsi, on peut constater que l'écart dépasse les 250 s à la fin et que, une valeur cuisatrice de 350 s, choisie arbitrairement comme référence dans nos cuissons, est atteinte au bout de 940 s dans l'essai 1 et seulement au bout de 1030 s dans l'essai 2. Après validation du modèle, nous pourrions faire une évaluation du temps de cuisson nécessaire pour atteindre cette valeur cuisatrice à cœur en considérant un profil complet de cuisson incluant la décompression.

5.11.1.2 Modélisation

POUR valider le modèle, nous avons simulé les mêmes conditions opératoires pour les deux essais. Les résultats sont montrés à la figure 5.50. Dans ces figures sont représentés en grisé les résultats obtenus à l'essai 1 dans lequel la puissance est constante et en noir les résultats obtenus à l'essai 2 dans lequel la puissance est baissée pour la phase de maintien en pression. Les pointillés sont les résultats expérimentaux et ceux de la simulation sont en traits pleins.

On constate que le modèle prédit correctement les différentes évolutions pour les deux essais. Sur le graphique 1, on peut suivre l'évolution de la puissance de chauffe bien identique dans la simulation et dans l'expérience. On peut remarquer qu'il existe un décalage dans le déclenchement de la soupape et donc dans le début de la phase de maintien en pression puis, par conséquent, dans le début de la décompression. L'origine de ce décalage vient de la différence de montée en pression entre simulation et expérience que l'on peut observer sur le graphique 2. En effet, on constate que la montée en pression est prédite par le modèle d'abord plus rapide puis plus lente jusqu'à ce que la pression de déclenchement soit atteinte avec 20 s de retard. Ce retard reste toutefois faible ici et il est probablement dû aux modifications des écoulements et donc des transferts provoqués par la présence du panier qui n'a pas été pris en compte lors de la détermination des coefficients de transfert. Comme les conditions de montée en pression sont identiques pour les essais 1 et 2, les pressions simulées sont toujours confondues jusqu'à la décompression. Pendant cette dernière phase, le modèle prédit bien les différentes vitesses de décompression puisque les deux courbes se dissocient. Ces vitesses de décompression différentes, lorsque l'on baisse ou non la pression dès l'ouverture de la soupape, s'observent aussi expérimentalement et l'analyse des flux (plus bas) nous permettra de trouver l'explication à ce phénomène. Le graphique 3 permet de suivre les évolutions de la température au niveau de la plaque. Il montre comme précédemment (voir § 5.7 page 167, § 5.8.2 page 173 et § 5.9.2 page 186) des écarts entre modèle et expérience mais les tendances sont correctement prédites.

Pour les températures décrites par le graphique 4, on constate que la température de l'eau est bien prédite et le retard pour atteindre la température de saturation lorsqu'on diminue la puissance est mis en évidence par le modèle. Pour les températures du gaz et de la paroi, on observe qu'elles sont correctement prédites lorsque la puissance de chauffe est constante (essai 1) avec une détection correcte du début de l'ébullition. En revanche, avec la baisse de la puissance et l'impact réduit de l'ébullition avec production de vapeur, une erreur apparaît dans la prédiction des températures du gaz et de la paroi. Les tendances différentes (entre maintien et réduction de la puissance) sont néanmoins correctement prédites. Pour la température de la paroi, on sait que l'air a une grande importance et on peut voir sur le graphique 6 que le modèle semble accélérer la sortie de l'air par rapport à l'expérience dans le cas d'une baisse de puissance. C'est ce phénomène qui provoque l'erreur sur les températures de gaz et de parois qui sont surestimées. Le profil des températures à cœur de l'aliment du graphique 5, malgré les difficultés de mesures et de calibrage déjà évoquées est assez correctement prédit dans tous les cas. Nous avons déjà évoqué la prédiction trop rapide de la sortie d'air lorsque



Essai 1 : Puissance constante à 1 500 W.

Essai 2 : Puissance baissée de 1 500 W à 500 W dès l'ouverture de la soupape.

FIG. 5.50 – Comparaison des résultats expérimentaux avec les simulations (essai 1 et 2)

la puissance est diminuée alors qu'elle est bonne (au décalage initial près) lorsque la puissance est constante. On peut penser qu'une mauvaise évaluation physique du fonctionnement de la soupape peut être en cause. En effet, lorsque l'on baisse la puissance et donc le débit sortant, les coefficients de perte de charge deviennent plus critiques dans la précision du calcul. Des ajustements pourraient donc être effectués à ce niveau. Pour l'eau sortie, on constate que l'adéquation modèle-expérience s'améliore avec la baisse de puissance, tout comme la détection de la décompression qui devient plus nette tant expérimentalement qu'avec la simulation. On peut rapprocher ce résultat avec l'étude du dispositif de mesure des vapeurs émises (voir § 3.6.3 page 90). En effet, on a constaté que le capteur donne un résultat en retard à cause de son échauffement global.

5.11.1.3 Interprétation des flux

LE comportement du modèle étant globalement correct, on peut analyser les données des flux thermiques au cours de la cuisson pour comprendre plus en détail les effets de la baisse de puissance par rapport à la cuisson standard. Les flux calculés sont donnés par la figure 5.51 pour la cuisson standard et par la figure 5.52 pour la cuisson avec baisse de la puissance dès l'ouverture de la soupape.

On peut ainsi voir que l'objectif premier de la baisse de la puissance, qui est la réduction de la production de vapeur immédiatement perdue par la soupape, est bien réalisé. En effet, la perte à la soupape (courbe 8) représente à peine la moitié de la production de vapeur par ébullition (courbe 4) et est de l'ordre des pertes aux parois. Si on compare les deux essais, on voit que la première partie — jusqu'à l'ouverture de la soupape — est identique puisque les conditions sont similaires. À l'ouverture de la soupape, au bout de 430 s, on peut constater que la baisse de la puissance provoque presque instantanément une baisse de la puissance transmise vers le fond (courbe 1) avec un amortissement dû à l'inertie de la plaque. Le flux du fond vers l'eau suit alors cette tendance (courbe 2) en restant légèrement supérieur à la puissance transmise vers le fond grâce aussi à l'inertie du fond. Finalement, le principal effet de la baisse de puissance est le retard que cela provoque sur le début de l'ébullition avec émission de vapeur qui n'intervient plus 35 s après l'ouverture de la soupape — comme lorsque la puissance de chauffe est constante — mais 50 s plus tard. Pendant cet intervalle, de l'énergie est donc stockée dans l'eau (courbe 3) au lieu de servir à produire de la vapeur (courbe 4), vrai moteur de l'évacuation de l'air. De plus, la baisse de puissance ne permet pas au flux d'évaporation (courbe 5) qui ne dépasse pas les 440 W de compenser l'absence de flux d'ébullition. La conséquence de cette faible production de vapeur est la chasse ralentie de l'air qui se traduit par des flux de condensation sur la paroi (courbe 6) qui atteignent un maximum de 540 W, comparé aux 900 W atteints dans l'essai à puissance constante. La condensation sur l'aliment suit évidemment le même profil avec un flux maximum inférieur à 100 W comparé à un maximum à plus de 155 W dans l'essai à puissance constante. On peut constater que, puisque la température de la paroi tend vers la même valeur dans les deux cas, les pertes par la paroi (courbe 9) tendent vers le même niveau : 230 W. Dans le cas où la puissance de chauffe a été baissée, ces pertes aux parois deviennent supérieures aux pertes à la soupape. On a donc bien ici limité les pertes à la soupape jusqu'à les rendre très faibles, ce qui est énergétiquement intéressant. Le dernier phénomène intéressant est la décompression au cours de laquelle on constate que les niveaux de pression ayant les mêmes écarts, les températures de l'eau étant identiques, la flash ébullition produit le même flux de vapeur instantanément. Mais, dans le cas où la puissance a été baissée, le fond et la plaque ont une température plus basse en début de décompression. Le réservoir d'énergie qu'ils représentent pour fournir la chaleur latente pour alimenter la flash-ébullition est donc moins important. En conséquence, l'eau se refroidit plus vite (la courbe 3 prend des valeurs très fortement négatives) et la décompression peut se faire plus rapidement, ce qui a été observé expérimentalement (voir le graphique 2 de la figure 5.48)

La baisse de la puissance a donc eu des conséquences intéressantes pour la préservation de l'énergie mais elle est accompagnée d'un allongement du temps d'épuisement de l'air et donc d'un ralentissement important de l'échauffement des aliments.

FIG. 5.51 – Analyse des flux thermiques pour une cuisson standard (essai 1)

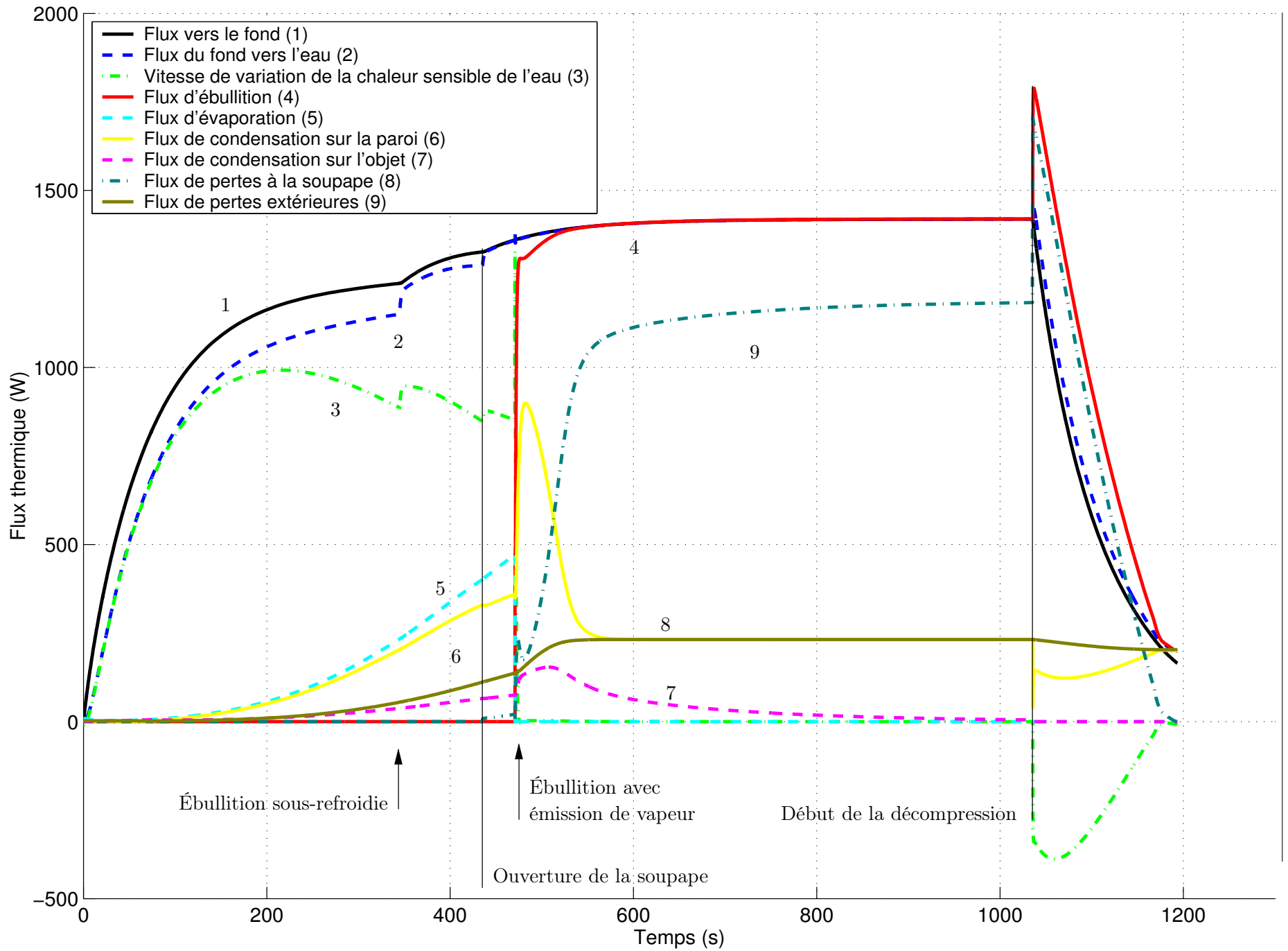
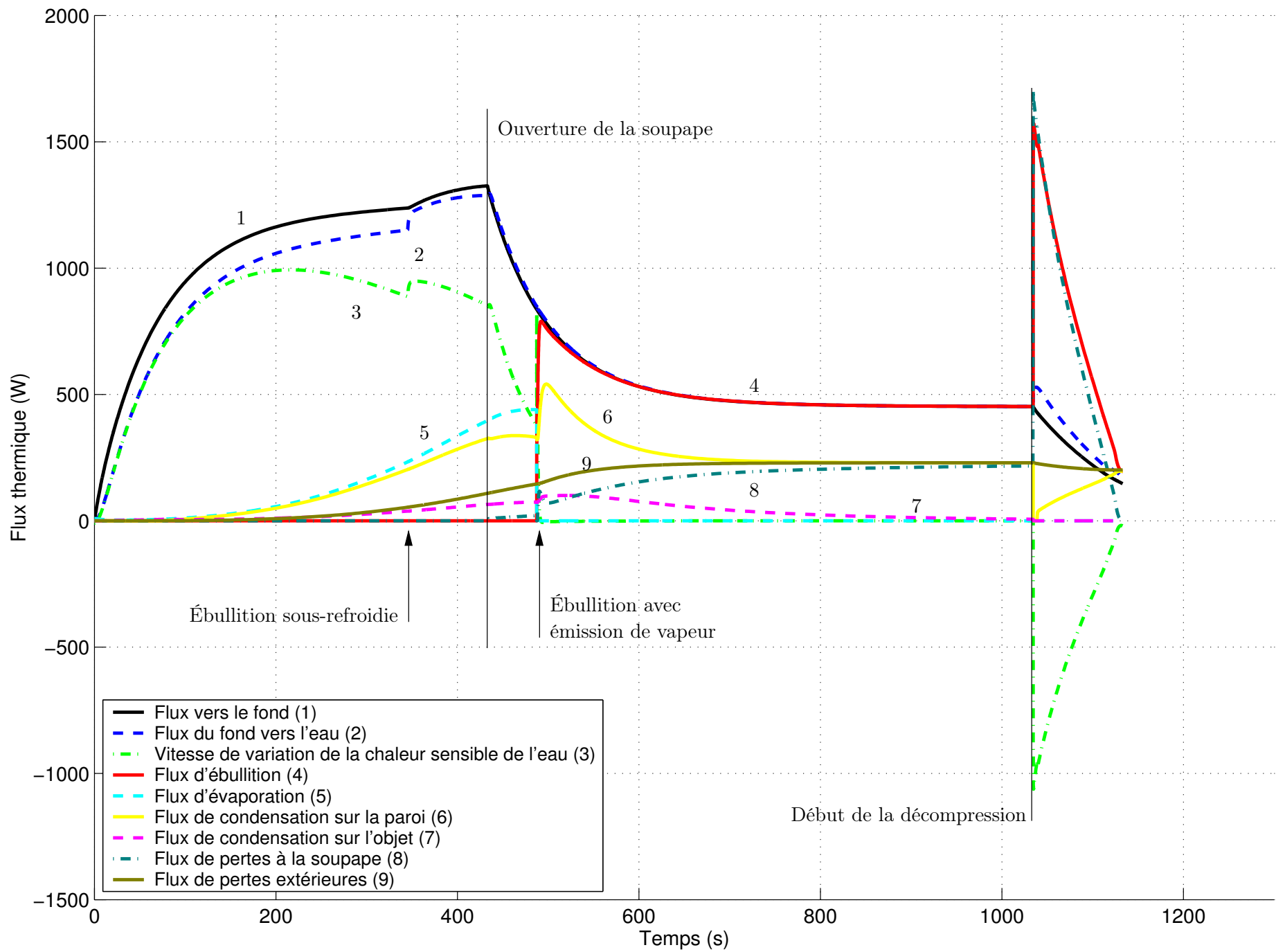


FIG. 5.52 – Analyse des flux thermiques pour une cuisson optimisée par une baisse de la puissance (essai 2)



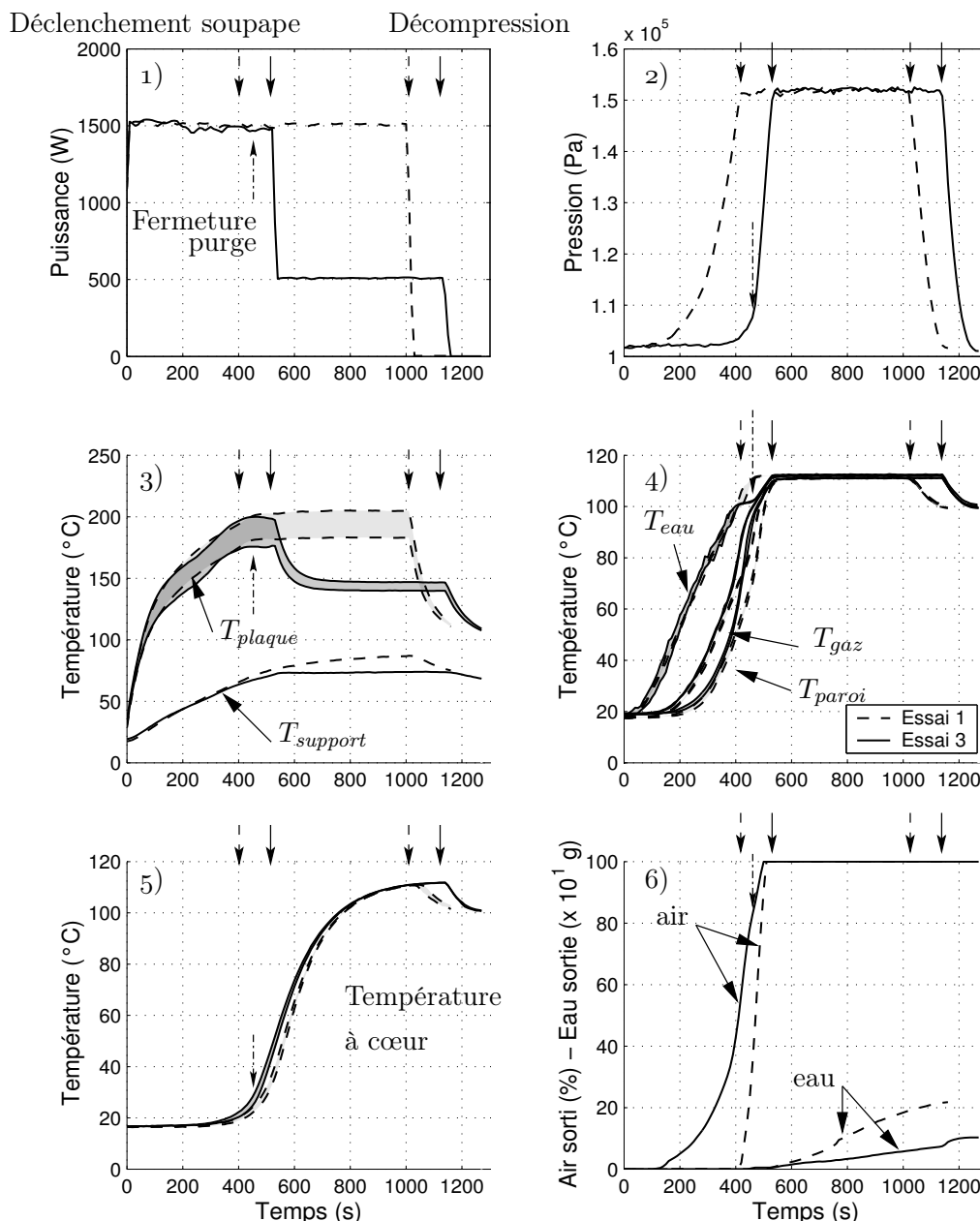
5.11.2 Influence de la teneur en air

COMME nous venons de le voir, la baisse de la puissance permet une cuisson plus économe mais plus longue du fait d'une chasse plus lente de l'air. Il a donc été exploré une voie dans laquelle l'air est chassé dès le début de la cuisson au moyen d'une purge thermique qui réagit à la température et qui reste ouverte tant que le gaz sortant n'atteint pas une température limite. Ce dispositif est donc pris en compte expérimentalement en laissant simplement le dispositif de sortie ouvert tant qu'une température de $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ au niveau de sortie n'est pas mesurée. Dans le modèle, on utilise la même loi de soupape mais avec un seuil d'ouverture initialement égal à la pression atmosphérique jusqu'à une température du gaz supérieure ou égale à $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ puis le seuil devient brusquement égal à la pression de consigne, c'est-à-dire $1,5\text{ bar}$.

5.11.2.1 Résultats expérimentaux

LA figure 5.53 compare l'essai standard sans purge et à puissance constante (essai 1 en pointillé) au nouvel essai avec purge et baisse de la puissance à l'ouverture de la soupape (essai 3 en trait plein). On peut constater qu'il existe un décalage complet dans le profil de cuisson. En effet, le déclenchement de la soupape a lieu 120 s plus tard avec la purge. Ce décalage se répercute naturellement sur le début de la décompression. Le profil de montée en pression n'a bien sûr pas la même allure puisque, dans le cas de la purge, la pression n'augmente que très légèrement à cause des pertes de charge jusqu'à ce que la purge soit fermée. Grâce au graphique 3, on voit deux ruptures de pentes correspondant à un changement de régime de transfert puis à l'émission de vapeur. Les effets de la purge sur les températures que l'on peut suivre sur le graphique 4 sont très importants. En effet, la température de l'eau suit le même profil de température jusqu'à la température d'ébullition qui est fonction de la pression. Ainsi, lorsque la purge est ouverte, la température de l'eau est limitée à $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ qu'elle dépasse légèrement à cause de la pression qui est tout de même un peu supérieure à la pression atmosphérique. Dès la fermeture de la purge à 470 s , la pression peut augmenter rapidement et donc la température de l'eau aussi. La température du gaz, quant à elle, suit initialement le même profil jusqu'à la fin du sous-refroidissement de l'eau, c'est à dire le début de l'émission intense de vapeur. Le début de l'ébullition avec émission de vapeur apparaît plus tôt dans le cas de la purge, car la pression étant plus faible, la température de saturation est plus basse et l'eau l'atteint donc plus tôt. Finalement, comme la production intense de vapeur commence plus tôt, la température du gaz augmente plus vite avec l'utilisation d'une purge. Il en est de même pour la température de la paroi qui reflète bien l'augmentation des transferts par condensation. Ainsi, on peut dire que la montée en pression n'influence en rien la montée en température en dessous de la température de saturation et que seul le type de régime — convection ou ébullition — a une influence. Avec la purge, l'air commence à sortir dès que la température du gaz augmente par simple dilatation thermique comme on peut le voir sur le graphique 6. La production intense de vapeur permet une accélération de la sortie de l'air. Finalement, on constate que l'air finit de sortir complètement au bout de 500 s à 10 s près dans les deux cas car si la sortie commence plus tôt dans le cas de la purge, la vitesse de sortie par la soupape est bien plus grande lorsque l'autocuiseur est déjà en pression. Ainsi, l'effet de la purge n'est pas de faire sortir l'air plus vite mais de le faire plus tôt et surtout de permettre d'atteindre la température d'ébullition plus tôt pour accélérer la montée en température du gaz et de la paroi grâce à l'amélioration des transferts par condensation.

On constate que la baisse de la puissance a le même effet général que précédemment en limitant les pertes par la soupape. Enfin, pour l'aliment, on constate qu'il s'échauffe plus vite à

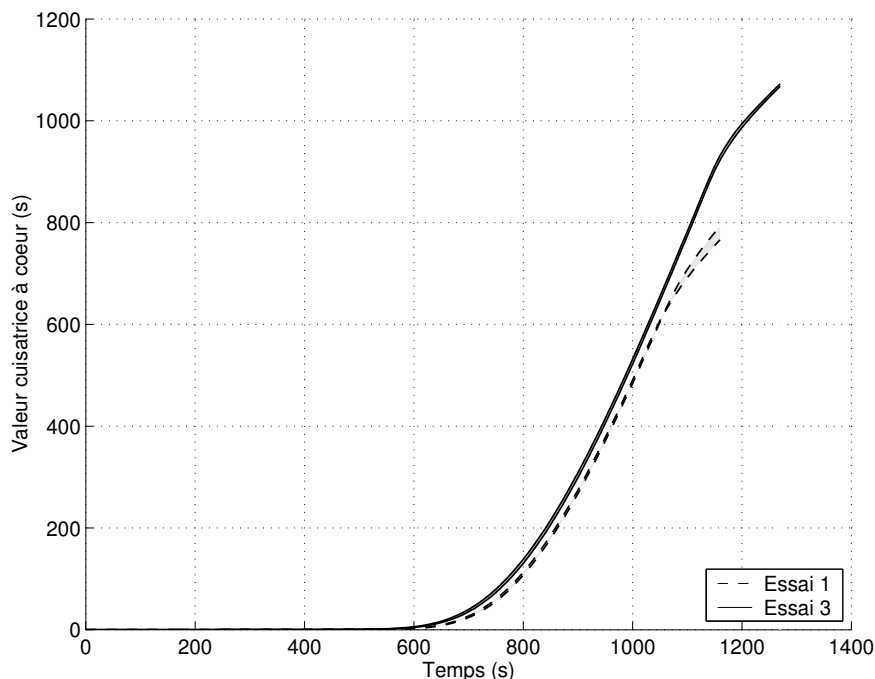


Essai 1 : Puissance constante à 1500 W.

Essai 3 : Usage d'une purge et puissance baissée de 1500 W à 500 W dès l'ouverture de la soupape.

FIG. 5.53 – Résultats expérimentaux après usage d'une purge (essai 1 et 3)

cœur avec la purge. En effet, le cœur de l'aliment est jusqu'à 13°C plus chaud grâce à l'action de la purge. Nous avons calculé la valeur cuisatrice à cœur dans les deux expériences comme le montre la figure 5.54. On constate qu'elle est toujours plus élevée avec la purge. Le gain de temps de cuisson est donc évident ici. En fin de cuisson l'écart de valeur cuisatrice à cœur est de 300 s et pour atteindre la valeur de 350 s (référence arbitraire choisie pour nos cuissons) il suffit de 920 s dans l'essai 3 avec purge et baisse de la puissance contre 940 s dans l'essai 1 sans purge et à puissance constante.



Essai 1 : Puissance constante à 1 500 W.

Essai 3 : Usage d'une purge et puissance baissée de 1 500 W à 500 W dès l'ouverture de la soupape.

FIG. 5.54 – Évolution de la valeur cuisatrice pour les deux types de conduite (essai 1 et 3)

5.11.2.2 Modélisation

LA figure 5.55 permet de s'assurer du bon comportement du modèle avec ces nouveaux paramètres de fonctionnement par comparaison avec l'expérience. On constate que le modèle prédit très bien l'évolution des différentes variables lors d'une cuisson avec une purge. Le décalage que l'on observait dans l'essai 1 (courbe grise) n'existe plus. La perturbation due à la présence du panier est peut-être moins forte lorsque la circulation par convection tend à faire sortir le gaz par la purge. Avec le graphique 2 qui reprend l'évolution de la pression, on constate que les paramètres du modèle ne permettent pas de prendre en compte la légère surpression due aux pertes de charges au niveau de la purge. Cependant, la vitesse de montée en pression est bien prédite. De même, la décompression est très bien modélisée. La simulation des températures de plaque et de support (graphique 3) présente les mêmes défauts que précédemment. Au niveau de l'autocuiseur, les températures sont correctement simulées, en particulier la température de l'eau et le palier à $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour l'ébullition à pression atmosphérique. Les températures du gaz et de la paroi sont légèrement sous-estimées mais les ruptures de pente, synonymes de changements de régime, interviennent dans des temps corrects. Par exemple, le début de l'ébullition avec émission de vapeur, détectée par la variation de la pente de l'évolution de la température de la plaque, se situe à 410 s pour l'expérience et la simulation. La température à cœur de l'aliment (graphique 4) est elle aussi sous-estimée mais dans le même ordre de grandeur que pour les autres expériences. Les difficultés de calibrage des aliments (diamètre des carottes) et de placement des sondes sont sans doute en cause. Les sorties d'eau et d'air sont correctement simulées. Pour la sortie d'air, la rupture de pente franche lorsqu'intervient l'ébullition et le palier entre la fermeture de la purge et le déclenchement de la soupape ne sont visibles que sur les résultats modélisés du fait de

l'inertie et de l'amortissement du dispositif de mesure que nous avons déjà évoqués. Ainsi, il est intéressant de constater que le modèle nous permet de prédire la quantité d'air qui reste dans l'autocuiseur au moment où se ferme la purge avec une précision supérieure à la mesure. Cette information est importante pour une recherche technologique de mise au point d'une purge en ce qui concerne les tolérances maximales acceptables.

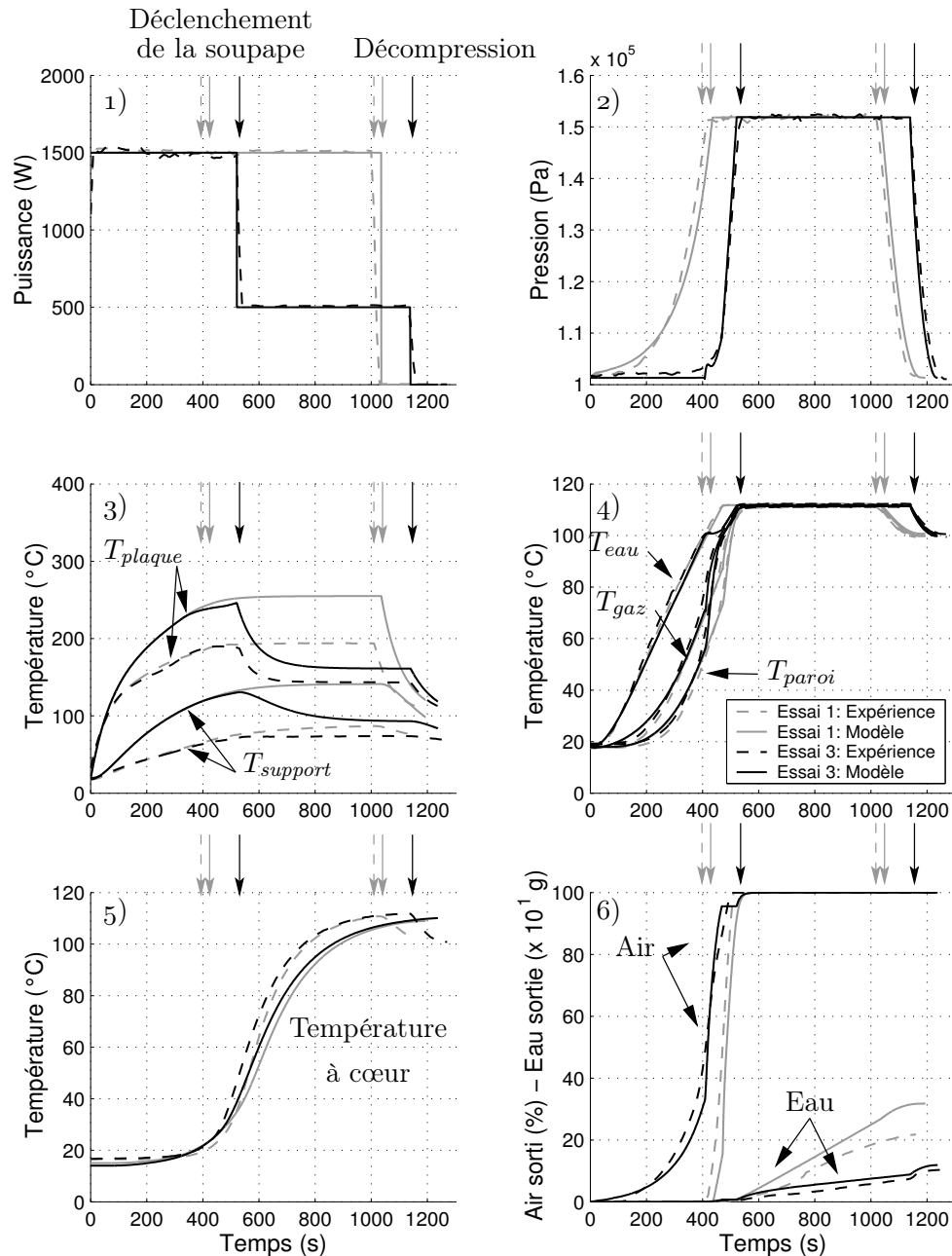
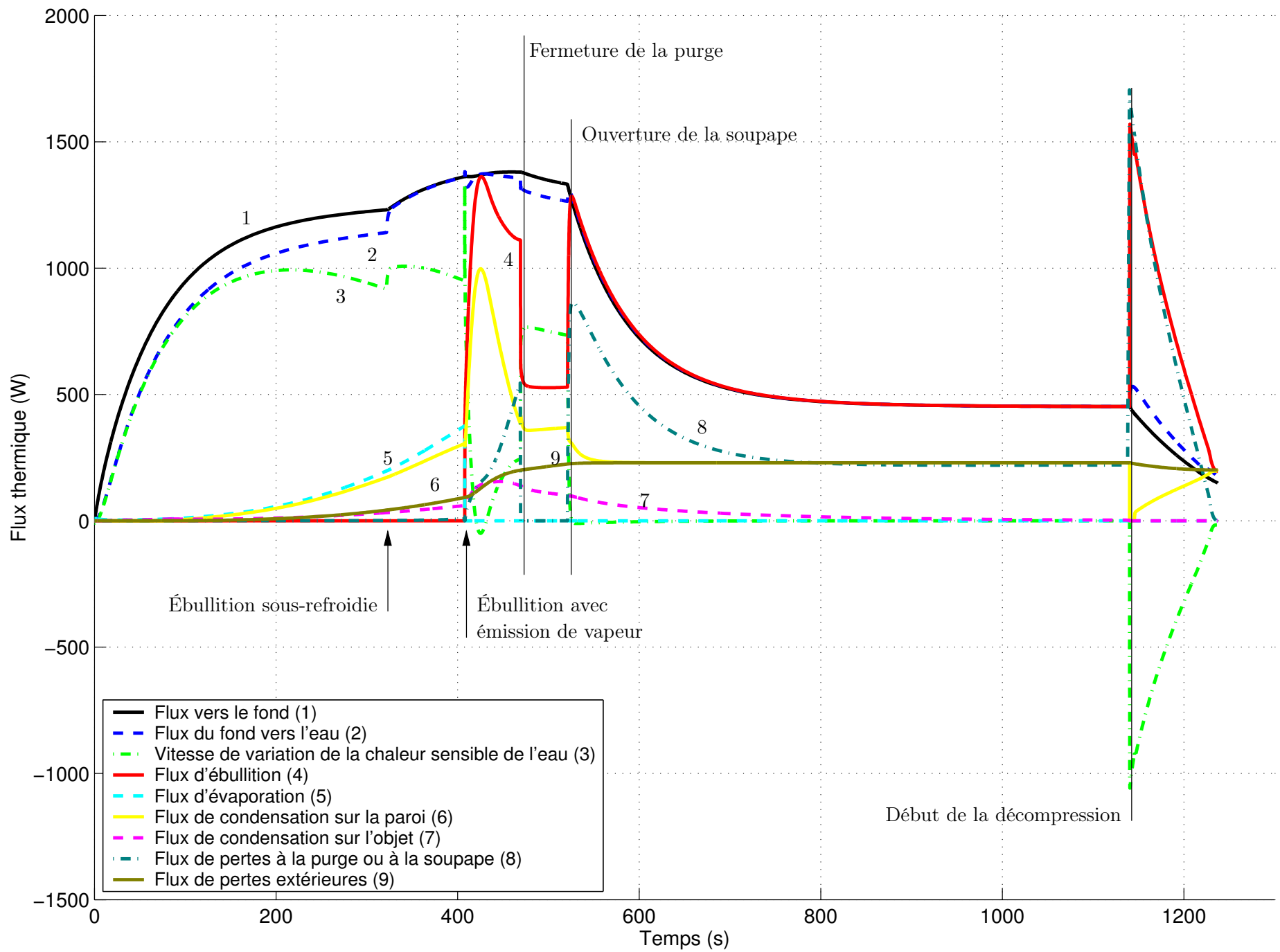


FIG. 5.55 – Comparaison des résultats expérimentaux avec les simulations (essai 1 et 3)

5.11.2.3 Interprétation des flux

L'ANALYSE des flux thermique peut être menée grâce à la figure 5.56 qu'il faut comparer à la figure 5.51. Dans un premier temps, on constate que tous les flux représentés suivent à

FIG. 5-56 – Analyse des flux thermiques avec l'usage d'une purge et la baisse de la puissance de chauffe dès l'ouverture de la soupape (essai 3)



peu près la même évolution, qu'il y ait une purge ou pas. En revanche, l'ébullition commence plus tôt lorsqu'il y a une purge : au bout de 320 s au lieu de 345 s. L'émission de vapeur suit 90 s plus tard. Le flux d'ébullition (courbe 4), immédiatement très intense, permet un grand flux de condensation sur la paroi (courbe 6) et sur l'aliment (courbe 7). Ainsi, le flux vers l'aliment atteint environ la même valeur maximale ($\sim 150 W$) que dans l'essai 1 sans purge et à puissance constante, mais il reste élevé plus longtemps dans l'essai 3 puisqu'il est supérieur à 100 W pendant 105 s alors qu'il ne l'est que pendant 75 s dans l'essai 1 et qu'il ne l'est jamais au cours de l'essai 2 (sans purge mais avec une baisse de la puissance). De plus le maximum de flux de condensation vers l'aliment (courbe 7) est atteint plus vite, au bout de 445 s dans l'essai 3 pour 510 s dans l'essai 1. Ce flux de condensation rapidement intense permet un échauffement accéléré de l'aliment. Les pertes à la purge (courbe 8), d'abord faibles, croissent rapidement au fur et à mesure de l'épuisement de l'air puisque la puissance fournie à l'autocuiseur est grande. Lorsqu'intervient la fermeture de la purge, l'aliment a déjà reçu plus des 3/4 de l'énergie totale fournie par la condensation de l'eau. Ensuite, la pression monte pendant 50 s et l'ébullition continue à un niveau moindre puisqu'une partie de l'énergie sert alors à augmenter la température de l'eau comme en témoigne la courbe 3 non nulle pendant cette période. Enfin la soupape s'ouvre, l'ébullition reprend un niveau élevé, ce qui produit des pertes importantes à la soupape (courbe 8), bien plus que dans l'essai 2 où la puissance est aussi baissée. On constate que pour l'essai 3, la sortie de vapeur a été plus importante même si elle reste inférieure à celle de l'essai 1 de référence. En effet, il existe des pertes à la purge pendant la première période puis, lorsque la soupape s'ouvre, la puissance est encore élevée à cause de l'inertie de la plaque et l'ébullition est immédiate d'où une grande production de vapeur contrairement à l'essai 2 où l'ébullition n'intervient que bien après l'ouverture de la soupape. De plus, la condensation est ici beaucoup plus faible puisque les surfaces condensantes sont déjà chaudes et les pertes à la soupape vont finalement diminuer peu à peu avec la baisse de la puissance. Finalement, au-delà de 800 s, on retrouve le même comportement que dans l'essai 2 avec les mêmes interprétations.

5.11.3 « Optimisation » pour des cuissons équivalentes

PUISQUE nous venons de vérifier que le modèle permet de simuler correctement les expériences pour différentes conduites de cuisson, on peut l'utiliser pour rechercher les temps de cuisson nécessaires pour obtenir la même valeur cuisatrice à cœur. Les résultats obtenus pour les trois conduites, avec un même objectif de valeur cuisatrice à cœur finale de 350 s, sont donnés par la figure 5.57. On constate que pour atteindre la même valeur cuisatrice, les profils de pression et de température sont différents. Le graphique 4, qui reprend l'évolution de la valeur cuisatrice à cœur, permet de voir que le critère final est bien respecté en tenant compte des trois phases. Malgré des profils de pression initialement identiques dans les cas 1 et 2 comme le montre le graphique 1, on voit bien l'écart dans la conduite par le graphique 2 qui représente l'évolution de la puissance fournie à la plaque. Les sorties de vapeur peuvent également être comparées grâce au graphique 3. Finalement, on s'intéressera aux valeurs finales de ces différents paramètres pour comparer les conduites. C'est ainsi que nous avons dressé le tableau 5.9 qui reprend plusieurs paramètres clés pour apprécier « l'optimisation » de la cuisson. Ainsi, pour un même niveau de cuisson, la baisse de la puissance doit être associée à une purge initiale de l'air pour permettre une optimisation à la fois énergétique (-27%) et temporelle, même si le gain reste plus faible sur la durée totale (-3%) que sur la durée de phase de maintien en pression (-12%) qui est la seule durée indiquée sur le livre de recette. La réduction de l'émission de vapeur d'eau est alors de 60% ce qui permettrait de di-

minuer la quantité d'eau initiale minimale nécessaire ; ce qui réduirait encore la consommation énergétique par diminution de la phase de chauffe initiale.

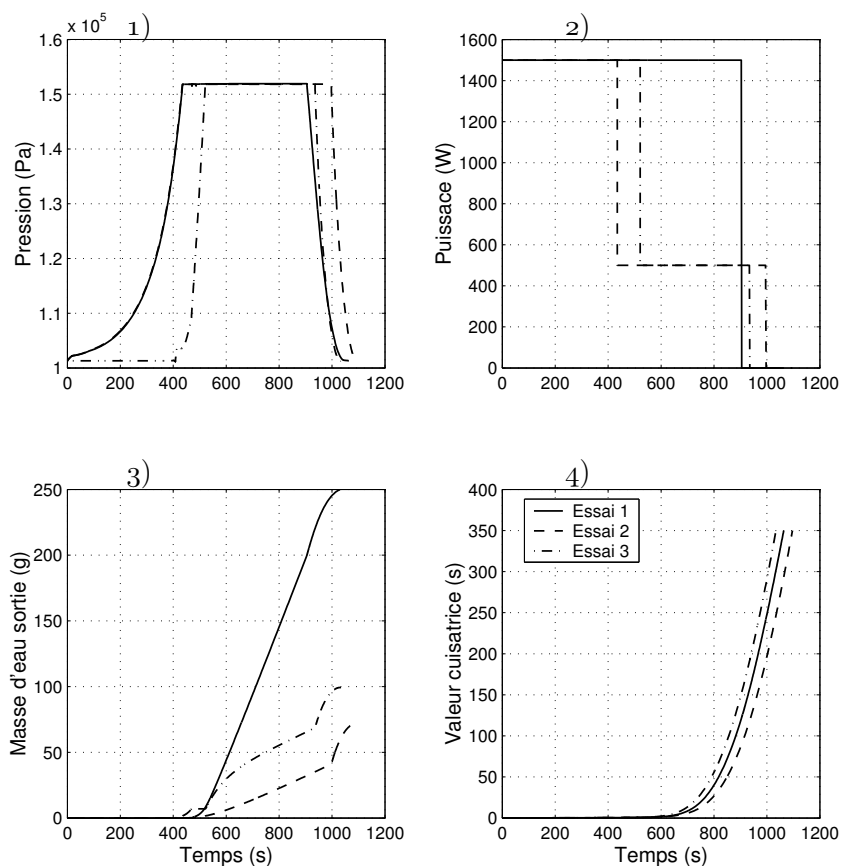


FIG. 5.57 – Réalisation d'une recherche de cuisson équivalente à cœur en fonction de trois conduites

TAB. 5.9 – Comparaison des résultats de cuisson pour trois types de cuisson

	Valeur cuisatrice (s)	Énergie consommée (J)	Durée totale (s)	Durée de la phase de maintien en pression (s)	Quantité d'eau émise (kg)
Essai 1	350	$1,35 \times 10^6$	$1,06 \times 10^3$	$4,67 \times 10^2$	$2,51 \times 10^{-1}$
Essai 2	350	$9,32 \times 10^5$	$1,09 \times 10^3$	$5,61 \times 10^2$	$7,22 \times 10^{-2}$
Essai 3	350	$9,88 \times 10^5$	$1,03 \times 10^3$	$4,13 \times 10^2$	$9,93 \times 10^{-2}$

Il ne s'agit là que d'une première tentative pour améliorer la conduite d'un autocuiseur en utilisant un modèle thermique validé expérimentalement et un critère de cuisson équivalente calibré sur un légume courant : la carotte. Cette approche permettrait d'explorer de nombreuses voies d'optimisation. En particulier, de nouveaux paramètres de conduite, difficiles à éprouver expérimentalement, peuvent être modifiés facilement dans le modèle. On peut imaginer, par exemple, des évolutions de la pression qui irait jusqu'à des pressions inférieures à la pression atmosphérique en suivant une décompression lente après la coupure de la source de chauffe et grâce à des limitations des pertes aux parois par ajout d'un isolant thermique, etc.

5.12 Simulation d'écoulement par CFD

POUR compléter les informations fournies par le modèle à compartiments et pour cartographier la température et surtout la composition dans la phase gazeuse, nous avons développé un modèle de type CFD décrit plus haut. Nous avons vu que l'utilisation d'un panier dans l'autocuiseur semblait provoquer des erreurs dans le modèle à compartiments, le modèle CFD doit donc nous permettre de mieux comprendre de tels effets là où une expérimentation n'est pas aisée.

Dans un premier temps, il convient de vérifier la qualité de la simulation CFD de la cuisson en autocuiseur. Ensuite, nous pourrions observer les résultats des cartographies obtenues avec la prudence nécessaire.

5.12.1 Validation expérimentale du modèle d'écoulement

POUR valider le modèle, nous avons réalisé une cuisson de pommes de terre sphériques décrites au paragraphe 3.9.2. La cuisson est standard avec une soupape calibrée à 1,5 bar et la puissance de chauffe est maintenue à 1 000 W. La pression, les températures du gaz et au cœur des pommes de terre ont été mesurées. La même expérience a été simulée par le modèle CFD avec les configurations suivantes :

- La soupape est assimilée à une paroi étanche (*wall*) tant que la pression est inférieure à 1,5 bar.
- La soupape est assimilée à un orifice à pression uniforme (*pressure outlet*) dès que la pression de 1,5 bar est atteinte.

Les résultats obtenus pour l'expérience et la simulation sont donnés par la figure 5.58. On peut constater que, sans être parfaitement identiques, les tendances obtenues par la simulation sont relativement proches de l'expérience mais avec un décalage d'environ 200 s. Ce décalage peut en partie être expliqué par l'inertie de la plaque de chauffe qui n'est pas prise en compte dans le modèle CFD contrairement à l'inertie de l'eau et du fond de l'autocuiseur. Les approximations sur la géométrie et certains paramètres, tels que les coefficients de transfert choisis, peuvent aussi être responsables des écarts observés.

La simulation CFD ne permet donc pas de prédictions quantitatives mais les informations qualitatives sur les flux gazeux et les cartographies de température ou de teneur en air nous semblent pertinentes. Ces cartographies, issues de la simulation, sont réalisées pour les temps indiqués sur le graphique de la figure 5.58.

5.12.2 Résultats de la simulation

LES résultats des cartographies de température, de masse volumique et de teneur en air sont donnés par les figures 5.59, 5.60, 5.61.

On constate que, juste avant l'ouverture de la soupape à $t = 145$ s, une zone plus chaude et plus humide s'installe près de la surface de l'eau. Ceci est dû au chauffage par le bas et à l'évaporation à ce niveau. On peut d'ailleurs voir les modifications de la masse volumique qui résultent de la somme de deux phénomènes puisqu'elle varie avec la température du mélange au travers d'un coefficient de dilatation thermique, d'une part, et avec la composition au travers du rapport des masses molaires des constituants, d'autre part. La masse volumique du mélange diminue au cours du temps car le gaz s'échauffe mais aussi parce qu'il s'enrichit en eau dont la masse molaire est plus faible. Le panier et les aliments sont des obstacles qui séparent le bas du reste du gaz. La partie supérieure semble globalement homogène, tant en température qu'en teneur en air.

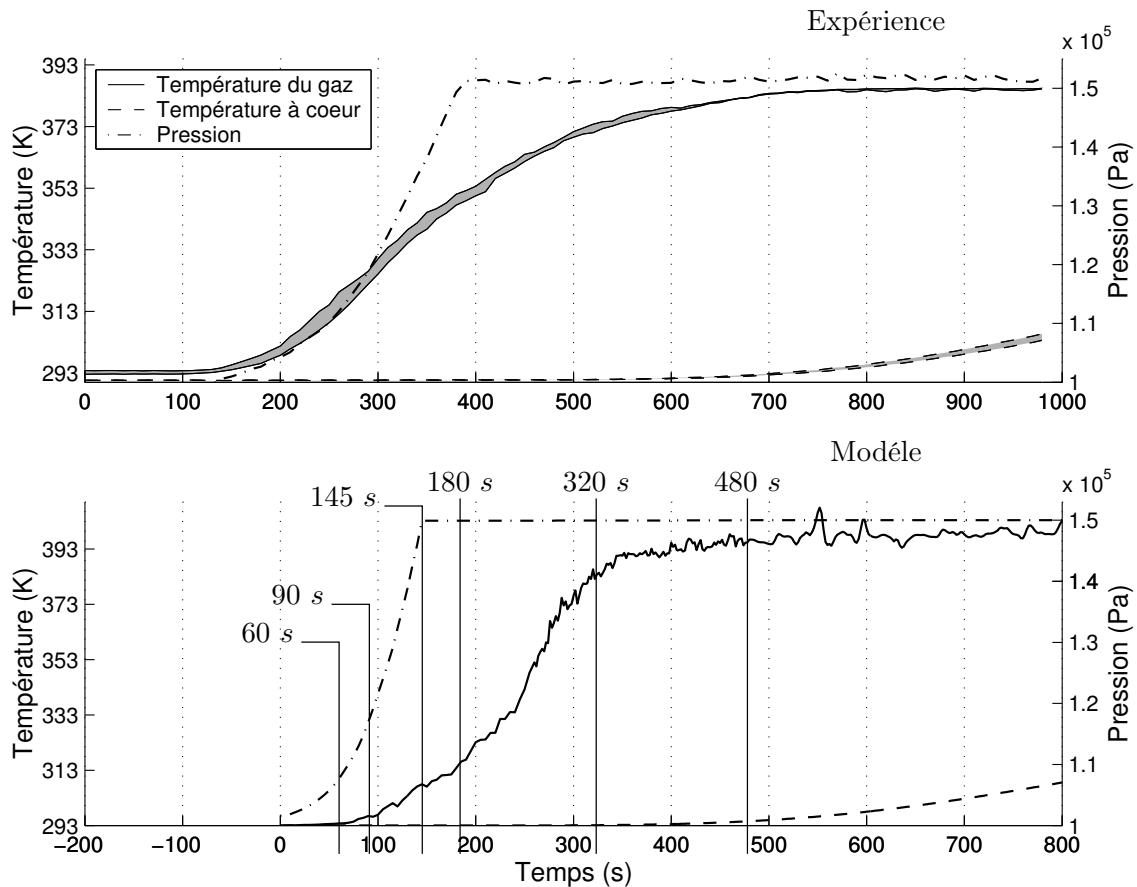


FIG. 5.58 – Évolutions comparées de la pression et des températures du gaz et dans l'aliment obtenues par simulation et expérience

Grâce à la figure 5.62 qui donne les champs de vitesse aux temps considérés, on peut remarquer que la convection est dans des ordres de grandeur comparables, au-dessus et en-dessous du panier. Pourtant, on peut supposer que le moteur est différent : la variation de la masse volumique engendrant de la convection naturelle au-dessus du panier, les phénomènes d'évaporation et de condensation mettant le fluide en mouvement au-dessous du panier. Le mélange entre les deux parties ne se fait pas simplement et le faciliter par modification du panier par exemple peut être une voie d'amélioration importante pour les autocuiseurs. Ainsi, le balayage de l'air par la vapeur permis par les mouvements de convection aiderait à l'amélioration des transferts par condensation.

Les valeurs des vitesses observées peuvent être comparées à des estimations théoriques d'ordre de grandeur. Ainsi, connaissant le flux de chaleur d'entrée de 1000 W servant à produire de la vapeur et le flux de perte aux parois de 150 W compensé complètement par la condensation, on peut calculer le débit de vapeur sortant en régime quasi-établi et la vitesse de gaz à la soupape qui est de l'ordre de $20\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Ce qui est du même ordre que la vitesse maximale observée pour $t = 480\text{ s}$ sachant qu'elle continue d'augmenter après. Pour le phénomène d'émission de vapeur et de condensation, l'estimation des flux thermiques que nous venons de donner permet de calculer une vitesse verticale de l'ordre de $1\text{ cm} \cdot \text{s}^{-1}$ à la surface de l'eau et une vitesse horizontale de $0,5\text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ vers la paroi latérale. Ici encore, ces valeurs correspondent à ce que l'on peut observer dans la simulation. Enfin, pour la convection, Incropera & DeWitt (2002) nous proposent une corrélation valable pour le calcul de

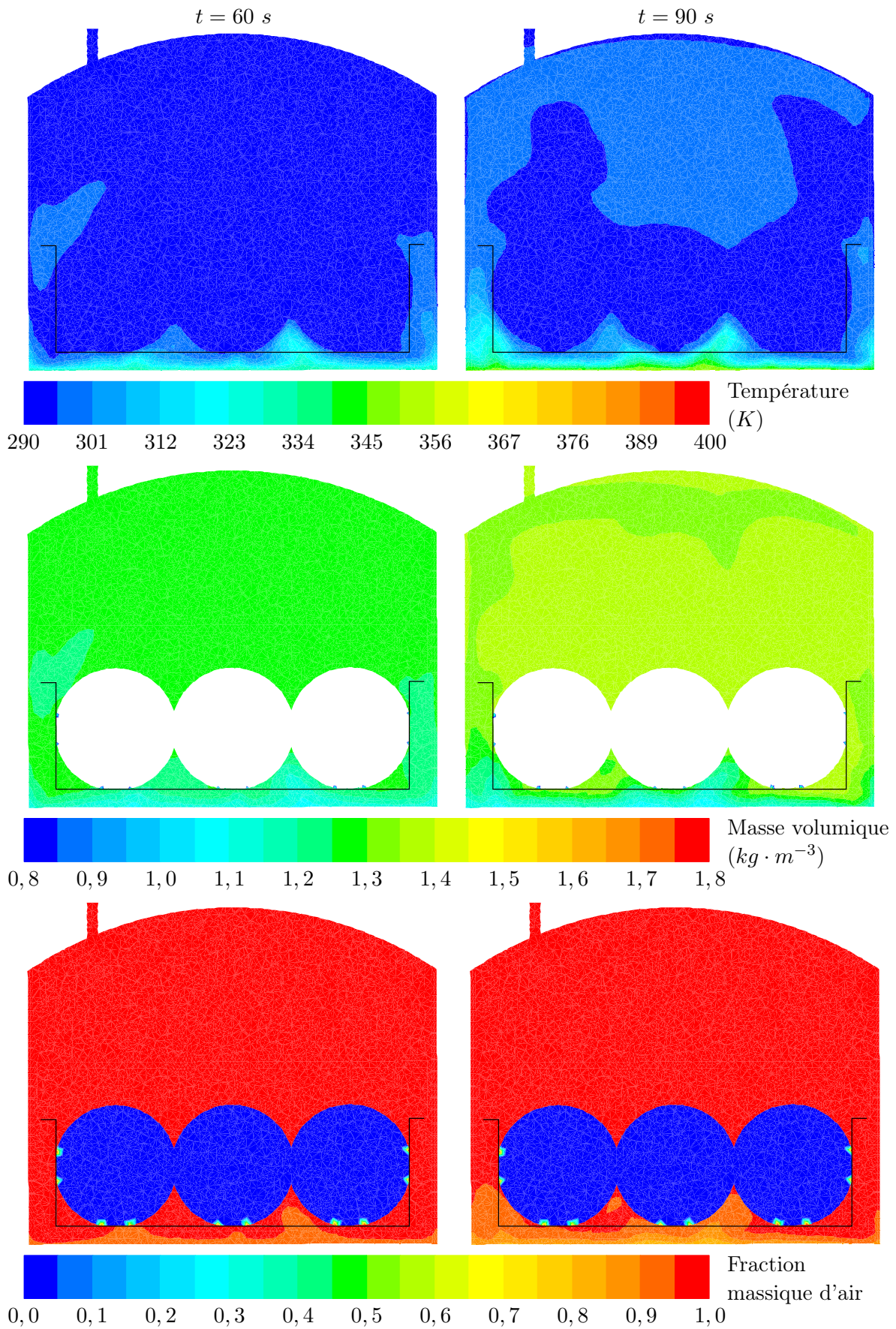


FIG. 5.59 – Résultats des simulations par CFD (1/3)

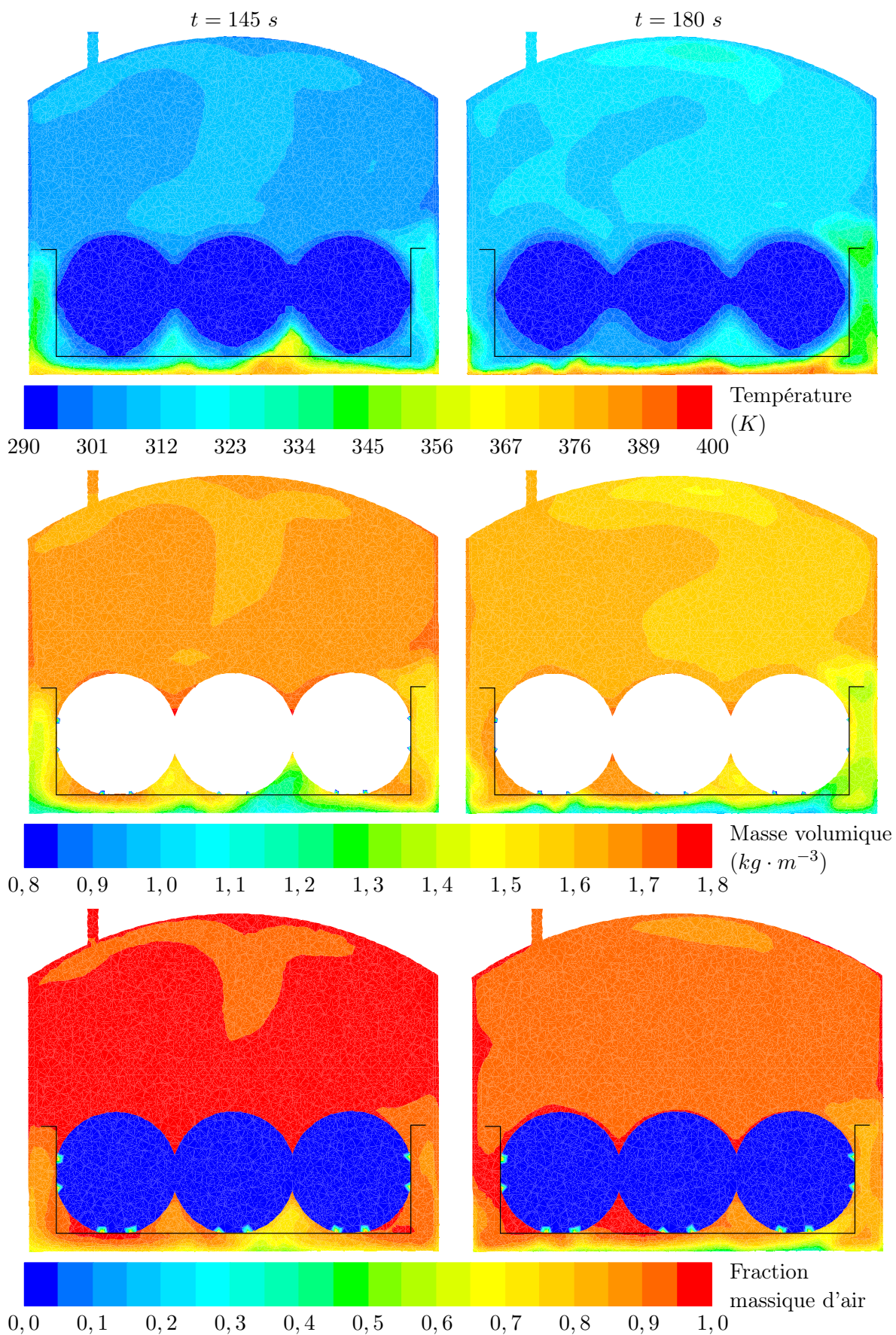


FIG. 5.60 – Résultats des simulations par CFD (2/3)

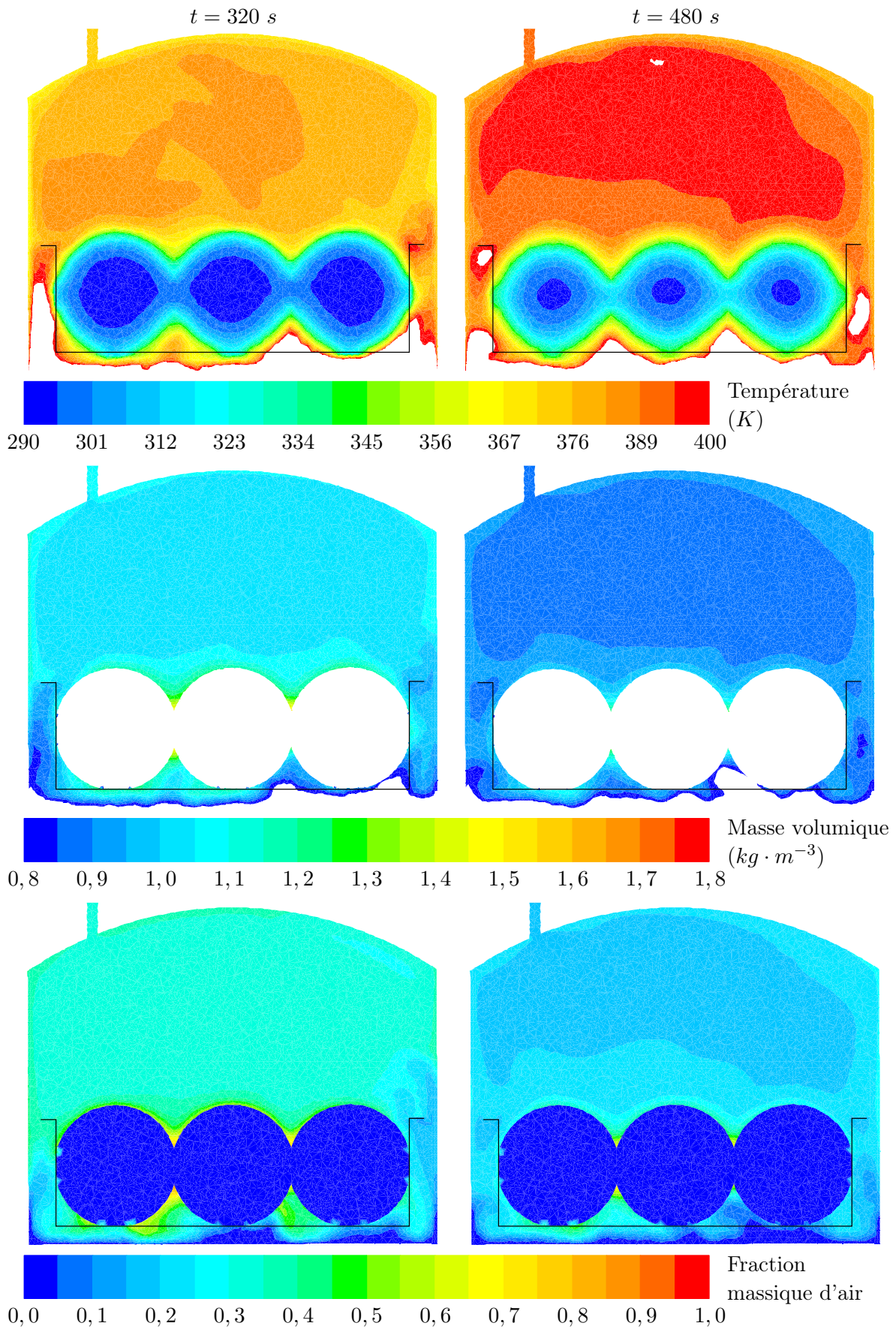


FIG. 5.61 – Résultats des simulations par CFD (3/3)

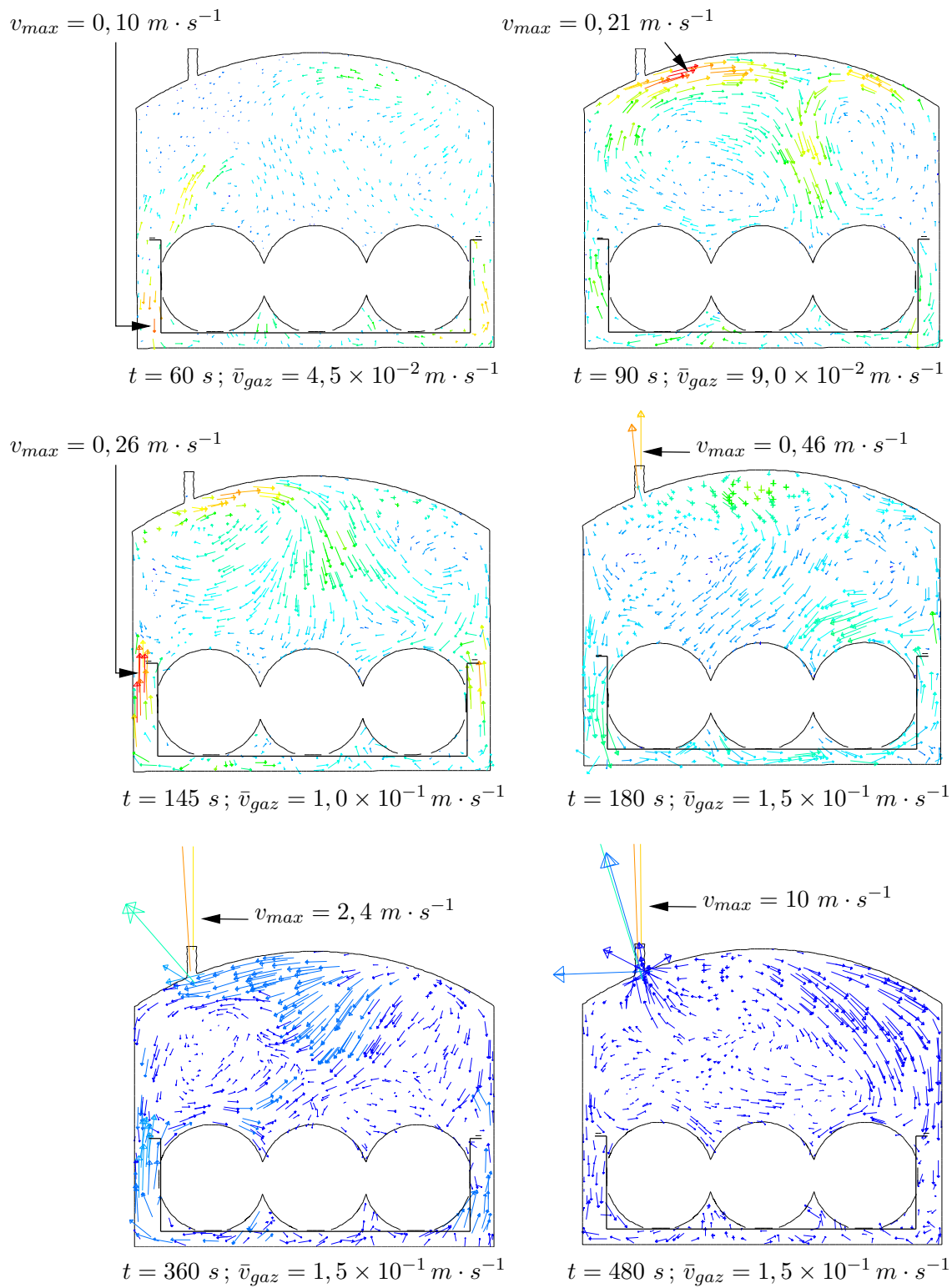
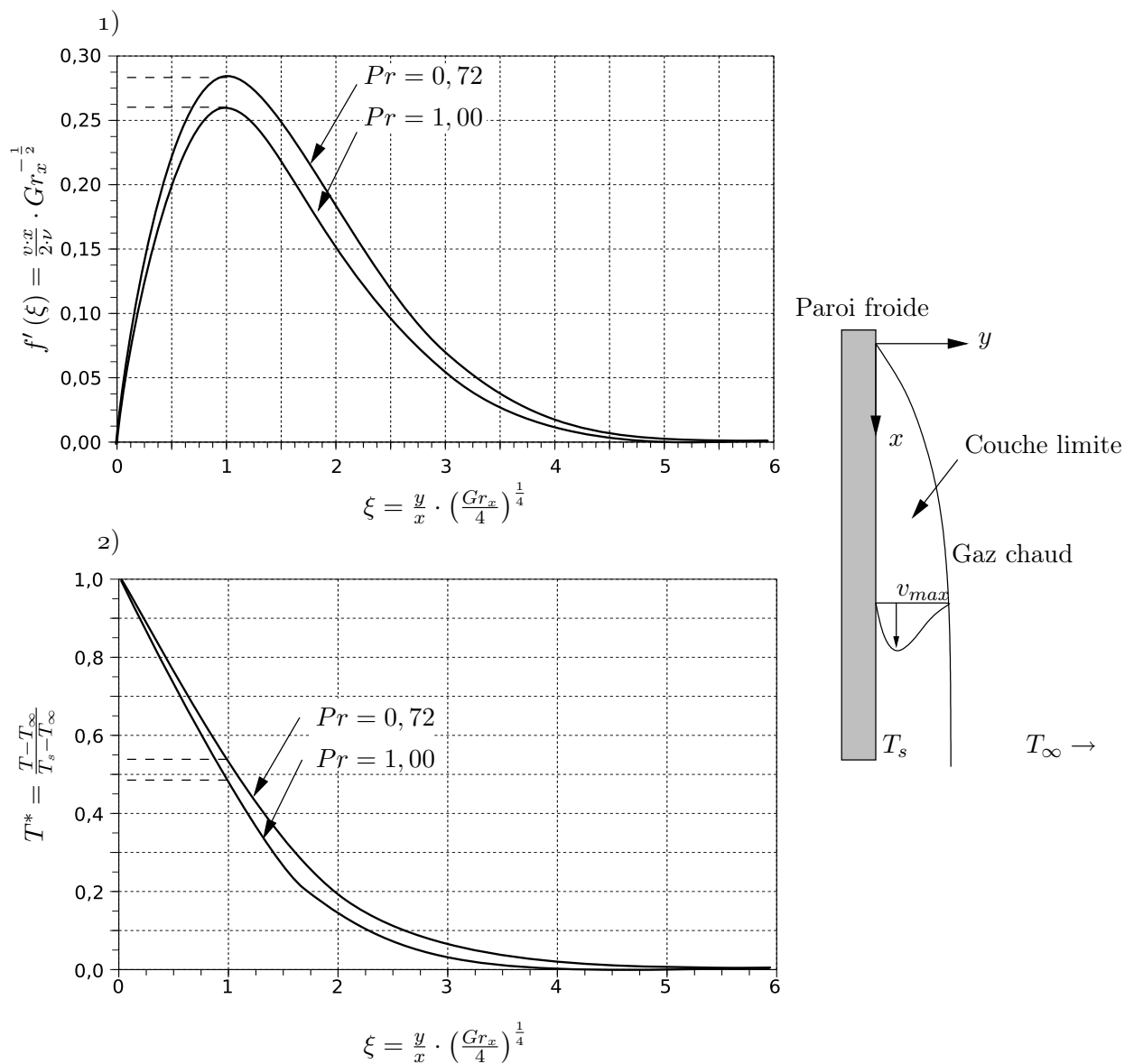


FIG. 5.62 – Les champs de vitesse obtenus par CFD

la vitesse verticale dans la couche limite le long d'une plaque verticale froide, corrélation que nous présentons sur la figure 5.63. Le graphique 1 permet le calcul de la vitesse v en fonction de l'éloignement à la paroi y . On peut donc calculer avec l'équation 5.10 la valeur de la vitesse maximale qui intervient pour $\xi \simeq 1$. Ensuite, on peut calculer avec l'équation 5.11 la position de cette vitesse maximale. Enfin, grâce au graphique 2 de la figure 5.63, on peut déterminer la température adimensionnelle T^* dans la couche limite en fonction de l'éloignement à la paroi verticale.

$$\begin{aligned} v_{max} &= \max(f'(\xi)) \cdot \frac{2 \cdot \nu}{x} \cdot \left(\frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot x^3}{\nu^2} \right)^{\frac{1}{2}} \\ &= 2 \cdot \max(f'(\xi)) \cdot \sqrt{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot x} \end{aligned} \quad (5.10)$$



(D'après Incropera & DeWitt, 2002)

FIG. 5.63 – Profil de vitesse et évolution de la température réduite dans la couche limite d'un écoulement en convection naturelle laminaire contre une paroi verticale isotherme

$$y_{v=v_{max}} = \sqrt{2} \cdot \left(\frac{\nu^2 \cdot x}{g \cdot \beta \cdot \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (5.11)$$

L'ensemble des données, en considérant les deux cas extrêmes — air pur et vapeur pure —, est regroupé dans le tableau 5.10 et les calculs sont effectués en considérant une hauteur de paroi $x = 163 \text{ mm}$, un écart de température entre la paroi et la fluide $\Delta T = 40 \text{ K}$ autour d'une température moyenne $T = 373 \text{ K}$.

TAB. 5.10 – Détermination des ordres de grandeur de la vitesse et de la taille de la couche limite

Fluide	Viscosité cinématique ^a ($m^2 \cdot s^{-1}$)	Pr^b	$\max(f'(\xi))$	ξ (pour $\max(f'(\xi))$)	$T_{v=v_{max}}^*$	v_{max} ($m \cdot s^{-1}$)	$y_{v=v_{max}}$ ($m \cdot s^{-1}$)
Vapeur	$21,0 \times 10^{-6}$	1	0,26	1	0,48	0,21	$7,2 \times 10^{-3}$
Air	$23,0 \times 10^{-6}$	0,72	0,28	1	0,54	0,23	$7,5 \times 10^{-3}$

^a : Les viscosités cinématique sont issues de Bimbenet et coll. (2002).

^b : Les valeurs du nombre de Prandtl choisies sont les plus proches de celles déterminées au paragraphe 2.3.1.3 page 39 parmi celles proposées par Incropera & DeWitt (2002).

On constate que la vitesse maximale dans la couche limite est d'environ $20 \text{ cm} \cdot s^{-1}$ ce qui est dans l'ordre de grandeur des vitesses près des parois proposées par la simulation. De plus, on peut constater que la position où la vitesse est maximale et où la température réduite $T^* \simeq 0,5$ est située à environ 7 mm de la paroi. Rappelons que nous avons raffiné le maillage près de la paroi par deux mailles fines d'une épaisseur totale de 3 mm . Ainsi, ce maillage, notamment au niveau de la couche limite, peut expliquer certains écarts du modèle à la réalité. Les simulations pourraient sans-doute être améliorées par un raffinement du maillage au prix d'un allongement du temps de calcul qui est déjà ici de plusieurs semaines.

Le modèle permet aussi d'observer le flux de condensation comme le montre la figure 5.64 au niveau de la paroi et sur l'aliment. On constate qu'à $t = 145 \text{ s}$, la condensation a lieu majoritairement sur le bas de l'aliment, ce qui peut provoquer des hétérogénéités dans l'échauffement et donc dans la cuisson.

Au-delà de 145 s , la soupape est ouverte. On observe un échauffement de l'ambiance avec une conservation d'une certaine homogénéité des températures et des teneurs en air. Dès 320 s , on constate que les températures dépassent la borne supérieure de l'échelle : 400 K , ce qui montre une limite de cette modélisation qui permet des températures au-delà de la température de saturation. Cet artefact de simulation est provoqué par le formalisme que nous avons utilisé pour décrire l'évaporation et la condensation et qui est décrit au paragraphe 4.3.3.3 page 135. L'air est lentement chassé de l'enceinte et la vapeur devient majoritaire à partir de $t = 320 \text{ s}$. Néanmoins, il est très intéressant de constater que, même pour $t = 480 \text{ s}$, près de l'aliment, la fraction massique d'air reste supérieure à 30% et atteint même 70% à certains endroits. On voit bien sur le détail de la cartographie donnée à la figure 5.65 qu'il existe des zones de convergence et d'accumulation dans les endroits confinés comme au niveau des contacts entre aliments. C'est ici le même phénomène que celui que nous avons mis en évidence avec les cubes de Téflon percés en position horizontale (voir § 5.10 page 190).

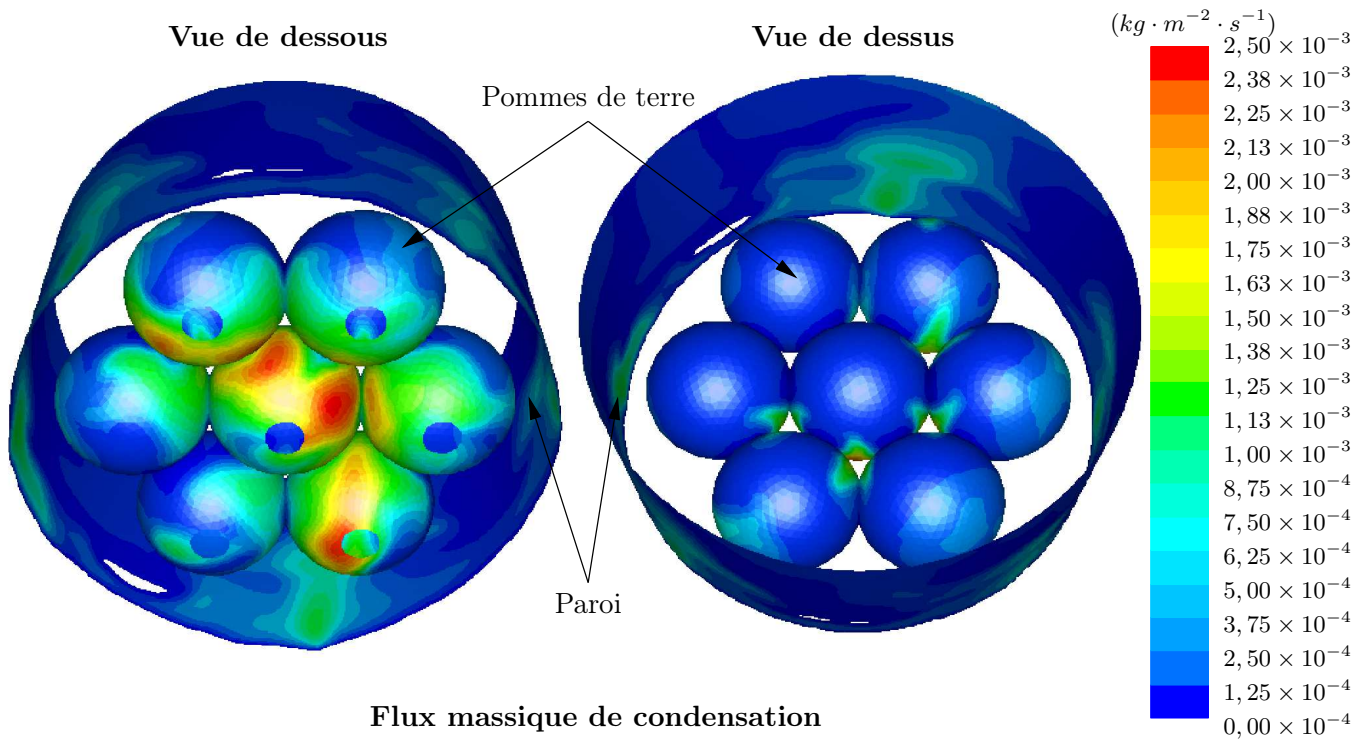


FIG. 5.64 – Le flux massique de condensation pour $t = 145\text{ s}$

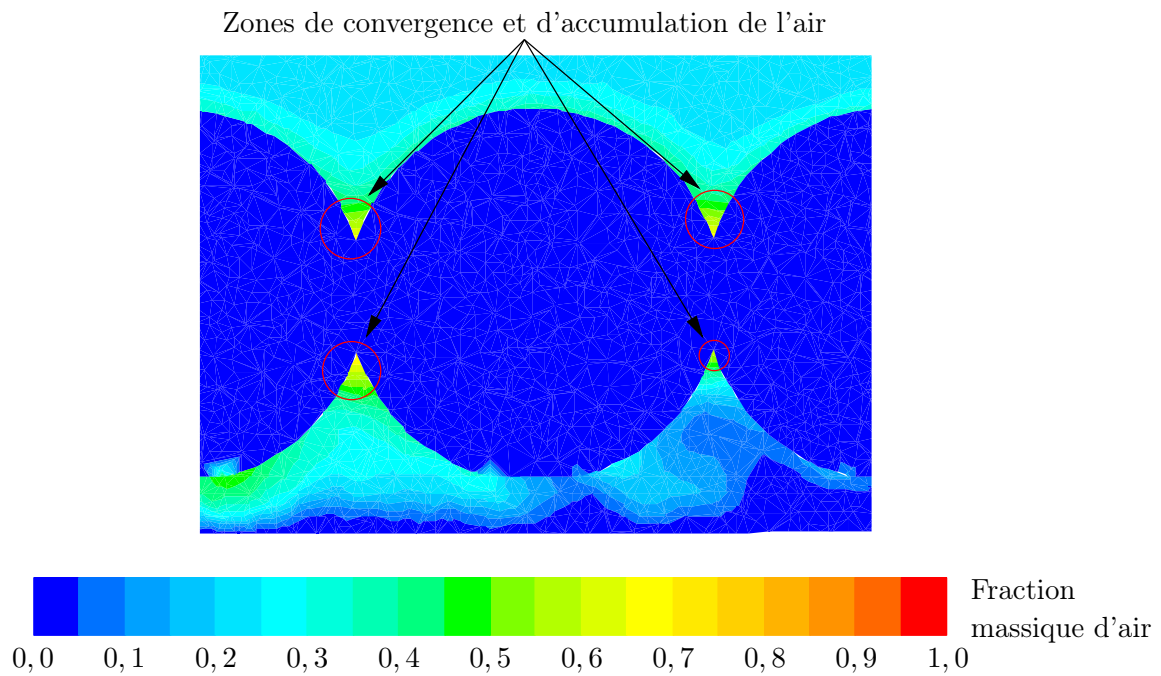


FIG. 5.65 – Détail de la cartographie de la fraction massique d'air pour $t = 480\text{ s}$

5.12.3 Comparaison avec le modèle à compartiments

NOUS avons réalisé la simulation de la même expérience avec le modèle à compartiments dont les résultats sont présentés à la figure 5.66 et qui peuvent se comprendre à la lumière de l'analyse de la simulation par le modèle CFD.

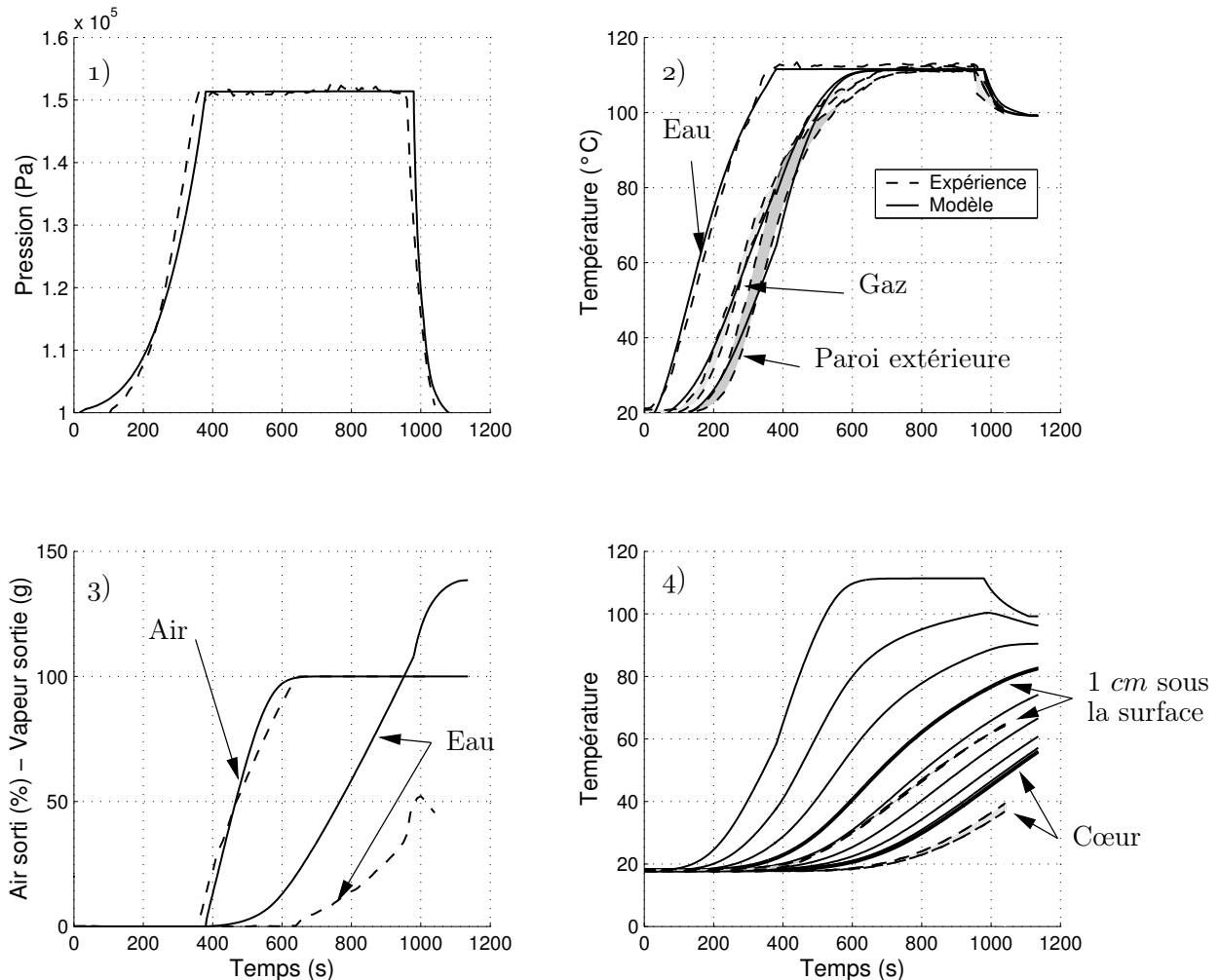


FIG. 5.66 – Comparaison de l'expérience de cuisson des pommes de terre avec le modèle à compartiments

On constate que la simulation par le modèle à compartiments propose une prédiction assez correcte au niveau de l'évolution de la pression (graphique 1) et donc des temps pour chaque phase de la cuisson. De même, la température de l'eau est assez bien prédite (graphique 2). En effet, les hypothèses du modèle n'ont pas beaucoup d'impacts sur ces variables-là. En revanche, lorsqu'on regarde les températures dans le gaz, on constate que, si la prédiction est d'abord correcte, le modèle surestime un peu les températures du gaz et de la paroi après 500 s. Cet écart est lié à la prédiction trop rapide de la chasse de l'air comme le montre le graphique 3. On peut donc supposer que le panier et les aliments, qui font obstacle au mélange entre le bas et le haut de la phase gazeuse, empêchent une bonne élimination de l'air et fournissent des zones d'accumulation d'air. Par ailleurs, les températures de paroi semblent plus étalées car le fuseau, qui reprend les valeurs extrêmes mesurées, est plus large. Ici aussi, une hétérogénéité non prise en compte par le modèle à compartiments en est responsable. De

même, la surestimation de la sortie de vapeur peut être liée à cette hétérogénéité puisque, nous venons de le voir, la vapeur peut être bloquée près de la surface de l'eau. Enfin, on voit que le modèle surestime fortement les températures dans l'aliment à la fois à cœur et 1 cm sous la surface, lieux des mesures. La présence de l'air, notamment dans les espaces et entre les produits et le panier, limitant les transferts, est certainement responsable de cette surestimation.

5.13 Conclusion des résultats et discussions

NOUS avons vu, grâce à l'ensemble des résultats obtenus expérimentalement et avec l'usage des modèles, que le fonctionnement de l'autocuiseur est complexe, mettant en jeu de nombreux phénomènes dont les interactions sont importantes, complexes et évoluent dans le temps.

Néanmoins, nous avons pu évaluer l'influence de plusieurs facteurs importants et l'impact de certains paramètres de conduite. L'importance de certains phénomènes et surtout leur chronologie ont pu être mises en évidence. La compilation des résultats expérimentaux et l'ajustement du modèle à compartiments nous a permis d'identifier les différents flux importants. La présence initiale d'air et son évacuation est bien un des points essentiels pour la compréhension de la cuisson en autocuiseur. En effet, celle-ci a surtout lieu à température élevée quand l'atmosphère interne est riche en vapeur et grâce aux transferts par condensation qui sont fortement pénalisés par la présence d'air. Le développement de capteur de gaz incondensables et du modèle CFD ont été précieux pour ce résultat. De même, l'importance de la condensation dans l'apport de chaleur, que nous pressentions, s'est confirmée. Nous avons également appris que l'ébullition, via les modifications dans les écoulements et dans la composition du gaz qu'elle implique, est un phénomène crucial pour la maîtrise de la cuisson en autocuiseur. Finalement, des voies d'optimisation de la cuisson en autocuiseur, en particulier sur les aspects énergétiques, ont été explorées et nous avons démontré que nos outils pouvaient servir pour rechercher des améliorations qualitatives, nutritionnelles et organoleptiques de l'aliment cuit. Ces résultats sont les premiers obtenus mais ils ouvrent la voie à de nombreuses optimisations sur les autocuiseurs sans pour autant en changer fondamentalement le principe.

Chapitre 6

Conclusion & perspectives

POUR conclure ce travail, nous allons dresser plusieurs bilans en regard des objectifs que nous nous étions fixés. Pour chacun de ces bilans, nous proposerons une série de perspectives qui pourront être menées pour palier les lacunes que nous allons laisser. D'autres perspectives seront aussi avancées pour l'exploration de domaines qui ne faisaient pas partie de nos objectifs mais que nous jugeons maintenant intéressants et qui prolongent naturellement notre travail.

Bilan et perspectives expérimentaux

P ARMI nos objectifs, la compréhension des phénomènes thermiques était prépondérante et la voie expérimentale a été importante. Ainsi, nous avons réussi à construire un pilote autour d'un autocuiseur sur lequel nous maîtrisons complètement la conduite de la cuisson et où la mesure de nombreuses variables est possible. Nous avons résolu les problèmes relatifs à la mesure dans un corps sous pression et nous avons pu évaluer la fiabilité de ces mesures. Nous avons obtenu des résultats originaux par rapport à d'autres études concernant des autocuiseurs comme par exemple, l'observation expérimentale du début de l'ébullition sous-refroidie et du début de l'ébullition avec émission de vapeur ou la caractérisation de la composition gazeuse interne.

L'originalité du capteur mesurant les sorties de l'autocuiseur nous permet d'être également parmi les premiers à proposer ce genre de résultats. Comme nous l'avons vu, sa précision peut être améliorée, en particulier avec une réduction des volumes morts, une limitation des perturbations de mesure de masse et une augmentation de la qualité du dispositif de condensation.

Les cartographies expérimentales de température ont permis d'apporter des résultats importants pour le reste de l'étude mais nous en connaissons les limites. Ainsi, une étude spatiale complète et en particulier près des parois et de l'interface entre l'eau et le gaz, c'est-à-dire au niveau des couches limites, pourrait permettre en particulier d'affiner l'évaluation des coefficients de transfert.

Par ailleurs, le capteur de composition locale de l'atmosphère a permis de mettre en évidence des phénomènes importants comme la présence de l'air au sein d'un « aliment poreux » ou d'un massif d'aliments. La précision de ce capteur est encourageante pour des utilisations plus fines. Lui aussi pourra être utilisé dans des cartographies plus complètes. La localisation précise de l'accumulation éventuelle d'air en fonction de la géométrie de l'autocuiseur, de la forme et de la position du panier et de l'aliment peut être un facteur de développement im-

portant pour de nouveaux types d'appareil et de nouvelles localisations de purge d'air ou de soupape plus efficaces.

Le pilote expérimental qui a été construit peut servir tel quel pour des explorations plus approfondies des voies d'optimisation que nous avons proposées. Comme nous avons conçu la grande majorité des capteurs, des dispositifs électroniques et des voies de commandes et de régulations, nous pouvons facilement les modifier, ajouter d'autres capteurs ou d'autres dispositifs de commande pour réaliser de nouvelles expérimentations. Nous avons fait en sorte de dimensionner largement les divers systèmes d'acquisition qui peuvent donc être exploités plus lourdement sans risque de saturation.

En ce qui concerne l'étude de l'évolution texturale des légumes, notre approche, bien qu'assez classique par la méthode, a été originale dans son application. Nous avons pu déterminer des cinétiques de cuisson simples mais réalistes sur notre domaine de températures et de conditions de cuisson qui est très peu couvert par la littérature. Malgré tout, nous avons montré que notre méthode présentait des limites liées aux géométries complexes des aliments et surtout elle n'a été appliquée qu'à un seul aliment. Néanmoins, nous cherchions évaluer objectivement le niveau de cuisson par un critère applicable aux cuissons en autocuiseur. En cela, notre objectif a été atteint par une méthode qui n'est probablement pas la seule possible. Nous avons montré qu'il est indispensable d'avoir un critère de comparaison de cuisson ; la méthode devra par la suite être adaptée en fonction de l'aliment et des cuissons à comparer.

Une étude expérimentale avec pour objectif la caractérisation d'autres modes de chauffage pourrait aussi être intéressante. Par exemple, le chauffage sur brûleur à gaz est fréquent en cuisson domestique et doit présenter un comportement tout à fait différent de celui du chauffage sur plaque électrique que nous avons abordé ici. Par ailleurs, l'utilisation de la température du fond, à laquelle nous n'avons eu accès que tardivement au cours de notre travail, pourrait être plus importante pour affiner la détermination de certains coefficients de transfert dont ceux liés au mode de chauffage.

Bilan et perspectives de la modélisation

LA modélisation a été utilisée au travers de deux modèles différents : le modèle à compartiments et le modèle d'écoulement CFD.

Pour le modèle à compartiments, nous avons choisi d'utiliser au maximum des corrélations physiques réalistes issues de la littérature. Ainsi, ce modèle semble être au plus près possible de la réalité et avec un jeu restreint de paramètres à ajuster, une grande diversité de configurations et de pilotages peuvent être simulées. Le modèle à compartiments nécessite des hypothèses de base fortes comme l'homogénéité de composition et de température dans les compartiments. Les exploitations futures de ce modèle dans le cas de géométries complexes d'aliment devront en tenir compte. Néanmoins, malgré cette simplification, ce modèle semble validé pour des valeurs de paramètres de fonctionnement proches des conditions appliquées réellement à un autocuiseur pour une cuisson domestique de légumes à la vapeur. On considère donc que ce modèle donne des résultats satisfaisants autour de ces valeurs. Nous avons fait en sorte d'entrer un grand nombre de paramètres conformes à la réalité au niveau de la géométrie de l'autocuiseur, des matériaux utilisés, des dispositifs de commande, etc. Il est donc un outil privilégié pour tester différentes configurations par variations de ces paramètres. Bien sûr les résultats obtenus doivent être analysés avec d'autant plus de précautions que les paramètres d'entrée seront modifiés de façon importante mais des informations pertinentes peuvent être extraites pour de nombreuses voies d'exploration. Ce modèle est évolutif dans la mesure où l'on peut ajouter à son gré des variables d'état et des variables secondaires en nombre assez important sans porter préjudice au temps de calcul qui reste toujours raisonnable. En effet,

le modèle, dans les cas présentés dans notre travail, donne ses résultats dans des temps de calcul inférieurs à la minute. Ainsi, on peut, comme nous l'avons déjà proposé par la figure 5.27 page 171, envisager d'augmenter le nombre de compartiments au niveau de la paroi mais aussi du gaz en séparant les zones proches des aliments et des parois du reste du fluide. Néanmoins, ce genre d'ajout implique l'apparition de nouvelles équations de bilan qui auront forcément des paramètres à ajuster. Enfin, la réalité physique des échanges avec de tels découpages n'est pas simple à appréhender. Une autre amélioration du modèle à compartiment est la prise en compte des flux de rayonnement car même si nous les avons négligé, on peut imaginer des configurations où ils deviennent importants. Nous avons d'ailleurs déjà développé les équations correspondantes au paragraphe 2.3.1.4 page 45.

Pour le modèle d'écoulement CFD, notre travail a été uniquement d'en prouver les possibilités. En effet, ce type de modèle nécessite un paramétrage lourd et très critique tant pour la réalité de représentation des phénomènes que pour la stabilité numérique. Dans notre cas, nous avons montré qu'avec une géométrie assez simple, les résultats fournis par le modèle étaient exploitables et instructifs, en particulier au niveau des valeurs locales de certaines variables difficilement accessibles par l'expérimentation. Néanmoins, on constate que certains phénomènes physiques sont difficilement pris en compte comme l'évaporation et la condensation qui ne sont pas compris simplement par le code de calcul et un certain nombre de biais ont dû être introduits. Le code que nous avons utilisé, Fluent, n'est peut être pas parfaitement adapté à nos problématiques de transferts thermiques avec changements d'état. Comme nous l'avons déjà précisé, des raffinements de maillage près des parois et une analyse de sensibilité sont nécessaires mais, le temps de résolution du problème est très long avec un rapport de temps de calcul sur le temps de simulation de l'ordre de 2000 avec les machines utilisées. Ainsi, ce type de simulation nous semble intéressant à approfondir mais une amélioration du code est nécessaire ainsi qu'une augmentation des capacités de calcul disponibles.

Finalement, on voit que la modélisation est d'abord un outil indispensable à la compréhension des phénomènes. En effet, le modèle donne accès à des variables que l'expérimentation ne permet pas d'estimer tels que les flux de chaleur et de matière. Ainsi, un certain nombre d'interprétations de phénomènes observés expérimentalement ont pu être données grâce au modèle. Ensuite, la modélisation est un outil adapté pour l'optimisation car sa vitesse de réponse dans le cas du modèle à compartiments permet d'effectuer un grand nombre d'essais en peu de temps et ainsi d'indiquer rapidement des voies d'exploration pertinentes et d'éliminer celles qui sont *a priori* infructueuses.

Bilan et perspective d'optimisation

L'OPTIMISATION était une des finalités de ce travail. Dans notre cas, seul l'aspect énergétique a été abordé. Nous avons montré que des modifications de conduite associées à des améliorations techniques des autocuiseurs pouvaient avoir des effets importants sur la consommation. Ces résultats ont bien sûr été possibles parce que nous avons mis en place des méthodes de comparaison de cuisson fiables.

D'autres voies d'optimisation doivent maintenant être envisagées. Par exemple, en s'appuyant sur nos travaux, il est possible de rechercher des optimisations nutritionnelles ou organoleptiques de la cuisson. En conservant un critère de comparaison fixe, l'évaluation de la texture par exemple, on peut étudier les cinétiques de dégradation d'une vitamine, l'apparition de composés néoformés toxiques ou encore l'évolution de la couleur des aliments. Les « critères de qualité » sont nombreux et vont dépendre de l'aliment et de l'optimisation recherchée. Des méthodes de mesures devront être mises au point expérimentalement pour définir ces cinétiques. De plus, il est très facile d'ajouter dans le modèle à compartiments,

idéal dans les recherches d'optimisation, des équations de cinétiques fonction de la température puisque pour un aliment à la géométrie définie, nous avons accès à la température en tout point entre le cœur et la surface au cours du temps. Une intégration temporelle et spatiale et une optimisation grâce aux cinétiques définies par des D_T et des z différentiels sont alors faisables simplement. Nous avons déjà testé ce type d'ajout avec des cinétiques issues de la littérature pour la destruction de la vitamine C dans des haricots verts et montré que la réduction du temps de cuisson associée à des températures plus élevées de cuisson était *a priori* profitable. Ce type de résultats n'est pas exposé dans ce document car ils sont très partiels — les méthodes de validations expérimentales n'ayant pas été mises au point — et de plus, les cinétiques proposées par la littérature ne prennent souvent pas en compte les spécificités de l'autocuiseur comme par exemple l'appauvrissement progressif en air et donc en oxygène.

Une optimisation dans la conception des autocuiseurs peut être envisagée grâce à notre travail, en particulier avec notre démonstration de l'importance et de l'efficacité de la purge. Par ailleurs, de nouveaux matériaux ainsi que d'autres géométries peuvent être maintenant testés, à la fois expérimentalement et en simulation. Le modèle CFD pourrait être un bon outil pour l'optimisation de la géométrie de l'autocuiseur en modifiant la perméabilité et la hauteur du panier ou encore en déplaçant la purge et la soupape. Le modèle CFD peut aussi être utilisé pour étudier des géométries et des dispositions d'aliments plus complexes dans le panier.

Bilan et perspectives industriels

CE travail a été réalisé en partenariat avec la société SEB S.A., fabricant de petit électroménager et d'autocuiseurs en particulier. Il répond donc à une demande industrielle de mieux comprendre les phénomènes pour mieux innover. Des résultats non communiqués dans ce document ont été obtenus sur des problématiques pratiques et précises. Le pilote expérimental a ainsi pu être éprouvé dans des conditions particulières tel que des niveaux de pression inhabituels et des conduites originales. Par ailleurs, des outils d'optimisation et d'aide au développement de produits ont été mis en place. Ils correspondent à des développements pratiques de notre travail. En particulier, le modèle à compartiments a donné lieu à la création d'un logiciel autonome de simulations au profit exclusif de l'entreprise. Ainsi, des simulations adaptées aux problématiques de recherche et de développements industriels actuels peuvent être effectuées. Cette valorisation est une part importante et satisfaisante de notre travail.

Perspectives générales

PUISQUE ce travail est pionnier, les perspectives sont nombreuses. Parmi celles que nous avons détaillées ci-dessus, les développements au niveau de l'application des méthodes expérimentales et du modèle à compartiments sur d'autres aliments sont, à notre avis, à faire prioritairement car l'usage de l'autocuiseur est vaste et les recettes nombreuses. Les critères de qualité doivent maintenant être déterminés et exploités afin d'effectuer des comparaisons intéressantes entre les différentes cuissons en autocuiseur pour des optimisations mais aussi entre l'autocuiseur et d'autres modes de cuisson pour apprécier les performances de l'autocuiseur.

Au cours de ce travail, il nous est apparu qu'une période de la cuisson en autocuiseur n'a pas été assez explorée. Il s'agit de la décompression. En effet, à la fin de la cuisson, nous avons appliqué la méthode standard de décompression en plaçant le seuil d'ouverture de la soupape à la pression atmosphérique. Comme nous l'avons vu lors des études des flux, à ce moment, se produit une importante ébullition flash et la descente en température est alors

rapide et accompagnée d'une grande production de vapeur. Tout cela correspond donc à des pertes et met en lumière l'importante énergie qui est stockée lors de la montée en pression et qui pourrait être mieux utilisée. On peut même imaginer des modifications de structure de l'autocuiseur pour optimiser la période de décompression en limitant les pertes énergétiques.

Par ailleurs, nous sommes restés dans un schéma classique d'une cuisson en trois phases : la montée en pression, le maintien en pression et la décompression mais on peut parfaitement imaginer une complexification de la cuisson. Ainsi, la montée en pression peut être précédée d'un épuisement de l'air tout en gardant à l'esprit les problèmes de pression que cela comporte. De même, on peut imaginer des périodes de chauffe alternées avec des périodes sans chauffe afin d'atteindre un optimum de consommation énergétique.

Enfin, une perspective intéressante serait l'étude de cuissons mixtes qui correspondent à des phases de cuisson sans couvercle à pression atmosphérique suivi d'une cuisson sous pression. Ce type de cuisson apparaît dans les livres de recettes pour autocuiseur typiquement pour la cuisson des viandes. Ici, on devra modifier l'approche en étudiant des transferts thermiques proches de ceux obtenus à la poêle ou en four accompagnés de leurs impacts nutritionnels et organoleptiques avant de passer à ceux que nous avons décrits pour l'autocuiseur, sachant que l'état initial à la fermeture du couvercle est différent en matière de température et de composition de l'atmosphère interne.

Chapitre 7

Annexes

Contenu

7.1	Détails des passe-parois étanches	231
7.2	Détails de construction de la plaque de chauffe	233
7.3	Détails sur les mesures de caractéristiques électriques de la plaque	235
7.4	Détails sur la validation des mesures électriques	237
7.5	Détails sur l'acquisition de pression	237
7.6	Détails du montage électroniques associé au capteur de gaz in- condensables	239
7.7	Montage électronique pour la régulation des sorties gazeuses . .	243
7.8	Nomenclature électronique	246
7.9	La carte électronique	247
7.10	L'interface de supervision	248
7.11	Programme MatLab	249
7.11.1	Fichier d'initialisation	249
7.11.2	Fichier de calcul	252
7.11.3	Fichier de variation	254
7.12	Tableau des essais réalisés	259
7.13	Obtention des courbes des graphiques 5.35, 5.51, 5.52 et 5.56 . .	263



7.1 Détails des passe-parois étanches

Les passe-parois étanches sont constitués de deux parties. La première est fixée sur l'auto-cuiseur et peut être soit un passage de cloison Swagelok de la série SS-100-71-*, soit une union femelle Swagelok de la série SS-400-7-***. La deuxième, qui est vissée sur la première, est une traversée étanche au vide et à la pression mono ou multipassage de marque TC Direct et équipée de joint semi-conique en Téflon serré par un écrou. Différents joints (cuivre, caoutchouc et Téflon rubané) sont ajoutés pour constituer un passe-paroi complet et étanche. La figure 7.1 décrit le plan de montage des passe-parois. Le filetage de raccord entre le passage de cloison et la traversée étanche est un filetage conique NPT spécialement adapté aux différences de pression.

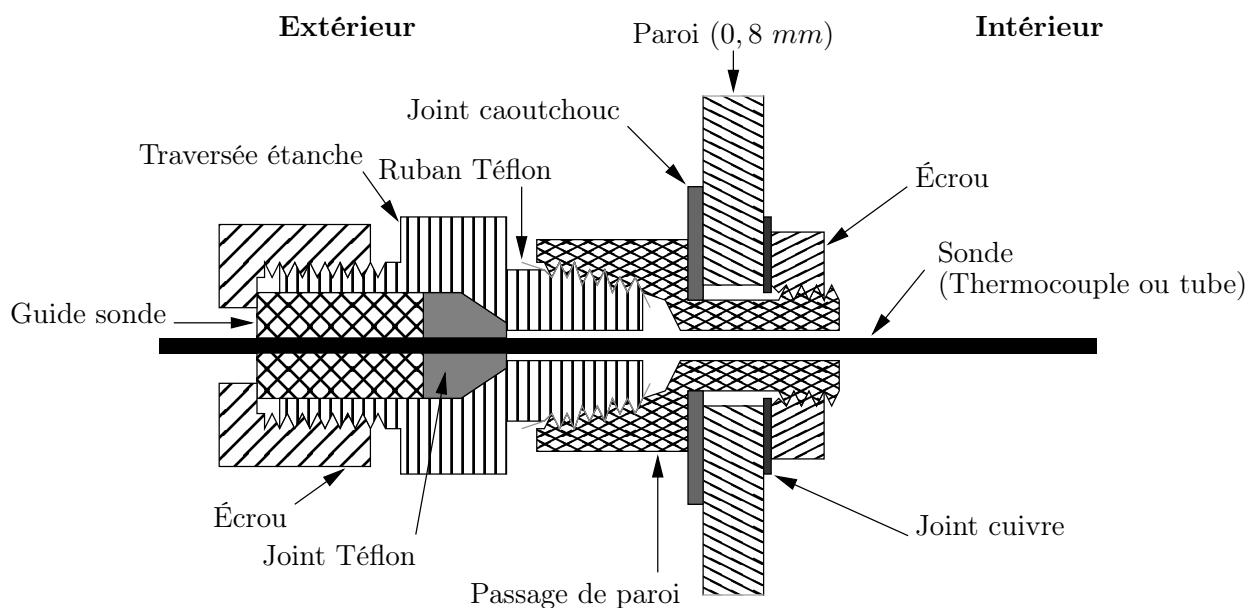


FIG. 7.1 – Description du passe-paroi étanche

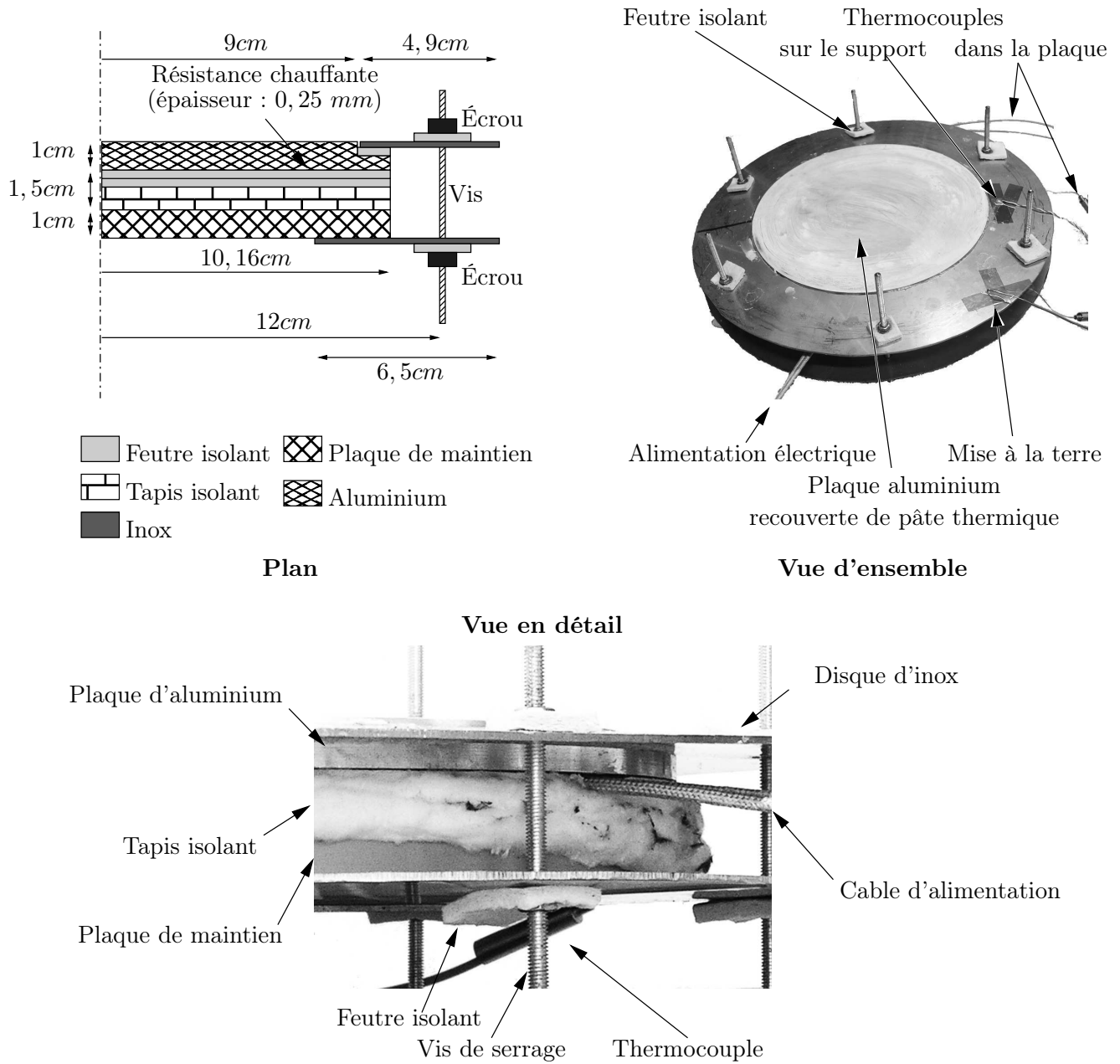


FIG. 7.2 – Description de la plaque de chauffe

7.2 Détails de construction de la plaque de chauffe

L'élément chauffant est une résistance chauffante mica HM6833 produite par la société Minco S.A. Les données du constructeur pour cette résistance sont une surface de chauffe effective de $292,9 \text{ cm}^2$ pour un diamètre de $203,2 \text{ mm}$ et une épaisseur de $0,25 \text{ mm}$. Sa résistance électrique mesurée est de 16Ω . D'après ces caractéristiques, on considérera que l'élément chauffant se comporte comme une résistance pure de masse nulle à laquelle on pourra appliquer la loi d'Ohm. L'alimentation de la résistance chauffante est assurée par un courant électrique alternatif dont la tension pourra être ajustée par l'usage d'un auto-transformateur. L'intensité est limitée à 12 A , ce qui nous donne une tension maximale de 190 V environ pour une puissance dégagée maximale de 2250 W environ.

La plaque supérieure doit assurer le transfert de l'énergie entre l'élément chauffant et le fond de l'autocuiseur tout en protégeant mécaniquement l'élément chauffant. Nous avons choisi d'utiliser une plaque en aluminium d'une épaisseur de 10 mm et d'un diamètre égal à celui de l'élément chauffant en-dessous et égal à celui du fond de l'autocuiseur au-dessus. Sa masse est de $0,789 \text{ kg}$. L'élément chauffant étant par ailleurs recouvert par le constructeur d'un vernis thermiquement conducteur fondant à la première utilisation, on peut supposer que la résistance chauffante transmet uniformément la chaleur à la plaque en aluminium. Par ailleurs, le serrage important de l'ensemble permet de supposer que la température de la plaque d'aluminium correspond à la température de la résistance chauffante. Du côté du fond de l'autocuiseur, nous recouvrons la surface d'une pâte thermique Jelt compound silicone résistante à haute température et permettant de combler les fines rainures qui y sont imprimées. Nous limitons ainsi la présence éventuelle d'air entre le fond et la plaque, préjudiciable aux transferts. La conductivité thermique de la pâte déclarée par le fabricant est de $0,41 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Néanmoins, malgré cette précaution et en utilisant les ordres de grandeur des coefficients de transfert par contact imparfait (voir § 2.3.1.2 page 37) extrapolés à notre cas de pression de contact, nous pouvons faire une estimation du nombre de Biot par l'équation 7.1 dans lequel la longueur caractéristique L est la hauteur de la plaque en aluminium et la conductivité de l'aluminium λ_{Al} est celle proposée par Bimbenet et coll. (2002) qui montre que $Bi < 0,1$. Donc, on peut dire que la résistance entre la plaque et le fond de l'autocuiseur est telle que l'on peut considérer que la température dans la plaque d'aluminium est uniforme puisque l'écart de température entre le haut et le bas du fond est négligeable devant l'écart de température entre la plaque et le fond de l'autocuiseur.

$$Bi = \frac{h_{\text{contact}} \cdot L}{\lambda_{Al}} = \frac{10^3 \times 10^{-2}}{230} = 0,04 \quad (7.1)$$

Des sondes de température ont été insérées entre l'élément chauffant et la plaque d'aluminium afin d'effectuer une mesure fiable tout en perturbant au minimum le fonctionnement de la plaque et les transferts de chaleur. Nous utilisons des thermocouples gainés de type K et de $0,5 \text{ mm}$ de diamètre insérés dans des rayures pratiquées dans la face inférieure de la plaque de chauffe et jusqu'à une profondeur de 7 cm . Pour limiter encore l'impact de cette mesure, les rayures dans lesquelles les thermocouples ont été entrés en force sont comblées à l'aide de pâte thermique. Les mesures de ces thermocouples seront donc bien représentatives de la température de la plaque de chauffe.

En dessous de la résistance chauffante, nous avons placé de l'isolant thermique. Tout d'abord, deux feutres céramiques de $3,2 \text{ mm}$ d'épaisseur chacun puis plusieurs couches de tapis isolant d'une conductivité thermique inférieure à $0,08 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ d'après le fabricant. Enfin, pour la résistance mécanique, le tout est déposé sur une plaque de plastique dure Ensinger PEEK dont la conductivité thermique annoncée est de l'ordre de $0,25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

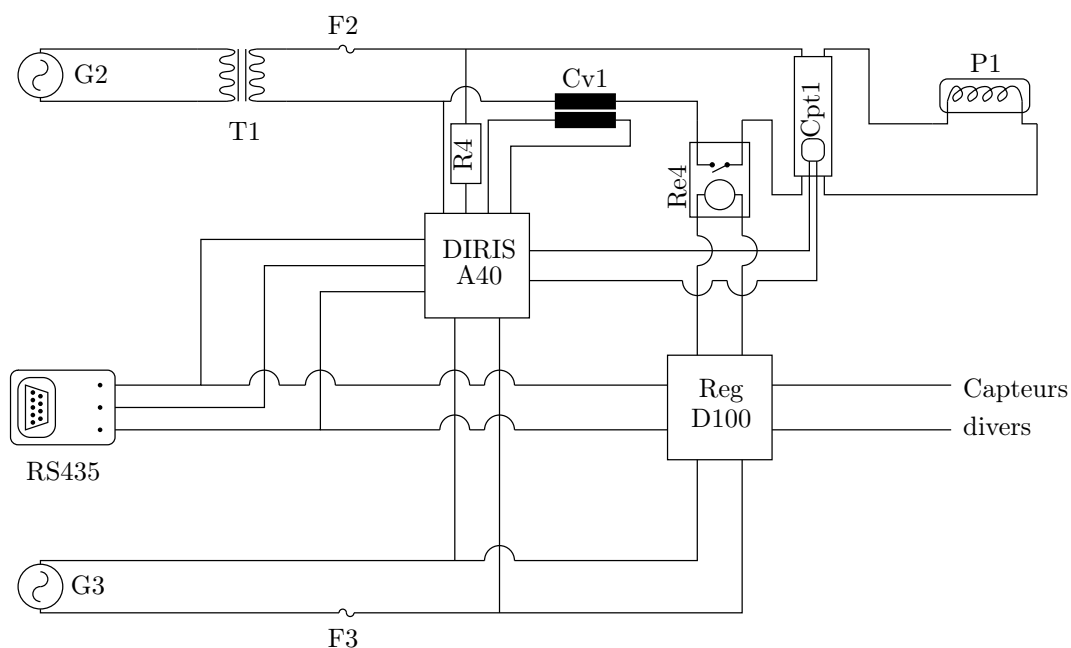
Ainsi, puisque l'isolation thermique est élevée en-dessous de la plaque, nous considérerons les fuites vers le bas négligeables devant la transmission de chaleur vers le fond de l'autocuiseur.

L'ensemble est maintenu par des couronnes d'inox comme le montre la figure 7.2. Pour limiter les pertes thermiques vers la plaque, une couronne de feutre céramique isolant est placée entre l'aluminium et la couronne d'inox. De même, du feutre est placé entre les écrous et les vis de serrage. Malgré ces précautions, nous ne pouvons pas négliger les pertes thermiques vers le support ; il faudra donc les évaluer. Pour cela, nous avons placé un thermocouple de surface Lab Facility de type K monté sur un disque conducteur pour aider à la précision de la mesure et collé par un ruban adhésif résistant à la température. Pour permettre toutes ces mesures de température, il est nécessaire de relier la plaque de chauffe à la masse, ce qui est fait par l'intermédiaire de la couronne supérieure en inox. L'ensemble de la plaque de chauffe pèse $2,2\text{ kg}$ mais la plaque en aluminium ne pèse que $0,789\text{ kg}$ et le disque supérieur en inox : $0,287\text{ kg}$. Enfin, les vis de serrage sont ajustées afin de positionner la plaque de chauffe de façon horizontale vérifiée à l'aide d'un niveau à bulle. La température de la couronne supérieure est mesurée par un thermocouple de contact dont l'extrémité est fixée à un disque de 5 mm de diamètre de cuivre maintenu par un adhésif. Ce système permet un bon transfert de chaleur vers le thermocouple et donc une mesure relativement fiable de la température.

7.3 Détails sur les mesures de caractéristiques électriques de la plaque

La figure 7.3 montre l'intégration électrique des divers éléments constituant le dispositif de chauffe. La mesure de tension nécessite une résistance de sécurité R4 et celle d'intensité la conversion du courant par le convertisseur Cv1 n'affectant en rien la précision de l'ensemble. Son mode de fonctionnement est de renvoyer une impulsion de 50 ms, 30 V et 20 mA par watt-heure consommé. Cette impulsion est ensuite récupérée par la centrale d'acquisition. L'erreur est donc de 36 J par impulsion. Il convient néanmoins de constater que le compteur d'énergie s'alimente directement sur le circuit électrique de la plaque de chauffe. Nous savons donc qu'au vu de ces caractéristiques, nous ne pourrions pas utiliser sa mesure en-dessous de 50 V d'alimentation environ et qu'il implique une erreur dans la mesure de la puissance totale en y ajoutant à celle de la plaque sa propre consommation. Cette dernière est annoncée par le fabricant comme inférieure à 8 W.

L'ensemble des données recueillies par la centrale de mesure est transféré à un ordinateur via une liaison série RS-485. Toutes ces opérations d'acquisitions et de commandes associées aussi à ce port durent environ une à deux secondes.



(La nomenclature complète des composants se trouve dans le tableau 7.4 page 246)

FIG. 7.3 – Schéma électrique général de la plaque de chauffe

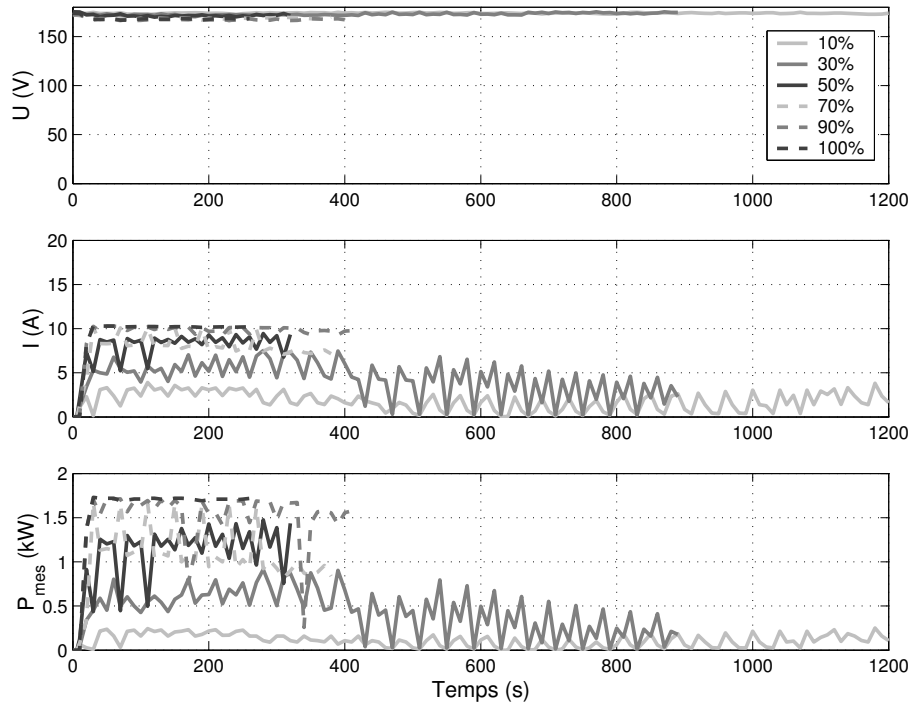


FIG. 7.4 – Les relevés de tension, d'intensité et de puissance par la centrale Diris A40 en fonction de différents pourcentages de fermeture du régulateur

TAB. 7.1 – Paramètres représentatifs des signaux obtenus pour les relevés de tension, d'intensité et de puissance par la centrale Diris A40 en fonction de différents pourcentages de fermeture du régulateur

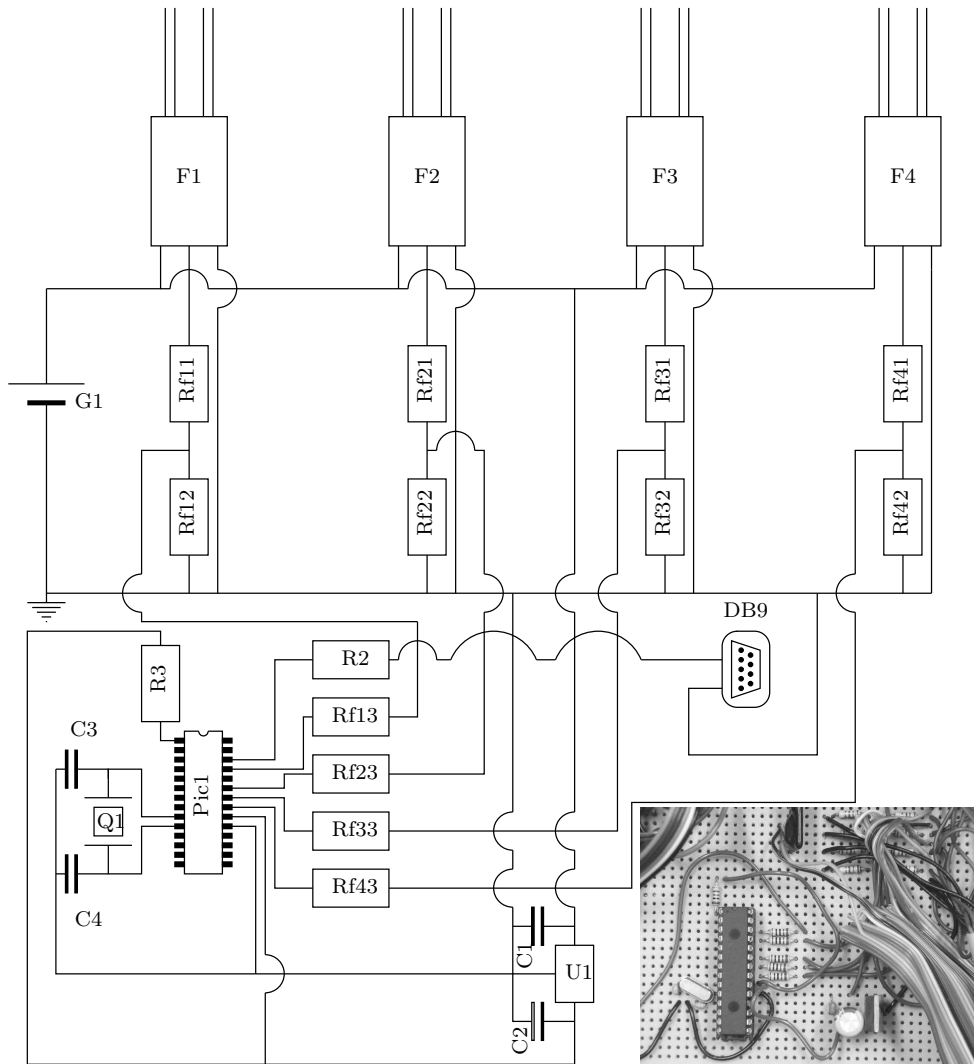
Pourcentage de fermeture	U (V)		I (A)		P (W)	
	Moyenne	Écart-type	Moyenne	Écart-type	Moyenne	Écart-type
10	173	0,51	1,76	1,09	0,109	0,0752
30	173	1,17	4,25	2,15	0,436	0,259
50	172	1,28	7,76	2,44	1,08	0,392
70	169	1,29	7,67	2,19	1,04	0,386
90	168	1,19	9,40	2,16	1,47	0,427
100	168	1,64	9,39	2,73	1,57	0,458

7.4 Détails sur la validation des mesures électriques

La figure 7.4 permet d'apprécier l'évolution des paramètres mesurés par la centrale d'acquisition Diris A40 en fonction de différents pourcentages de fermeture imposés au régulateur. La tension délivrée par l'auto-transformateur est fixée à vide à 175 V. On constate que cette tension varie peu au cours du temps, que la résistance soit traversée par un courant ou non. En revanche, la valeur de l'intensité étant soit maximale (relais passant), soit nulle (relais non passant) et le temps d'intégration de la centrale d'acquisition étant différent de la fréquence de coupure du relais, on subit de très fortes oscillations dans le signal récupéré. Il en va de même pour la valeur de la puissance. Les données statistiques sur l'évolution des relevés de tension, d'intensité et de puissance regroupées dans le tableau 7.1 confirment la stabilité de la tension et les grandes variations d'intensité et de puissance.

7.5 Détails sur l'acquisition de pression

Pour transmettre le signal, le transmetteur de pression Delta OHM HD2004T-2B5A fonctionne en boucle de courant 4 – 20 mA. Cette intensité est convertie en variation de tension à l'aide d'une résistance de 180 Ω . La tension aux bornes de la résistance est directement mesurée par une des entrées analogiques de la carte d'acquisition National Instrument NI 6023E via son bornier de connections (voir le schéma de montage du capteur de pression sur la gauche du schéma général de la figure 7.6 page 244). La carte est ensuite reliée directement à l'ordinateur.



(La nomenclature des composants se trouve dans le tableau 7.4 page 246)

FIG. 7.5 – Schéma électrique de montage des capteurs à fibre optique

7.6 Détails du montage électroniques associé au capteur de gaz incondensables

Dans notre cas, nous utilisons des capteurs à fibres optiques Baumer Electric FVDK 10P81Y0 alimentés par une tension continue de 20 V environ. Leur mode de fonctionnement est tel que lorsque la fibre réceptrice perçoit le signal lumineux émis par la fibre émettrice, au delà d'un certain seuil déterminé préalablement, cette tension d'alimentation est répercutée sur le circuit électrique de mesure. Comme le montre le schéma d'implantation de ces capteurs sur la figure 7.5, cette tension est alors divisée par un pont constitué de deux résistances en série. Ainsi, la tension obtenue peut être directement envoyée à un micro-contrôleur PIC 16F876-20-SP. Celui-ci lit donc la tension de réponse de chaque fibre en travaillant à une fréquence de 20 MHz, ce qui est largement suffisant pour scruter les quatre voies — une pour chaque fibre — et faire l'intégration de ce signal. Cette intégration consiste à réaliser la moyenne mobile de dix cycles d'une seconde environ de scrutation. Durant chaque cycle, le micro-contrôleur calcule le rapport du nombre de scrutations pour lesquelles la fibre était activée sur le nombre total de scrutation. Le signal ainsi conditionné pour chacune des fibres est envoyé par liaison série RS-232 vers l'ordinateur.

Le programme de fonctionnement du micro-contrôleur en PicBasicPro est donné ci-dessous :

```
INCLUDE "bs1defs.bas"

'Définition de la fréquence du microcontrôleur
DEFINE OSC 20

' Déclaration des variables
' Indice 0,1,2,3 pour les 4 fibres optiques

'j resultat de lecture de fibre
j0 VAR WORD
j1 VAR WORD
j2 VAR WORD
j3 VAR WORD

'd100 valeur en %
d1000 VAR WORD
d1001 VAR WORD
d1002 VAR WORD
d1003 VAR WORD

'i indice de boucle
i VAR WORD

'a resultat de la division
a0 VAR WORD
a1 VAR WORD
a2 VAR WORD
a3 VAR WORD

'b indice de moyenne mobile
b VAR WORD

's moyenne sur la boucle
s0 VAR WORD
s1 VAR WORD
```

```
s2 VAR WORD
s3 VAR WORD

'c compteur de boucle sur la moyenne mobile
c VAR BYTE

'som somme pour la moyenne mobile
som0 VAR WORD
som1 VAR WORD
som2 VAR WORD
som3 VAR WORD

'm mise à jour de la somme
m0 VAR BYTE
m1 VAR BYTE
m2 VAR BYTE
m3 VAR BYTE

'moy valeur de moyenne mobile
moy0 VAR BYTE[10]
moy1 VAR BYTE[10]
moy2 VAR BYTE[10]
moy3 VAR BYTE[10]

'res resultat de la moyenne
res0 VAR BYTE
res1 VAR BYTE
res2 VAR BYTE
res3 VAR BYTE

'n nb élément moyenne mobile
n VAR BYTE

'Déclaration des ports d'entrée et de sortie
Input PORTB.0          'Lecture de la fibre 1
Input PORTB.1          'Lecture de la fibre 2
Input PORTB.2          'Lecture de la fibre 3
Input PORTB.4          'Lecture de la fibre 4
Output PORTB.5         'Écriture sur le port série

'initialisation des variables
c=0
m0=0
m1=0
m2=0
m3=0
n=9
res0=0
res1=0
res2=0
res3=0
For b=0 TO n
moy0[b]=0
moy1[b]=0
```

```
moy2[b]=0
moy3[b]=0
Next b

'Début de la boucle principale
loop :

'Initialisation des rapports air/eau
    s0=1
    s1=1
    s2=1
    s3=1

'Mise à jour du compteur
    IF c>n Then c=0
    For b=1 TO 10
        j0=0
        j1=0
        j2=0
        j3=0

'Lecture des fibres
        For i = 0 TO 9999 STEP 1
            IF PORTB.0 =1 Then j0=j0+1
            IF PORTB.2 =1 Then j1=j1+1
            IF PORTB.1 =1 Then j2=j2+1
            IF PORTB.4 =1 Then j3=j3+1

        Next i

'Calcul des rapports sur le cycle
        Disable
        d1000=j0*100
        a0=Div32 i
        Enable
        Disable
        d1001=j1*100
        a1=Div32 i
        Enable
        Disable
        d1002=j2*100
        a2=Div32 i
        Enable
        Disable
        d1003=j3*100
        a3=Div32 i
        Enable

'Calcul des moyennes
        s0=(s0*(b-1)+a0)/b
        s1=(s1*(b-1)+a1)/b
        s2=(s2*(b-1)+a2)/b
        s3=(s3*(b-1)+a3)/b

    Next b
```

```
'Mise à jour des moyennes
  m0=s0
  moy0[c]=s0
  som0=0
  m1=s1
  moy1[c]=s1
  som1=0
  m2=s2
  moy2[c]=s2
  som2=0
  m3=s3
  moy3[c]=s3
  som3=0
  For b=0 TO n
    som0=som0+moy0[b]
    som1=som1+moy1[b]
    som2=som2+moy2[b]
    som3=som3+moy3[b]
  Next b

'Calcul des moyennes mobiles
  res0=som0/(n+1)
  res1=som1/(n+1)
  res2=som2/(n+1)
  res3=som3/(n+1)

'incrémentation du compteur
  c=c+1

'Communication des résultats par le port série

SerOut PORTB.5,N9600,["f ",#c," ",#m0," ",#res0," ",#m1," ",
  #res1," ",#m2," ",#res2," ",#m3," ",#res3,10]

'Bouclage de la boucle principale
GoTo loop
```

7.7 Montage électronique pour la régulation des sorties gazeuses

Le manomètre M1 donne, nous l'avons vu, une réponse comprise entre 4 mA et 20 mA pour des pressions comprises entre 0 bar et $2,5\text{ bar}$. Ainsi, on peut écrire l'équivalence entre la pression mesurée en pascal et la tension aux bornes de la résistance R1 par l'équation 7.2, expression de la loi d'Ohm.

$$U_{R1} = R1 \cdot (6,4 \times 10^{-8} \cdot p + 4 \times 10^{-3}) \quad (7.2)$$

Pour faciliter les comparaisons de tensions ultérieures, il est idéal d'utiliser des tensions comprises entre 0 et 10 V. Ce signal est donc traité par l'amplificateur opérationnel AOP4 monté en amplificateur non inverseur pour donner la tension U_{AOP4} dont la valeur est calculée grâce à l'équation 7.3. Les valeurs typiquement obtenues avec les résistances choisies sont données par le tableau 7.2.

$$U_{AOP4} = U_{R1} \cdot \frac{R41 + R42}{R41} \quad (7.3)$$

Cette tension est alors comparée grâce aux amplificateurs opérationnels montés en comparateur de Schmitt (ou trigger). Ce sont les montages concernant les amplificateurs opérationnels AOP1, AOP2 et AOP3 de la figure 7.6. Dans ces montages, on se trouve dans le cas d'une boucle ouverte et la tension d'entrée différentielle *TED* (tension entre les entrées positive et négative) n'est pas nulle. Ainsi, on obtient un fonctionnement de bascule où la tension de sortie U_s ne peut prendre que deux valeurs qui sont celles des tensions de saturation de l'amplificateur opérationnel $U_{\text{sat}+}$ et $U_{\text{sat}-}$ et qui correspondent à la tension d'alimentation. Dans notre cas, $U_{\text{sat}-} = 0\text{ V}$ et $U_{\text{sat}+} = 20\text{ V}$. Les conditions de fonctionnement de ce type de montage sont données par les relations 7.4.

$$\begin{aligned} TED > 0 &\Rightarrow U_s = U_{\text{sat}+} \\ TED < 0 &\Rightarrow U_s = U_{\text{sat}-} \end{aligned} \quad (7.4)$$

Dans le cas de nos montages, on peut écrire l'expression de la tension d'entrée différentielle par la relation 7.5. Donc, en considérant les conditions de basculement des relations 7.4, on obtient les relations 7.6. On a bien ici un fonctionnement de bascule double puisque les deux tensions d'entrée U_{AOP4} qui font changer la tension d'entrée différentielle de signe ne sont pas identiques.

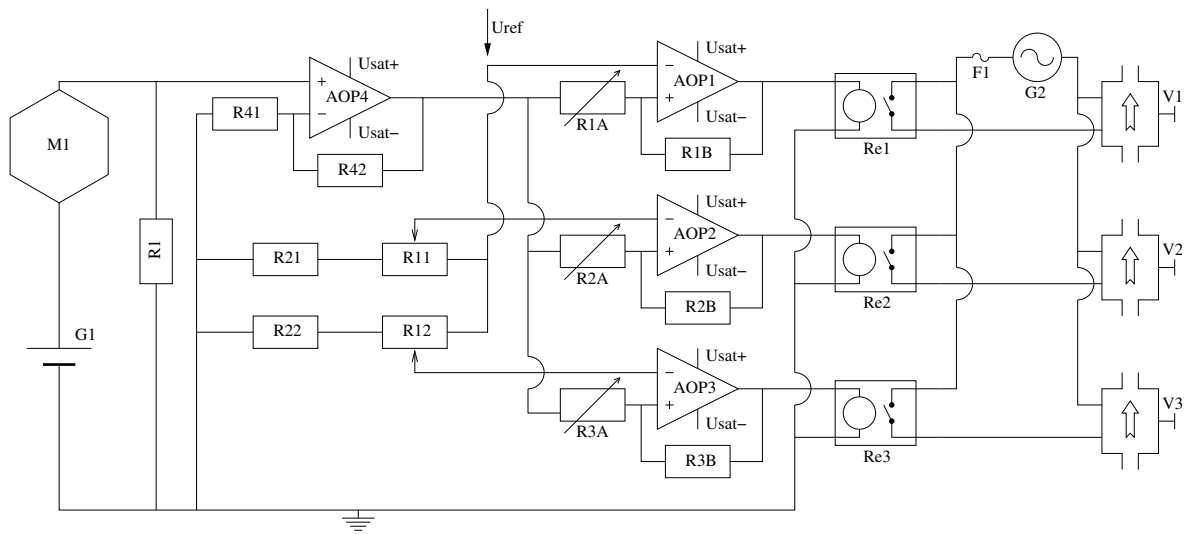
$$TED = \frac{R^*A}{R^*A + R^*B} \cdot U_s + \frac{R^*B}{R^*A + R^*B} \cdot U_{AOP4} - U_{\text{ref}} \quad (7.5)$$

$$\begin{aligned} U_{AOP4} > \frac{R^*A + R^*B}{R^*B} \cdot U_{\text{ref}} - \frac{R^*A}{R^*B} \cdot U_{\text{sat}+} &\Rightarrow U_s = U_{\text{sat}+} \\ U_{AOP4} < \frac{R^*A + R^*B}{R^*B} \cdot U_{\text{ref}} - \frac{R^*A}{R^*B} \cdot U_{\text{sat}-} &\Rightarrow U_s = U_{\text{sat}-} \end{aligned} \quad (7.6)$$

Ainsi, puisque $U_{\text{sat}+} > U_{\text{sat}-}$, il existe trois zones de définition de U_s dont une centrale dans laquelle les deux conditions décrites par les relations 7.6 sont respectées. Dans cette zone, on constate que la tension U_s reste dans la valeur qu'elle possédait avant d'y entrer, d'où le fonctionnement à seuil avec hystérésis dont la caractéristique obtenue est décrite par la figure 7.7.

Ensuite, la tension de sortie de chaque amplificateur opérationnel est récupérée par un relais statique qui commande alors l'ouverture ou la fermeture de chaque vanne correspondante.

On notera que le réglage des résistances pour la définition de l'écart des points de fonctionnement de chaque vannes et l'hystérésis doit être fait manuellement avant chaque expérience et doit être assez fin. Pour cela, comme le montre la figure 7.8, nous utilisons des résistances réglables $R1^*$ de type trimmer dont la plage de réglage sur 25 tours permet une grande précision



(La nomenclature des composants se trouve dans le tableau 7.4 page 246)

FIG. 7.6 – Montage de régulation de pression par sortie des gaz

TAB. 7.2 – Valeurs maximales de tensions applicables pour la régulation

	Pression (Pa)	U_{R1} (V)	U_{AOP4} (V)
Minimum	0	0,72	1,8
Pression atmosphérique	$1,013 \times 10^5$	1,89	4,72
Maximum	$2,5 \times 10^5$	3,60	9,00

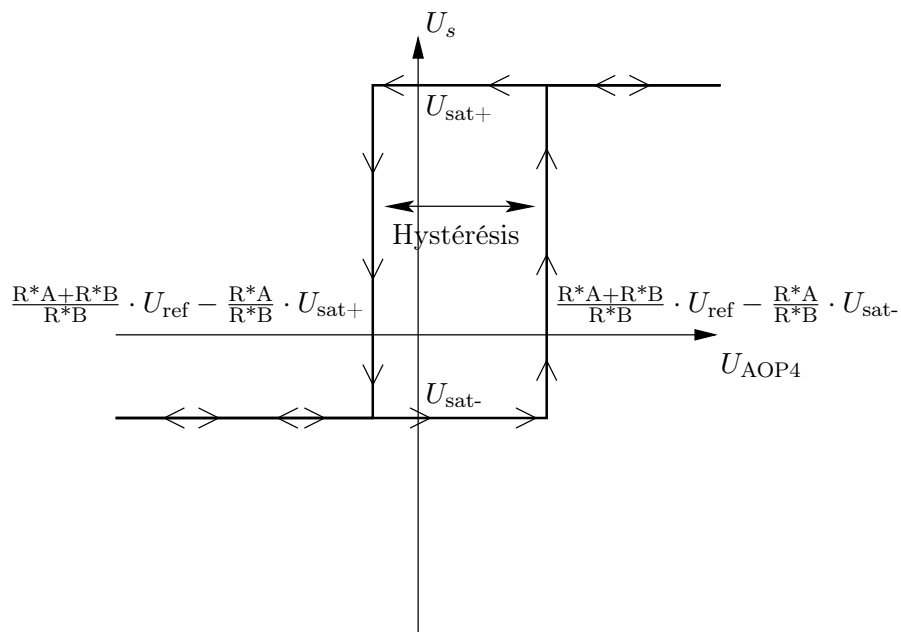


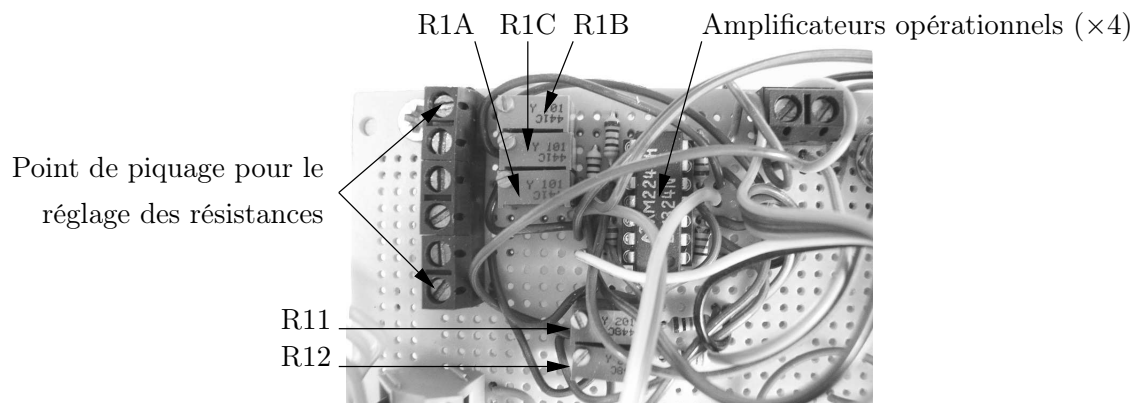
FIG. 7.7 – Caractéristique générale électrique du montage trigger

facilitée aussi par leur montage en pont avec les résistances $R2^*$ comme présenté sur la figure 7.6. En revanche, la valeur de U_{ref} nécessaire à la comparaison est envoyée directement par l'ordinateur via une sortie analogique de la carte d'acquisition National Instrument NI 6023E. La valeur sera donc calculée automatiquement par l'ordinateur grâce à la valeur de la pression de consigne choisie pour l'expérience. On pourra ainsi, à tout moment au cours d'une expérience, par modification de la valeur de consigne, provoquer l'ouverture ou la fermeture simultanée des vannes. Le tableau 7.3 donne un exemple de réglage de la carte électronique pour une régulation standard des sorties gazeuses dans nos expériences.

TAB. 7.3 – Exemples de réglages du montage

Paramètres de régulation des vannes			Réglages manuels	
Pression centrale	$1,5 \times 10^5 Pa$	→	R^*A	$11,57 \Omega$
Écart entre vannes	$1 \times 10^3 Pa$		R11	$2,39 \Omega$
Hystérésis	$\pm 2 \times 10^3 Pa$		R12	$4,78 \Omega$
			Commande automatique	
			U_{ref}	$6.16 V$

(La nomenclature des composants se trouve dans le tableau 7.4 page suivante)



(La nomenclature des composants se trouve dans le tableau 7.4 page suivante)

FIG. 7.8 – Localisation physique du réglage des commandes d'ouverture des vannes

7.8 Nomenclature électronique

TAB. 7.4 – Nomenclature des composants électriques

A40	Centrale de mesure Diris		Q1	Quartz	20 MHz
AOP*	Amplificateur opérationnel LM324N		PIC1	Micro-contrôleur PIC 16F876-20-SP	
C1	Condensateur céramique	0,1 μF	R1	Résistance	180 Ω
C2	Condensateur chimique	100 μF	R2	Résistance	1 k Ω
C3	Condensateur céramique	10 pF	R3	Résistance	500 Ω
C4	Condensateur céramique	10 pF	R4	Résistance	1,5 k Ω
Cpt1	Compteur d'énergie		R41	Résistance	200 Ω
Cv1	Convertisseur de courant		R42	Résistance	300 Ω
D100	Régulateur REX-D100-D400		R1*	Trimmer (25 tours)	201 Ω
DB9	Fiche pour liaison RS-232		R2*	Résistance	825 Ω
F1	Fusible	4 A	R*A	Trimmer (25 tours)	101 Ω
F2	Fusible	16 A	R*B	Résistance	4 020 Ω
F3	Fusible	4 A	Re*	Relais	
F*	Fibre optique FVDK 10P81Y0		Rf*1	Résistance	1,5 k Ω
G1	Générateur de tension	25 V	Rf*2	Résistance	150 Ω
G2	Générateur de tension	230 V	Rf*3	Résistance	1 k Ω
G3	Générateur de tension	230 V	RS485	Convertisseur RS485/RS232	
M1	Manomètre HD2004T-2B5A		U1	Régulateur de tension L7805	5 V
P1	Plaque de chauffe	16 Ω	T1	Auto-transformateur	
			V*	Électrovanne TOR	

7.9 La carte électronique

Sur cette carte électronique sont regroupés les composants utilisés pour l'acquisition et le traitement du signal provenant des fibres optiques et du capteur de pression ainsi que la commande des vannes qui régulent la pression interne.

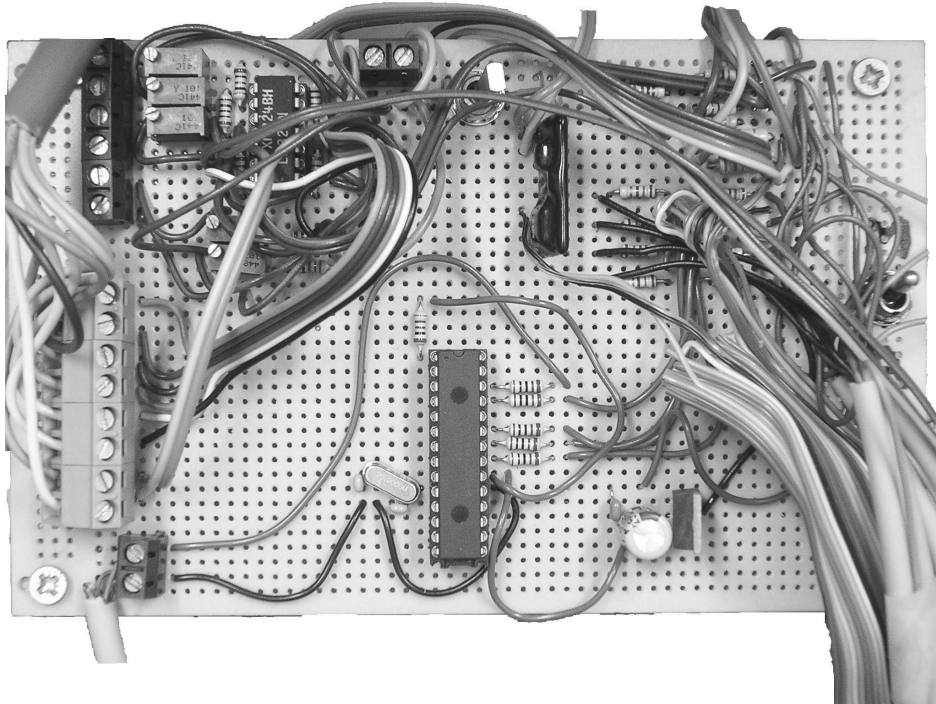


FIG. 7.9 – La carte électronique

7.10 L'interface de supervision

Temps total d'expérience

Temps minimum entre deux enregistrements

Contrôle vannes
Vannes : $U_{ref} = 0 V$

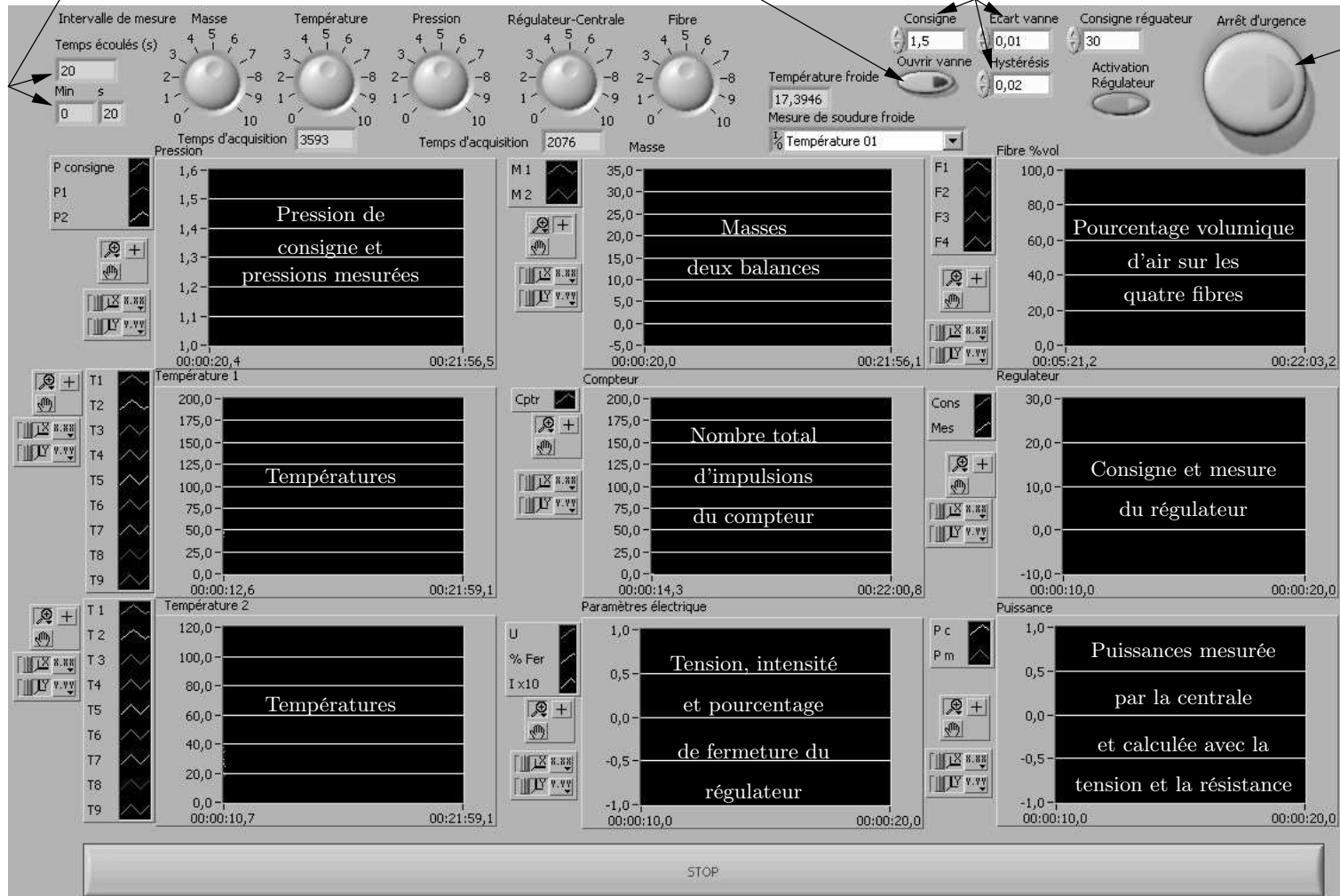


FIG. 7.10 – L'interface de supervision

7.11 Programme MatLab

Les programmes présentés ci-dessous correspondent aux simulations effectuées lors de la cuisson de cube de Téflon plein. Les résultats qu'ils donnent sont exposés au paragraphe 5.8.2 page 173.

7.11.1 Fichier d'initialisation

```

% nettoyage de la mémoire et de l'écran
clear all
close all

tic
disp('Initialisation en cours')
% liste des indices :
% e : eau (liquide)
% v : vapeur
% a : air
% g : gaz (vapeur + air)
% f : fond
% fi : fond interieur
% fe : fond exterieur
% c : couvercle
% l : paroi latérale
% p : paroi (latérale + couvercle)
% pi : paroi intérieure
% pe : paroi extérieure
% ext : extérieure (hors cocotte)

% coefficient de transfert
hplsp=94; % coef. de transfert contact interface pl/sp [W·m-2·°C-1]
hspext=9; % coef. de transfert convection naturelle sp/ext [W·m-2·°C-1]
hplfe=360; % coef. de transfert contact interface pl/fe [W·m-2·°C-1]
hfie=1500; % coef. de transfert interface fi/e [W·m-2·°C-1]
hgp=4.1; % coef. de transfert interface g/l [W·m-2·°C-1]
hgo=6.8; % coef. de transfert interface g/o [W·m-2·°C-1]
hpext=12; % coef. de transfert interface le/ext [W·m-2·°C-1]
heg=6.1; % coef. de transfert interface e/g [W·m-2·°C-1]
zeta=20; % paramètre pour le calcul du
          % coefficient de transfert par ébullition [W·m-2·K-3,43]

% paramètres de cuisson
Text=20; % température ambiante [°C]
Ve=0.001; % Volume d'eau [m3]
Q(1)=1500; % puissance de chauffe en phase 1 [W]
Q(2)=1500; % puissance de chauffe en phase 2 [W]
Q(3)=0; % puissance de chauffe en phase 3 [W]
tQ(1)=0; % durée phase 1. si 0 phase 1 -> phase 2 à l'ouverture de la soupape
tQ(2)=10*60; % durée phase 2
tfin=35*60; % durée totale de simulation (s)

```

```

t_ouv=0;      % instant d'ouverture (s)
purge=0;      % présence d'une purge (0 non; 1 oui)
decompression=1; % décompression rapide (0 non; 1 oui)

% géométrie et propriétés de l'autocuiseur
% L'autocuiseur est considéré comme un cylindre avec un fond et une
% paroi comprenant la paroi latéral et le couvercle
V=0.0066;      % Volume de l'enceinte [m3]
rf=0.09;      % Rayon du fond [m]
rp=0.11;      % Rayon max au paroi [m]
hp=V/(pi*rp*rp); % Hauteur de la paroi [m]
Af=pi*rf*rf;  % Surface du fond [m2]
Ap=Af+2*pi*rp*hp; % Surface de la paroi [m2]
epf1=0.004;   % Epaisseur 1 (Aluminium) du fond [m]
epf2=0.00145; % Epaisseur 2 (inox) du fond [m]
epp=0.001;    % Epaisseur des parois [m]
cpalu=900;    % Chaleur spécifique de l'alu [J.kg-1.C-1]
cpino=480;    % Chaleur spécifique de l'inox [J.kg-1.C-1]
rhoalu=2700;  % Masse volumique de l'aluminium [kg.m-3]
rhoino=7950;  % Masse volumique de l'inox [kg.m-3]
lambdaalu=230; % Conductivité thermique alu [W.m-1.C-1]
lambdaino=15; % Conductivité thermique inox [W.m-1.C-1]
% coef=T/Q [C.J-1] nécessaire au calcul de flux
coefTp=1/(Ap*epp*rhoino*cpino/2); % dans les parois
coefTf=1/(Af*(epf1*rhoalu*cpalu+epf2*rhoino*cpino)/2); % dans le fond
% Coefficient de conduction thermique [W.C]
Cp=Ap*lambdaino/epp; % dans les parois
Cf=Af/(epf1/lambdaalu+epf2/lambdaino); % dans le fond

% plaque de chauffe
mpl=0.789; % Masse de la plaque de chauffe en alu [kg]
mtotal=2.2; % Masse totale de la plaque de chauffe et support [kg]
mdisino=0.287; % Masse d'un disque inox du support [kg]
msp=mdisino; % Masse de la plaque de chauffe en inox [kg]
Aplsp=7.56e-3; % Surface de contact plaque support [m2]
Aspext=7.23e-2; % Surface extérieure du support [m2]

% Les dispositifs assimilés à des trous (voir Bernoulli)
% dm=Section_passage*sqrt(2*deltaP*rho/coef_perte_de_charge_forme)
% diamètre des dispositifs [m]
diamsoup=2e-3;
diampurge=2e-3;
% coefficient constant [m2]
coefsoup=1.414*(pi*diamsoup*diamsoup/4)/sqrt(1.5);
coefpurge=1.414*(pi*diampurge*diampurge/4)/sqrt(1.5);
% Pression de fonctionnement [Pa]
p_soup=0.5e5;
% Température de fonctionnement [C]
T_purge=99;

```

```

% lissage des ouvertures
lissoup=p_soup/425;
lispurge=T_purge/1;

% géométrie et propriétés de l'objet
lambdao=0.25; % Conductivité thermique de l'objet (PTFE) [W·m-1·°C-1]
rhoo=2200; % Masse volumique de l'objet (PTFE) [kg·m-3]
cpo=1000; % Chaleur spécifique de l'objet (PTFE) [J·kg-1·°C-1]
mo=2.15; % Masse de l'objet [kg] Rq : 0 :cocote vide
Vo=mo/rhoo; % Volume de l'objet [m3]
n=2; % facteur de forme 0 plaque, 1 cyl, 2 sph-cube
ro=0.05; % Rayon de l'objet [m]
imax=13; % nombre de noeud dans le produit
Ao=24*ro^2; % Surface de l'objet en contact avec le gaz [m2]
Aog=Ao; % Surface de l'objet en contact avec le gaz [m2]
Vg=V-Vo-Ve; % Volume du gaz [m3]

% cinetique de cuisson : intégrale( 10^((T-Tref)/Z).dt ) coeur et surface
Tref=100; % Température de référence de Z [°C]
Z=28; % augmentation de température nécessaire pour cuire
% 10 fois plus vite [°C]
invZ=1/Z;
tref=9*60; % durée nécessaire pour obtenir une cuisson à Tproduit=Tref [s]

% propriétés eau/vap/air
Mv=0.018; % Masse molaire de la vapeur [kg·mol-1]
Ma=0.029; % Masse molaire de l'air [kg·mol-1]
rhoe=1000; % Masse volumique de l'eau [kg·m-3]
cpv=2030; % Chaleur spécifique de la vapeur [J·kg-1·°C-1]
cpa=1012; % Chaleur spécifique de l'air à 100°C [J·kg-1·°C-1]
cpe=4180; % Chaleur spécifique de l'eau [J·kg-1·°C-1]
io=2.502e6; % Entalpie massique de la vapeur à 0°C [J·kg-1]
imoy=2.25e6; % L vers 110°C NE SERT PAS POUR LES BILANS
% mais uniquement pour l'estimation des flux
% et les ordres de grandeur des 'chaleur' de cond/ebul/evap

% constantes générales
R=8.31; % constante des gaz parfaits [Pa·m3·mol-1·K-1]
K=273.18; % Ecart °C->K
patm=1.013e5; % Pression atmosphérique [Pa]
analog=35e-6/0.0242; % Diffusivité de la vapeur à 100°C
% dans air/conductivité thermique de l'air

% conditions initiales
T0=20; % Température [°C]
HR0=0.3; % Humidité relative de l'air [ND]
% Pression de vapeur saturante [Pa]
pvsat0=exp(23.3265-3802.7/(T0+K)-223426/(T0+K)^2);
pv0=pvsat0*HR0; % Pression partielle de vapeur [Pa]

```

```

pa0=patm-pv0 ; % Pression partielle d'air [Pa]
me0=Ve*rhoe ; % Masse d'eau [kg]
ma0=Ma*pa0*Vg/(R*(T0+K)) ; % Masse d'air [kg]
mv0=Mv*pv0*Vg/(R*(T0+K)) ; % Masse de vapeur [kg]
m0=me0+ma0+mv0 ; % Masse interne [kg]
Hg0=(mv0*cpv+ma0*cpa)*T0 ; % Enthalpie du gaz [J]
He0=me0*(cpe*T0-io) ; % Enthalpie de l'eau [J]

% discrétisation conduction dans le produit
if Vo==0
    coefTo=ones(1,imax) ;
    coeffo=zeros(1,imax) ;
else
    dr=ro/(imax-1) ; % calcul du pas d'espace
    % calcul de la géométrie de chaque tranche
    for i=1 :imax-1
        r(i)=dr*(i-0.5) ; % rayon depuis le centre
        s(i)=Ao*((i-0.5)/(imax-1))^n ; % surface
        v(i)=Vo*((i-0.5)/(imax-1))^(n+1) ; % volume cumulé
    end
    r(imax)=ro ; s(imax)=Ao ; v(imax)=Vo ;
    for i=imax :-1 :2, v(i)=v(i)-v(i-1) ; end
    for i=1 :imax, coefTo(i)=1/(rhoo*cpo*v(i)) ; end % coefTo=T(o)/Q(o) [°C·J-1]
    for i=1 :imax-1, coeffo(i)=s(i)*lambdao/dr ; end % coeffo=T(o)/(Q/t)(o) [W·°C-1]
end

% sauvegarde des paramètres initialisés
save init
disp(['Initialisation terminée en ' num2str(toc) ' s'])

```

7.11.2 Fichier de calcul

```

% nettoyage de la mémoire et de l'écran
clear all
close all

tic
disp('Calcul en cours')

% globalisation des variables
global Text Q tQ Vg Af Ap Aplsp Aspext mpl msp coefTp Cp coefTf Cf ...
    coefsoup p_soup lissoup m0 t_ouv p_doigt coefdoigt lisdoigt ...
    T_purge coefpurge lispurge cpalu cpino
global imax Vo Aog Aoe Tref invZ ph
global Mv Ma rhoe rhoo cpv cpa cpe io imoy R K patm analog
global coefTo coeffo
global ma mv me Tg Te xa pv pa p Tsat Tros Tpi Tpe Tfi Tfe ...
    Cc Cs Tpl Tsp
global dms dmas dmvs dcondp dcondo debul devap dmd dmp dvt
global feg fgp fgo ffe febul fpie fpext ffei fQ fspext fplfe

```

```

global doigt purge decompression
global hplsp hspext hplfe hfie hgp hgo hpext heg zeta hcondp
global debul_hv devap_hv dcondp_hv dcondo_hv dcondo_hl dcondp_hl

% chargement des données d'initialisation
load init

% Initialisation des variables
for i=1 :imax, Y0(i)=T0; end %Tp
Y0(1+imax)=ma0;
Y0(2+imax)=mv0;
Y0(3+imax)=me0;
Y0(4+imax)=Hg0;
Y0(5+imax)=He0;
Y0(6+imax)=T0; % Tpi
Y0(7+imax)=T0; % Tpe
Y0(8+imax)=T0; % Tfi
Y0(9+imax)=T0; % Tfe
Y0(10+imax)=0; % Intégrale de cuisson à coeur
Y0(11+imax)=0; % Intégrale de cuisson en surface
Y0(12+imax)=T0; % Tpl
Y0(13+imax)=T0; % Tsp
ph=1;

% Résolution du système
% Paramétrage du solveur
options = odeset('RelTol',1e-10);
[t,Y] = ODE15s('variation',[0 tfin],Y0,options);

% Récupération des résultats
t_ouv=0;
ph=1;
kmax = size(t,1);
for k=1 :kmax
    vari=variation(t(k),Y(k, :));
    p_t(k)=p;
end
% Détermination de la fin de la cuisson
nbpos=max(find(p_t-patm>=0))+1;
t_ouv=0;
ph=1;
p_t=[];
t=t(1 :nbpos);
Y=Y(1 :nbpos, :);
for k=1 :nbpos
    vari=variation(t(k),Y(k, :));
    ph_t(k)=ph; ma_t(k)=ma; mv_t(k)=mv; me_t(k)=me; Tg_t(k)=Tg;
    Te_t(k)=Te; xa_t(k)=xa; pv_t(k)=pv; pa_t(k)=pa; p_t(k)=p;
    Cc_t(k)=Cc; Cs_t(k)=Cs; Tsat_t(k)=Tsat; Tros_t(k)=Tros;

```



```

Tpi_t(k)=Tpi ; Tpe_t(k)=Tpe ; Tfi_t(k)=Tfi ; Tfe_t(k)=Tfe ;
dms_t(k)=dms ; dmp_t(k)=dmp ; dmas_t(k)=dmas ;
dmvs_t(k)=dmvs ; dvt_t(k)=dvt ; dcondp_t(k)=dcondp ;
dcondo_t(k)=dcondo ; debul_t(k)=debul ; devap_t(k)=devap ;
feg_t(k)=feg ; fgp_t(k)=fgp ; fgo_t(k)=fgo ; ffe_t(k)=ffe ;
febul_t(k)=febul ; fpext_t(k)=fpext ; fplfe_t(k)=fplfe ;
fspext_t(k)=fspext ; fQ_t(k)=fQ ; p_t(k)=p ; pv_t(k)=pv ;
pa_t(k)=pa ; Tpl_t(k)=Tpl ; Tsp_t(k)=Tsp ;
debul_hv_t(k)=debul_hv ; devap_hv_t(k)=devap_hv ;
dcondp_hv_t(k)=dcondp_hv ; dcondo_hv_t(k)=dcondo_hv ;
dcondo_hl_t(k)=dcondo_hl ; dcondp_hl_t(k)=dcondp_hl ; hcondp_t(k)=hcondp ;
end ;

```

```
% Exportation des résultats
```

```

A=[t Y ph_t' ma_t' mv_t' me_t' Tg_t' Te_t' xa_t' pv_t' pa_t' ...
    p_t' Cc_t' Cs_t' Tsat_t' Tros_t' Tpi_t' Tpe_t' ...
    Tfi_t' Tfe_t' dms_t' dmp_t' dmas_t' dmvs_t' ...
    dvt_t' dcondp_t' dcondo_t' debul_t' devap_t' feg_t' ...
    fgp_t' fgo_t' ffe_t' febul_t' fpext_t' fspext_t' fQ_t' ...
    fplfe_t' p_t' pv_t' pa_t' Tpl_t' Tsp_t' debul_hv_t' ...
    devap_hv_t' dcondp_hv_t' dcondo_hv_t' dcondo_hl_t' ...
    hcondp_t' dcondp_hl_t'] ;
save resultat.out A -ascii ;
save resultat t Y ph_t ma_t mv_t me_t Tg_t Te_t xa_t pv_t pa_t ...
    p_t Cc_t Cs_t Tsat_t Tros_t Tpi_t Tpe_t Tfi_t Tfe_t ...
    dms_t dmp_t dmas_t dmvs_t dvt_t dcondp_t dcondo_t ...
    debul_t devap_t feg_t fgp_t fgo_t ffe_t febul_t ...
    fpext_t fplfe_t fspext_t fQ_t p_t pv_t pa_t Tpl_t Tsp_t ...
    debul_hv_t devap_hv_t dcondp_hv_t dcondo_hv_t dcondo_hl_t ...
    dcondp_hl_t hcondp_t ;
disp(['Calcul terminé en ' num2str(toc) ' s'])

```

7.11.3 Fichier de variation

```

function dY_dt=variation(t,Y,tfin)

global Text Q tQ Vg Af Ap Aplsp Aspext mpl msp coefTp Cp coefTf Cf ...
    coefsoup p_soup lissoup m0 t_ouv p_doigt coefdoigt lisdoigt ...
    T_purge coefpurge lispurge cpalu cpino
global imax Vo Aog Aoe Tref invZ ph
global Mv Ma rhoe rhoo cpv cpa cpe io imoy R K patm analog
global coefTo coeffo
global ma mv me Tg Te xa pv pa p Tsat Tros Tpi Tpe Tfi Tfe ...
    Cc Cs Tpl Tsp
global dms dmas dmvs dcondp dcondo debul devap dmd dmp dvt
global feg fgp fgo ffe febul fpie fpext ffei fQ fspext fplfe
global doigt purge decompression
global hplsp hspext hplfe hfie hgp hgo hpext heg zeta hcondp
global debul_hv devap_hv dcondp_hv dcondo_hv dcondo_hl dcondp_hl

```

```

% identification des variables
% To(1 :imax) noté simplement Y(1 :imax)
Tos=Y(imax); % Température de l'objet en surface [°C]
ma=max(0,Y(1+imax)); % Masse d'air [kg]
mv=Y(2+imax); % Masse de vapeur [kg]
me=Y(3+imax); % Masse d'eau [kg]
Hg=Y(4+imax); % Enthalpie du gaz [J]
He=Y(5+imax); % Enthalpie de l'eau [J]
Tpi=Y(6+imax); % Température de la paroi interne [°C]
Tpe=Y(7+imax); % Température de la paroi externe [°C]
Tfi=Y(8+imax); % Température du fond interne [°C]
Tfe=Y(9+imax); % Température du fond externe [°C]
Cc=Y(10+imax); % Intégrale de cuisson à coeur
Cs=Y(11+imax); % Intégrale de cuisson en surface
Tpl=Y(12+imax); % Température de la plaque [°C]
Tsp=Y(13+imax); % Température du support [°C]

% calcul des variables secondaires
Tg=Hg/(mv*cpv+ma*cpa); % Température du gaz [°C]
Te=(He/me+io)/cpe; % Température de l'eau [°C]
xa=ma/(ma+mv); % Fraction massique d'air
xv=1-xa; % Fraction massique de vapeur
rhog=(mv+ma)/Vg; % Masse volumique du gaz [kg.m-3]
pv=mv*R*(Tg+K)/(Mv*Vg); % Pression partielle de vapeur [Pa]
pa=ma*R*(Tg+K)/(Ma*Vg); % Pression partielle d'air [Pa]
p=pv+pa; % Pression totale [Pa]
epe=me/(Af*rhoe); % Epaisseur d'eau [m]
% Tsat : Température de saturation du gaz [°C]
% Tros : Température de rosée de la vapeur [°C]
% Optenue avec  $psat = \exp(23.3265 - 3802.7 / (T + K) - 223426 / (T + K)^2)$ 
Tsat=1/(sqrt(7.242e-5+4.476e-6*(23.3265-log(p)))-8.51e-3)-K;
Tros=1/(sqrt(7.242e-5+4.476e-6*(23.3265-log(pv)))-8.51e-3)-K;

% determination de la phase de cuisson
if tQ(1)==0
    if (p-patm-p_soup<0)&(ph==1)
        ph=1;
    else
        if t_ouv==0, t_ouv=t; end
        if t<t_ouv+tQ(2), ph=2; else ph=3; end
    end
else
    ph=1;
    if t>tQ(1), ph=2; end
    if t>tQ(1)+tQ(2), ph=3; end
end

% état des dispositifs
% soupape

```

```

% règle la pression d'ouverture de la soupape
if ph==3 dpseuil=(1-decompression)*p_soup; else dpseuil=p_soup; end
dp=p-patm-dpseuil;
if dp>0 % test si la soupape est ouverte
    dms=coefsoup*sqrt(rhog*(p-patm))*(1-exp(-((dp)/lissoup)^2));
else
    dms=0;
end
% purge
% test si purge ouverte
if (ph==1) & (Tg<T_purge) & (p-patm>0) & (purge==1)
    dmp=coefpurge*sqrt(rhog*(p-patm))*(1-exp(-((p-patm)/lispurge)^2));
else
    dmp=0;
end
dmas=xa*(dms+dmp); % débit massique sortie air soupape [kg.s-1]
dmvs=xv*(dms+dmp); % débit massique sortie vapeur soupape [kg.s-1]
dvt=(dmas+dmvs)/rhog;

% calcul des coefficients de transfert

% condensation laterale
if Tpi<Tros % test si la température de condensation est atteinte
    hcondp=hcond(0.943,0.6,rhoe,1,9.81,imoy,3e-4,Tsat,Tpi,0.17,xa);
    dcondp=Ap*hcondp*(Tros-Tpi)/imoy;
    % Rq : en toute rigueur hv(Tg)-hl(Tpi) au lieu de imoy
else
    dcondp=0; % Pas de condensation
end;
dcondp_hv=dcondp*cpv*Tg; % enthalpie de vapeur condensante sur paroi [J]
dcondp_hl=dcondp*(cpe*Tpi-io); % enthalpie des condensats liquides sur paroi [J]

% condensation produit
if Tos<Tros % test si la température de condensation est atteinte
    hcondo=hcond(0.815,0.6,rhoo,1,9.81,imoy,3e-4,Tsat,Tos,0.02,xa);
    dcondo=Aog*hcondo*(Tros-Tos)/imoy;
else
    dcondo=0; % Pas de condensation
end;
dcondo_hv=dcondo*cpv*Tg; % enthalpie de vapeur condensante sur aliment [J]
dcondo_hl=dcondo*(cpe*Tos-io); % enthalpie des condensats liquides sur aliment [J]

% ébullition
alpha=2e-3;
% test si la température d'ébullition est atteinte
if Tfi>Tsat
    hebul=zeta*(Tfi-Tsat)^2.43;
    febul=Af*hebul*(Tfi-Tsat);
else

```

```

    febul=0; % Pas d'ébullition
end
if Te<Tsat % Test si la température de l'eau permet l'ébullition
    debul=0; % Pas d'ébullition
else
    debul=alpha*(Te-Tsat);
end
debul_hv=debul*cpv*Tsat; % enthalpie de la vapeur en ébullition (W)

% calcul des flux
fQ=Q(ph); % puissance de chauffage
fplsp=Aplsp*hplsp*(Tpl-Tsp); % plaque -> support (contact)
fspext=Aspext*hspect*(Tsp-Text); % support -> ext (convection)
fplfe=Af*hplfe*(Tpl-Tfe); % plaque -> fond.ext (contact)
fpie=Cp*(Tpi-Tpe); % lateral.int -> ext (conduction)
ffe=Cf*(Tfe-Tfi); % fond.ext -> int (conduction)
ffe=Af*hfie*(Tfi-Te); % fond -> eau (convection)
fgp=Ap*hgp*(Tg-Tpi); % gaz -> latéral (convection)
fgo=Aog*hgo*(Tg-Tos); % gaz -> objet (convection)
fpext=Ap*hpext*(Tpe-Text); % latéral -> ambiance (convection)
% eau -> gaz chaleur + evaporation
if debul==0 % Test si convection naturelle
    feg=Af*heg*(Te-Tg);
    keg=heg*analog; % coef. de transfert massique interface e/g [kg.m-2.s-1]
    % rhovsatTe : Masse volumique de la vapeur saturante [kg.m-3]
    rhovsatTe=exp(23.3265-3802.7/(Te+K)-223426/(Te+K)^2)*Mv/(R*(Te+K));
    rhovg=mv/Vg; % Masse volumique vapeur dans gaz [kg.m-3]
    devap=Af*keg*(rhovsatTe-rhovg);
    devap_hv=devap*cpv*Te;
else % Pas de convection naturelle
    feg=0;
    devap=0;
    devap_hv=0;
end

% équation de bilan
dY_dt=zeros(9+imax,1);
% conduction produit
if Vo==0
    for i=1 :imax, dY_dt(i)=0; end %
else
    for i=1 :imax-1, fp(i)=coeffo(i)*(Y(i)-Y(i+1)); end % flux i->i+1
    dY_dt(1)=coefTo(1)*coeffo(1)*(Y(2)-Y(1));
    for i=2 :imax-1
        dY_dt(i)=coefTo(i)*(fp(i-1)-fp(i));
    end;
    dY_dt(imax)=coefTo(imax)*(fp(imax-1)+fgo+dcondo_hv-dcondo_hl);
end

```

```

dY_dt(1+imax)=-dmas ; % dma/dt
dY_dt(2+imax)=-dmvs-dcondp-dcondo+debul+devap ; % dmvs/dt
dY_dt(3+imax)=dcondp+dcondo-debul-devap ; % dme/dt
dY_dt(4+imax)= feg-fgp-fgo+debul_hv+devap_hv- ...
    dcondp_hv-dcondo_hv-(dmas*cpa+dmvs*cpv)*Tg ; % dHg/dt
dY_dt(5+imax)= max(ffe,febul)-feg+dcondp_hl+ ...
    dcondo_hl-debul_hv-devap_hv ; % dHe/dt
dY_dt(6+imax)=coefTp*(fgp-fpie+dcondp_hv-dcondp_hl) ; % dTli/dt
dY_dt(7+imax)=coefTp*(fpie-fpext) ; % dTle/dt
dY_dt(8+imax)=coefTf*(ffe-max(ffei,febul)) ; % dTfi/dt
dY_dt(9+imax)=coefTf*(fplfe-ffei) ; % dTfe/dt
dY_dt(10+imax)=10^((Y(1)-Tref)*invZ) ; % dCc/dt
dY_dt(11+imax)=10^((Y(imax-1)-Tref)*invZ) ; % dCs/dt
dY_dt(12+imax)=(fQ-fplsp-fplfe)/(mpl*cpalu) ; % dTpl/dt
dY_dt(13+imax)=(fplsp-fspext)/(msp*cpino) ; % dTsp/dt

%% Sous-fonction pour le calcul de hcond
function hcondcalc=hcond(coeff,kl,rhol,rhog,g,ilg,mul,Tsat,Tw,L,xa)

% kl % conductivité thermique du liquide [W·m-1·°C-1]
% rhol % masse volumique liquide [kg·m-3]
% rhog % masse volumique gaz [kg·m-3]
% g % accélération de la pesanteur [m·s-2]
% ilg % chaleur latente d'évaporation [J·kg-1]
% mul % viscosité dynamique du liquide [N·s·m-2]
% Tsat % température de saturation [°C]
% Tw % température de la paroi [°C]
% L % hauteur de la paroi [m]
% xa % teneur massique en air [NA]
% coeff % coefficient de forme

% coefficient de transfert thermique vapeur pure [w·m-2·°C-1]
h=coeff*((kl^3*rhol*(rhol-rhog)*g*ilg)/(mul*(Tsat-Tw)*L)).^(1/4) ;

% coefficient correcteur [NA]
cr=1/2*(exp(-47.7294*xa.^(0.6246))+exp(-2.8235*xa.^(0.3533))) ;

% coefficient de transfert thermique en présence d'incondensables [w·m-2·°C-1]
hcondcalc=cr*h ;

```

7.12 Tableau des essais réalisés

Les tableaux présentés ci-après reprennent l'ensemble des essais importants réalisés avec un autocuseur. Nous avons regroupés ici les essais à la fois expérimentaux et de simulation. On pourra pour chacun d'entre eux se reporter au paragraphe correspondant pour avoir les résultats obtenus.

Paragraphe	Objectif	Méthode	Pression de régulation	Puissance de chauffe montée en pression	de chauffe maintien en pression	Durée du palier en pression	Charge en eau	Objet	Type de soupape	Principales mesures	Remarques
5.2 page 143	Validation de l'hypothèse d'homogénéité de température et de composition du gaz	Expérience	1,5 bar	2 000 W	500 W	12 min	1 l	Non	Standard	Températures et composition locale du gaz	
5.3 page 148	Recherche des coefficients d'écoulement au travers de la soupape	Expérience	Entre 1,52 bar et 1,57 bar	2 000 W	Variable	N.R.	2 l	Non	Standard	Pression et masse de vapeur sortie	
5.3 page 148	Validation du fonctionnement de la soupape pilotée	Expérience	1,5 bar	2 000 W	500 W	4 min 30 s	0,75 l	Non	Standard	Pression	
5.3 page 148	Validation du fonctionnement de la soupape pilotée	Expérience	1,5 bar	2 000 W	500 W	4 min 30 s	0,75 l	Non	Pilotée	Pression	
5.4.3 page 152	Validation des cinétiques d'évolution de la texture	Expérience	1,5 bar	700 W	N.R.	0 s	1 l	Carottes en rondelles	Standard	Températures à cœur des carottes	
5.4.3 page 152	Validation des cinétiques d'évolution de la texture	Expérience	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	2 min 45 s	1 l	Carottes en rondelles	Standard	Températures à cœur des carottes	Le critère d'arrêt est la température de la carotte
5.4.3 page 152	Validation des cinétiques d'évolution de la texture	Expérience	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	6 min 00 s	1 l	Carottes en rondelles	Standard	Températures à cœur des carottes	
5.4.3 page 152	Validation des cinétiques d'évolution de la texture	Expérience	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	7 min 00 s	1 l	Carottes en rondelles	Standard	Températures à cœur des carottes	
5.4.3 page 152	Validation des cinétiques d'évolution de la texture	Expérience	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	8 min 00 s	1 l	Carottes en rondelles	Standard	Températures à cœur des carottes	
5.4.3 page 152	Validation des cinétiques d'évolution de la texture	Expérience	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	11 min 00 s	1 l	Carottes en rondelles	Standard	Températures à cœur des carottes	

TAB. 7.5 – Table des essais réalisés en autocuisiseur (1/3)

TAB. 7.6 – Table des essais réalisés en autocuiseur (2/3)

Paragraphe	Objectif	Méthode	Pression de régulation	Puissance de chauffe montée en pression	Puissance de chauffe maintien en pression	Durée du palier en pression	Charge en eau	Objet	Type de soupape	Principales mesures	Remarques
5.6.1 page 162	Analyse de sensibilité du modèle aux paramètres de transferts	Simulation (Modèle à compartiments)	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	5 min 00 s	1 l	Non		Pression, températures et composition du gaz sortant	8 essais avec des paramètres thermiques différents
5.6.2 page 165	Analyse de sensibilité du modèle aux paramètres de transferts	Simulation (Modèle à compartiments)	Entre 1,2 bar et 1,8 bar	Entre 1 200 W et 1 800 W	Entre 1 200 W et 1 800 W	5 min 00 s	1 l	Non		Pression, températures et composition du gaz sortant	4 essais avec des paramètres de conduites différents
5.7 page 167	Validation du modèle à compartiments	Expérience puis simulation (Modèle à compartiments)	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	5 min 00 s	1 l	Non	Pilotée	Pression, températures et composition du gaz sortant	
5.8 page 172	Validation du modèle à compartiments sur un aliment modèle et analyse	Expérience puis simulation (Modèle à compartiments)	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	10 min 00 s	1 l	Cube de plein Téflon	Pilotée	Pression, températures et composition du gaz sortant	
5.9 page 183	Validation du modèle à compartiments sur un aliment réel	Expérience puis simulation (Modèle à compartiments)	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	00 s 3 min 00 s 6 min 00 s 10 min 00 s 12 min 00 s	1 l	Carottes en bâton (Ø entre 2,5 cm et 3,5 cm)	Pilotée	Pression, températures et composition du gaz sortant	5 essais avec des temps de palier différents Dans le modèle : $\varnothing_{carotte} = 3\text{ cm}$
5.9 page 183	Validation du modèle à compartiments sur un aliment réel	Simulation (Modèle à compartiments)	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	12 min 00 s	1 l	Carottes en bâton (Ø entre 2,5 cm et 3,5 cm)		Pression, températures et composition du gaz sortant	

Paragraphe	Objectif	Méthode	Pression de régulation	Puissance de chauffe montée en pression	Puissance de chauffe maintien en pression	Durée du palier en pression	Charge en eau	Objet	Type de soupape	Principales mesures	Remarques
5.10 page 190	Influence de la géométrie de l'objet	Expérience	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	10 min 00 s	1 l	Cube de Téflon perforé vertical	Pilotée	Température et composition locale du gaz	
5.10 page 190	Influence de la géométrie de l'objet	Expérience	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	10 min 00 s	1 l	Cube de Téflon perforé horizontal	Pilotée	Température et composition locale du gaz	
5.11 page 196	Influence de la conduite de la cuisson	Simulation (Modèle à compartiments)	1,5 bar	1 500 W	1 500 W	10 min 00 s	1 l	Carottes en bâton		Pression, températures et composition du gaz sortant	$\varnothing_{carotte} = 3\text{ cm}$
5.11.1 page 196	Influence de la conduite de la cuisson	Simulation (Modèle à compartiments)	1,5 bar	1 500 W	500 W	10 min 00 s	1 l	Carottes en bâton		Pression, températures et composition du gaz sortant	$\varnothing_{carotte} = 3\text{ cm}$
5.11.2 page 204	Influence de la conduite de la cuisson	Simulation (Modèle à compartiments)	1,5 bar	1 500 W	500 W	10 min 00 s	1 l	Carottes en bâton		Pression, températures et composition du gaz sortant	$\varnothing_{carotte} = 3\text{ cm}$ Simulation d'une purge
5.11.3 page 209	Recherche d'optimisation de la conduite de la cuisson	Simulation (Modèle à compartiments)	1,5 bar	1 500 W	500 W ou 500 W	Divers	1 l	Carottes en bâton		Pression, températures et composition du gaz sortant	3 essais comme les précédents mais critère d'arrêt <u>Valeur cuisatrice</u>
5.12 page 211	Validation du modèle CFD	Expérience	1,5 bar	1 000 W	1 000 W	N.R.	1 l	Pommes de terre en boule	Standard	Pression et températures	\varnothing_{pdt} entre 6,0 cm et 6,5 cm
5.12 page 211	Cartographie	Simulation (Modèle CFD)	1,5 bar	1 000 W	1 000 W	N.R.	1 l	Pommes de terre en boule		Pression, températures et flux de condensation	$\varnothing_{pdt} = 6,5\text{ cm}$

TAB. 7.7 – Table des essais réalisés en autocuisiseur (3/3)

7.13 Obtention des courbes des graphiques 5.35, 5.51, 5.52 et 5.56

Courbe 1 : Flux de la plaque vers le fond

Le flux de la plaque vers le fond $q_{pl \rightarrow fe}$ est calculé par le modèle au cours du temps. Voir paragraphe 4.2.3.4 page 120.

Courbe 2 : Flux du fond vers l'eau

Le flux du fond vers l'eau correspond au maximum entre le flux convectif du fond vers l'eau et le flux d'ébullition, $\max(q_{fi \rightarrow e}; q_{ebul, fi \rightarrow e})$, calculés par le modèle au cours du temps. Voir le paragraphe 4.2.3.3 page 119 et 4.2.3.6 page 122.

Courbe 3 : Vitesse de variation de la chaleur sensible de l'eau

La variation de la chaleur sensible de l'eau correspond à chaque instant t à $m_e(t) \cdot Cp_e \cdot \frac{dT_e}{dt}$. Le modèle donne au cours du temps la masse d'eau m_e mais pas la variation de température de l'eau $\frac{dT_e}{dt}$, mais, dans le calcul des flux, nous avons accès à la variation d'enthalpie de l'eau $\frac{dHe}{dt}$ dont nous donnons l'expression avec l'équation 7.7. Comme le modèle calcule à tout instant la variation de masse d'eau, nous connaissons $\frac{dme}{dt}$. Nous pouvons donc en déduire $\frac{dT_e}{dt}$ grâce à l'équation 7.8.

$$\begin{aligned} \frac{dHe}{dt} &= \frac{d(me \cdot (Cp_e \cdot T_e - i_0))}{dt} \\ &= \frac{dme}{dt} \cdot (Cp_e \cdot T_e - \Delta H_0) + me \cdot Cp_e \cdot \frac{dT_e}{dt} \end{aligned} \quad (7.7)$$

$$\frac{dT_e}{dt} = \frac{\frac{dHe}{dt} - \frac{dme}{dt} \cdot (Cp_e \cdot T_e - \Delta H_0)}{me \cdot Cp_e} \quad (7.8)$$

Courbe 6 : Flux d'ébullition

Le flux d'ébullition correspond à chaque instant t à $\dot{m}_{ebul} \cdot (\Delta H_0 + (Cp_v - Cp_e) \cdot T_e)$ dont l'ensemble des termes est calculé par le modèle au cours du temps. Voir le paragraphe 4.2.3.6 page 122.

Courbe 5 : Flux d'évaporation

Le flux d'évaporation correspond à chaque instant t à $\dot{m}_{évap} \cdot (\Delta H_0 + (Cp_v - Cp_e) \cdot T_e)$ dont l'ensemble des termes est calculé par le modèle au cours du temps. Voir le paragraphe 4.2.3.5 page 121.

Courbe 6 : Flux de condensation sur la paroi

Le flux de condensation sur la paroi correspond à l'écart de flux enthalpiques de la vapeur qui se condense sur la paroi et de l'eau qui en résulte, $q_{cond, v, g \rightarrow pi} - q_{cond, l, g \rightarrow pi}$ qui sont calculés par le modèle au cours du temps. Voir le paragraphe 4.2.3.7 page 125.

Courbe 7 : Flux de condensation sur l'objet

Le flux de condensation sur l'objet correspond à l'écart de flux enthalpiques de la vapeur qui se condense sur l'objet et de l'eau qui en résulte, $q_{cond, v, g \rightarrow o} - q_{cond, l, g \rightarrow o}$ qui sont calculés par le modèle au cours du temps. Voir le paragraphe 4.2.3.7 page 125.

Courbe 8 : Flux de pertes à la soupape

Le flux de pertes à la soupape correspond à chaque instant t à $\dot{m}_v \cdot (\Delta H_0 + (Cp_v - Cp_e) \cdot T_e)$ dont l'ensemble des termes est calculé par le modèle au cours du temps. Voir le paragraphe 4.2.3.1 page 115.

Courbe 9 : Flux de pertes extérieures

Le flux de pertes extérieures correspond au flux de convection $q_{pe \rightarrow ext}$ calculé par le modèle au cours du temps. Voir le paragraphe 4.2.3.3 page 119.



Bibliographie

- A. ADAMS & N. DE KIMPE, « Formation of pyrazines and 2-acetyl-1-pyrroline by *Bacillus cereus* », *Food Chemistry*, vol. 101, n° 3, p. 1230–1238, 2007.
- AFNOR, *NF V 46-003. Viandes cuites sans additifs dans leur conditionnement final.*, Août 1997.
- AFNOR, *NF EN 12778. Articles culinaires à usage domestique – Autocuiseurs à usage domestique*, Avril 2003.
- A. ANGLADETTE, *Le riz*, G. P. Maisonneuve et Larose, 1966.
- N. APPERT, *L'art de conserver pendant plusieurs années, toutes les substances animales et végétales*, Patris et Cie, Paris, 1810.
- M. E. BAILEY & R. G. EINIG, Reaction flavors of meat, Dans *Thermal generation of aromas*, T. H. PARLIMENT, R. J. MCGORRIN & C.-T. HO (coordinateurs), American Chemical Society, 1989.
- B. K. BALA, « Computer modelling of the rural energy system and of CO₂ emissions for bangladesh », *Energy*, vol. 22, n° 10, p. 999–1003, 1997.
- R. E. BALDWIN & O. J. COTTERILL, Eggs, Dans *Effects of heating on foodstuffs*, R. J. PRIESTLEY (coordinateur), Applied Science Publishers, London, 1979.
- Z. BARAMPAMA & R. E. SIMARD, « Effects of soaking, cooking and fermentation on composition, in-vitro starch digestibility and nutritive value of common beans », *Plant Foods for Human Nutrition*, vol. 48, n° 4, p. 349–365, 1995.
- P. BARHAM, *The science of cooking*, Springer-Verlag, Berlin, 2001.
- A. BENTERUD, Vitamin losses during thermal processing, Dans *Physical, chemical and biological changes in food caused by thermal processing*, T. HØYEM & O. KVÅLE (coordinateurs), chap. 11, p. 185–201, Applied Science Publishers, 1977.
- S. BERNHARDT & E. SCHLICH, « Impact of different cooking methods on food quality : Retention of lipophilic vitamins in fresh and frozen vegetables », *Journal of Food Engineering*, vol. 77, n° 2, p. 327–333, 2006.
- W. D. BIGELOW, G. S. BOHART, A. C. RICHARDSON & C. O. BALL, « Heat penetration in processing canned foods », *National Cannery Association*, vol. 16 L, 1920.
- J.-J. BIMBENET, A. DUQUENOY & G. TRYSTRAM, *Génie des procédés alimentaires. Des bases aux applications*, Dunod, Paris, 2002.

- R. BIRD, W. STEWART & E. LIGHTFOOT, *Transport phenomena*, John Wiley & Sons, New-York, 1963.
- A. BAŃKOWSKA, A. Z. KUCHARSKA & J. OSZMIAŃSKI, « The effects of heating, UV irradiation, and storage on stability of the anthocyanin-polyphenol copigment complex », *Food Chemistry*, vol. 81, n° 3, p. 349–355, 2003.
- M. C. BOURNE, « Effect of blanch temperature on kinetics of thermal softening of carrots and green beans », *Journal of Food Science*, vol. 52, n° 3, p. 667–668 :690, 1987.
- M. C. BOURNE, *Food texture and viscosity : Concept and measurement*, Academic Press, San Diego, seconde édition, 2002.
- L. BRAVO, P. SIDDHURAJU & F. SAURA-CALIXTO, « Effect of various processing methods on the in vitro starch digestibility and resistant starch content of indian pulses », *Journal of Agricultural and Food Chemistry*, vol. 46, n° 11, p. 4667–4674, 1998.
- L. A. BROMLEY, « Heat transfer in stable film boiling », *Chemical Engineering Progress*, vol. 46, p. 221–227, 1950.
- S. BUDŹAKI & B. ŠERUGA, « Determination of convective heat transfer coefficient during frying of potato dough », *Journal of Food Engineering*, vol. 66, n° 3, p. 307–314, 2005.
- P. BURG & P. FRAILE, « Vitamin C destruction during the cooking of a potato dish », *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie*, vol. 28, n° 5, p. 506–514, 1995.
- J. K. CARSON, J. WILLIX & M. F. NORTH, « Measurements of heat transfer coefficients within convection ovens », *Journal of Food Engineering*, vol. 72, n° 3, p. 293–301, 2006.
- M. CARTIGNY, *Dispositif de verrouillage-déverrouillage à mâchoires d'un couvercle sur une cuve*, Brevet, France, n° 2.701.370, 15 février 1993.
- H. CHEFTEL & G. THOMAS, « Principes et méthodes pour l'établissement des barèmes de stérilisation des conserves alimentaires », Bulletin 14, Établissement J.-J. Carnaud et Forges de Basse-Indre, Septembre 1963.
- J. CHEFTEL, H. CHEFTEL & P. BESANÇON, *Introduction à la biochimie et à la technologie des aliments (Volume 2)*, Technique et Documentation, Entreprise Moderne d'Édition, 1976.
- E. CHIAVARO, D. BARBANTI, E. VITTADINI & R. MASSINI, « The effect of different cooking methods on the instrumental quality of potatoes (cv. Agata) », *Journal of Food Engineering*, vol. 77, n° 1, p. 169–178, 2006.
- Y. CHIN, S. ORMISTON & H. SOLIMAN, « Numerical solution of the complete two-phase model for laminar film condensation with a noncondensable gas », Dans *Proceedings of the tenth International Heat and Mass Transfer Conference*, vol. 3, p. 287–292, Brighton, 1994.
- F. CHINESTA, R. TORRES, A. RAMON, M. C. RODRIGO & M. RODRIGO, « Homogenized thermal conduction model for particulate foods », *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 41, p. 1141–1150, 2002.
- S. W. CHURCHILL, Free convection around immersed bodies, Dans *Heat exchange design handbook*, E. U. SCHLÜNDER (coordinateur), Hemisphere Publishing, 1983.

- S. W. CHURCHILL & R. USAGI, « A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena », *American Institute of Chemical Engineers Journal*, vol. 18, p. 1121–1128, 1972.
- J. CLAUDIAN, Évolution de l'alimentation humaine, Dans *Alimentation et nutrition humaines*, H. DUPIN, J.-L. CUQ, M.-I. MALEWIAK, C. LEYNAUD-ROUAUD & A.-M. BERTHIER (coordinateurs), p. 39–50, ESF éditeur, Paris, 1992.
- B. COLAS, Propriétés structurantes de l'eau dans les légumes et dans les fruits, Dans *L'eau dans les aliments*, M. LE MESTE, D. LORIENT & D. SIMATOS (coordinateurs), p. 189–206, Lavoisier, Paris, 2002.
- M. J. ORUÑA CONCHA, J. BAKKER & J. M. AMES, « Comparison of the volatile components of two cultivars of potato cooked by boiling, conventional baking and microwave baking », *Journal of the Science of Food and Agriculture*, vol. 82, n° 9, p. 1080–1087, 2002.
- O. CORSO & O. A. RAMÍREZ, « Prediction of the firmness for precooked potato strips at different conditions of temperature and cooking time », *Lebensmittel Wissenschaft und technologie*, vol. 38, n° 5, p. 529–535, 2005.
- R. M. COSTA, F. A. R. OLIVEIRA, O. DELANEY & V. GEKAS, « Analysis of the heat transfer coefficient during potato frying », *Journal of Food Engineering*, vol. 39, n° 3, p. 227–335, 1999.
- J.-L. CUQ, Qualité de nos aliments et technologie, Dans *Alimentation et nutrition humaines*, H. DUPIN, J.-L. CUQ, M.-I. MALEWIAK, C. LEYNAUD-ROUAUD & A.-M. BERTHIER (coordinateurs), p. 1235–1264, ESF éditeur, Paris, 1992.
- J.-L. CUQ & S. GUILBERT, Cuisson et conservation des aliments, Dans *Alimentation et nutrition humaines*, H. DUPIN, J.-L. CUQ, M.-I. MALEWIAK, C. LEYNAUD-ROUAUD & A.-M. BERTHIER (coordinateurs), p. 1182–1134, ESF éditeur, Paris, 1992.
- J.-L. CUQ, J. GUIRAUD & J.-M. NAVARRO, Microbiologie alimentaire, Dans *Alimentation et nutrition humaines*, H. DUPIN, J.-L. CUQ, M.-I. MALEWIAK, C. LEYNAUD-ROUAUD & A.-M. BERTHIER (coordinateurs), p. 1267–1340, ESF éditeur, Paris, 1992.
- M. DAGERSKOG, Time-temperature relationships in industrial cooking and frying, Dans *Physical, chemical and biological changes in food caused by thermal processing*, T. HØYEM & O. KVÅLE (coordinateurs), chap. 6, p. 77–99, Applied Science Publishers, 1977.
- T. DAS, R. SUBRAMANIANA, A. CHAKKARAVARTHA, V. SINGHC, S. ALIC & P. BORDOLOIB, « Energy conservation in domestic rice cooking », *Journal of Food Engineering*, vol. 75, n° 2, p. 156–166, 2006.
- C. DE LA CRUZ-GARCÍA, M. J. GONZÁLEZ-CASTRO, M. J. ORUÑA CONCHA, J. LÓPEZ-HERNÁNDEZ, J. A. SIMAL-LOZANO & J. SIMAL-GÁNDARA, « The effects of various culinary treatments on the pigment content of green beans (*Phaseolus vulgaris*, l.) », *Food Research International*, vol. 30, n° 10, p. 787–791, 1997.
- R. DERACHE, *Science et arts culinaires. De la cueillette à la gastrochimie.*, Lavoisier Tec & Doc, Paris, 1994.
- D. DIASOLUA NGUDI, Y.-H. KUO & F. LAMBEIN, « Cassava cyanogens and free amino acids in raw and cooked leaves », *Food and Chemical Toxicology*, vol. 41, n° 8, p. 1193–1197, 2003.

- R. W. J. DICKERSON, The freezing preservation of foods, Dans *Thermal properties of foods*, D. K. TRESSLER, W. B. VAN ARSDEL & M. J. COPLEY (coordinateurs), vol. 2, chap. Thermal properties of foods, p. 26–51, The AVI Publishing Company, 1968.
- J. R. DORMAND & P. J. PRINCE, « A family of embedded Runge-Kutta formulae », *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 6, p. 19–26, 1980.
- H. DUPIN, *Les aliments*, vol. 22 de "Que sais-je ?", Presses Universitaires de France, Paris, 1973.
- M. EDWARDS, Vegetables and fruits, Dans *Food texture : Measurement and perception*, chap. 9, p. 259–281, Aspen Publishers, Gaithersburg, 1999.
- A. ESCOFFIER, P. GILBERT & E. FETU, *Le guide culinaire*, Flammarion, 1982.
- J. R. ESTY & K. F. MEYER, « The heat resistance of the spores of *B. botulinus* and allied anaerobes », *The Journal of Infectious Diseases*, vol. 32, p. 433–438, 1923.
- FAOSTAT, *Food and Agricultural Organization statistics database*, <www.fao.org>, Disponible en ligne en janvier 2007.
- S. FAYLE & J. GERRARD, *The Maillard reaction*, Royal Society of Chemistry, 2002.
- G. FEINER, *Meat products handbook*, Woodhead Publishing Limited, 2006.
- P. FELLOWS, *Food processing technology. Principles and practice.*, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, 2000.
- J. FOSSE & C. MAGRAS, *Dangers biologiques et consommation des viandes*, Lavoisier, 2004.
- P. FRAILE & P. BURG, « Reheating of mashed potatoes in a superheated steam oven », *Journal of Food Engineering*, vol. 33, n° 1-2, p. 57–80, 1997.
- E. FRIED, Thermal conduction contribution to heat transfert at contacts, Dans *Thermal conductivity*, R. P. TYE (coordinateur), vol. 2, Academic Press, London, 1969.
- M. FRIEDMAN, « Food browning and its prevention : An overview », *Journal of Agricultural and Food Chemistry*, vol. 44, n° 3, p. 631–653, 1996.
- M. FRIEDMAN, « Chemistry, biochemistry, and safety of acrylamide. A review », *Journal of Agricultural and Food Chemistry*, vol. 51, n° 16, p. 4504–4526, 2003.
- P. GARCÍA-SEGOVIA, A. ANDRÉS-BELLO & J. MARTÍNEZ-MONZÓ, « Effect of cooking method on mechanical properties, color and structure of beef muscle (*M. pectoralis*) », *Journal of Food Engineering*, vol. 80, n° 3, p. 813–821, 2007.
- N. GARDES, P. BURG & P. FRAILE, « Influence de trois modes de cuisson sur quelques caractéristiques d'un rôti de porc », *Sciences des Aliments*, vol. 15, n° 2, p. 125–137, 1995.
- S. GLOBE & D. DROPKIN, « Natural convection heat transfer in liquids confined between two horizontal plates », *Journal of Heat Transfer*, vol. 81, p. 24–28, 1959.
- R. GREGORIG & P. LESCANNE, *Échangeurs de chaleur*, Librairie Polytechnique Béranger, Paris, 1965.

- M. GROTE & H. G. FROMME, « Electron microscopic investigations of the cell structure in fresh and processed vegetables (carrots and green bean pods) », *Food Microstructure*, vol. 3, n° 1, p. 55–64, 1984.
- B. GUÉGAN, *Le cuisinier français ou les meilleures recettes d'autrefois et d'aujourd'hui*, Belfond, 1980.
- R. GUY (coordinateur), *Extrusion cooking, Technologies and applications*, CRC Press Woodhead Publishing Limited, 2001.
- R. HAMM, Changes of muscle proteins during the heating of meat, Dans *Physical, chemical and biological changes in food caused by thermal processing*, T. HØYEM & O. KVÅLE (coordinateurs), chap. 11, p. 185–201, Applied Science Publishers, 1977.
- R. HELLER, R. ESNAULT & C. LANCE, *Physiologie Végétale 1. Nutrition*, Dunod, Paris, sixième édition, 1998.
- J. E. HODGE, « Chemistry of browning reactions in model systems », *Journal of Agricultural and Food Chemistry*, vol. 1, p. 928, 1953.
- S. D. HOLDSWORTH, Vegetables, Dans *Effects of heating on foodstuffs*, R. J. PRIESTLEY (coordinateur), Applied Science Publishers, London, 1979.
- K. G. T. HOLLANDS, « Multi-Prandtl number correlation equations for natural convection in layers and enclosures », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 27, n° 3, p. 466–468, 1984.
- E. HUANG & G. S. MITTAL, « Meatball cooking – modeling and simulation », *Journal of Food Engineering*, vol. 24, n° 1, p. 87–100, 1995.
- L. HUANG, « Computer simulation of heat transfer during in-package pasteurization of beef frankfurters by hot water immersion », *Journal of Food Engineering*, vol. 80, p. 839–849, 2007.
- Y. T. HUANG & M. C. BOURNE, « Kinetics of thermal softening of vegetables », *Journal of Texture Studies*, vol. 14, n° 1, p. 1–9, 1983.
- J. B. HUTCHINGS, *Food color and appearance*, Aspen Publishers, Inc., seconde édition, 1999.
- J.-H. HWANG & K.-G. LEE, « Reduction of aflatoxin B₁ contamination in wheat by various cooking treatments », *Food Chemistry*, vol. 98, n° 1, p. 71–75, 2006.
- I. E. IDEL'CIK (TRAD. MEURY, M.), *Memento des pertes de charge. Coefficients de pertes de charge singulières et des pertes de charge par frottement*, Eyrolles, 1986.
- F. P. INCROPERA & D. DEWITT, *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, Hoboken, cinquième édition, 2002.
- F. JAGER, *Perfectionnements apportés aux marmites à pression*, Brevet, France, n° 1.088.663, 17 septembre 1953.
- M. I. JÄGERSTAD & K. I. SKOG, « Genotoxicity of heat-processed foods », *Mutation Research/Fundamental and Molecular Mechanisms of Mutagenesis*, vol. 574, n° 1-2, p. 156–172, 2005.

- R. JOWITT, F. ESCHER, B. HALLSTRÖM, H. F. T. MEFFERT, W. E. L. SPIESS & G. VOS (coordinateurs), *Physical properties of foods*, Applied Science Publishers, London, 1983.
- A. KATARIA & B. M. CHAUHAN, « Contents and digestibility of carbohydrates of mung beans (*Vigna radiata* L.) as affected by domestic processing and cooking », *Plant Foods for Human Nutrition*, vol. 38, n° 1, p. 51–59, 1988.
- C. KOCH, K. KRAFT & A. LEIPERTZ, « Parameter study on the performance of dropwise condensation », *Revue Générale de Thermique*, vol. 37, n° 7, p. 539–548, 1998.
- P. E. KOEHLER & G. V. ODELL, « Factors affecting the formation of pyrazine compounds in sugar-amine reactions », *Journal of Agricultural and Food Chemistry*, vol. 18, n° 5, p. 895, 1970.
- A. KRAMER, « Objective testing of vegetable quality », *Food Technology*, vol. 5, p. 265–269, 1951.
- C. KRIST-SPIT & P. SLUIMER, Heat transfer in ovens during the baking of bread, Dans *Cereals in a European Context*, p. 344–354, Ellis Horwood, Chichester, 1987.
- R. KUMAR, H. P. ADHIKARI, R. S. ANS GARG & A. KUMAR, « Thermal performance of a solar pressure cooker based on evacuated tube solar collector », *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, n° 16, p. 1699–1706, 2001.
- S. KUMAR, « Estimation of design parameters for thermal performance evaluation of box-type solar cooker », *Renewable Energy*, vol. 30, n° 7, p. 1117–1126, 2005.
- S. KUMAR & B. AALBERSBERG, « Nutrient retention in foods after earth-oven cooking compared to other forms of domestic cooking : 1. Proximates, carbohydrates and dietary fibre », *Journal of Food Composition and Analysis*, vol. 19, n° 4, p. 251–394, 2006.
- T. KUTOŠ, T. GOLOB, M. KAČ & A. PLESTENJAK, « Dietary fibre content of dry and processed beans », *Food Chemistry*, vol. 80, n° 2, p. 231–235, 2003.
- J. LAGARIAS, J. A. REEDS, M. H. WRIGHT & P. E. WRIGHT, « Convergence properties of the Nelder-Mead simplex method in low dimensions », *Society for Industrial and Applied Mathematics Journal of Optimization*, vol. 9, n° 1, p. 112–147, 1998.
- D. A. LEDWARD, Meat, Dans *Effects of heating on foodstuffs*, R. J. PRIESTLEY (coordinateur), Applied Science Publishers, London, 1979.
- S. W. LEE & C. RHEE, « Effect of heating condition and starch concentration on the structure and properties of freeze-dried rice starch paste », *Food Research International*, vol. 40, n° 2, p. 215–223, 2007.
- A. LEGRAND, J.-C. LEULIET, S. DUQUESNE, R. KESTELOOT, P. WINTERTON & L. FILLAUDEAU, « Physical, mechanical, thermal and electrical properties of cooked red bean (*Phaseolus vulgaris* L.) for continuous ohmic heating process », *Journal of Food Engineering*, vol. 81, n° 2, p. 447–458, 2007.
- E. LEŠKOVÁ, J. KUBÍKOVÍ, E. KOVÁČIKOVÁ, M. KOŠICKÁ, J. PORUBSKÁ & K. HOLČÍKOVÁ, « Vitamin losses : Retention during heat treatment and continual changes expressed by mathematical models », *Journal of Food Composition and Analysis*, vol. 19, n° 4, p. 252–276, 2006.

- C. LEYNAUD-ROUAUD, A. LATOUR-RAULIN, J.-L. CUQ & Y. SERVILLE, Les légumes et les fruits, Dans *Alimentation et nutrition humaines*, H. DUPIN, J.-L. CUQ, M.-I. MALEWIAK, C. LEYNAUD-ROUAUD & A.-M. BERTHIER (coordinateurs), p. 965–1026, ESF éditeur, Paris, 1992.
- D. R. LIDE (coordinateur), *Handbook of chemistry and physics*, CRC press, quatre-vingt-septième édition, 2006.
- W. LIJINSKY, « The formation and occurrence of polynuclear aromatic hydrocarbons associated with food », *Mutation Research*, vol. 259, n° 3-4, p. 251–261, 1991.
- K. LJØKJEL, O. M. HARSTAD, E. PRESTLØKKEN & A. SKREDE, « In situ digestibility of starch in barley grain (*Hordeum vulgare*) and peas (*Pisum sativum* L.) in dairy cows : Influence of heat treatment and glucose addition », *Animal Feed Science and Technology*, vol. 107, n° 1-4, p. 105–116, 2003.
- O. LYLE, *The efficient use of steam*, Her majesty's stationery office, London, 1947.
- H. MAARSE & C. VISSCHER, *Volatile compounds in food. Qualitative data.*, vol. 1 (supplément), TNO-CIVO Food Analysis Institute, 1984.
- H. MAARSE, C. VISSCHER, L. WILLEMSSENS & M. BOELENS, *Volatile compounds in food. Qualitative and quantitative data*, vol. 2, TNO-CIVO Food Analysis Institute, 1989.
- J. A. MAGA, Pyrazines in flavour, Dans *Food Flavours ; Part A. Introduction*, I. D. MORTON & A. J. MCLEOD (coordinateurs), Elsevier, 1982.
- L. C. MAILLARD, « Action des acides aminés sur les sucres : formation des mélanoidines par voie méthodique », *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences*, vol. 154, n° 1, p. 66–68, 1912.
- M. I. MALEWIAK, C. LEYNAUD-ROUAUD, A.-M. BERTHIER & Y. SERVILLE, Aliment et nutriments, Dans *Alimentation et nutrition humaines*, H. DUPIN, J.-L. CUQ, M.-I. MALEWIAK, C. LEYNAUD-ROUAUD & A.-M. BERTHIER (coordinateurs), p. 87–194, ESF éditeur, Paris, 1992.
- F. MAYINGER & E. HOLLBORN, The effect of liquid viscosity on bubble formation and heat transfer in boiling, Dans *Heat transfer in boiling*, E. HAHNE & U. GRIGULL (coordinateurs), p. 391–423, Hemisphere Publishing, 1977.
- W. J. MINKOWYCZ & E. M. SPARROW, « Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable properties, and diffusion », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 9, p. 1125–1144, 1966.
- P. MINTON, *Handbook of evaporation technology*, Noyes Publications, USA, 1986.
- H. MISTRY, S. GANAPATHI-SUBBU, S. DEY, P. BISHNOI & J. L. CASTILLO, « Modeling of transient natural convection heat transfer in electric ovens », *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 17-18, p. 2448–2456, 2006.
- S. MITJAVILA, Substances naturelles nocives des aliments, Dans *Toxicologie et sécurité des aliments*, R. DERACHE (coordinateur), p. 129–158, Techniques et documentation - Lavoisier, 1986.

- C. MORALES, J. VASSEUR & G. TRYSTRAM, « Fouling by the accumulation of non-condensable gases in steam vessels », Dans *Eurotherm*, n° 23, avril 1992.
- C. MORALES, « Effets des gaz incondensables dans un évaporateur à grimpage », Compte rendu technique, École Nationale des Industries Alimentaires, 11-05-1993 .
- D. G. MOULTON, Sensory basis and perception of flavour, Dans *Food flavours; Part A. Introduction*, I. D. MORTON & A. J. MCLEOD (coordinateurs), Elsevier, 1982.
- S. MUNDT & B. L. WEDZICHA, « A kinetic model for browning in the baking of biscuits : Effects of water activity and temperature », *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie*, vol. 40, n° 6, p. 1078–1082, 2007.
- J.-P. NADEAU & J.-R. PUIGGALI, *Séchage. Des processus physiques aux procédés industriels*, Lavoisier, Paris, 1995.
- C. W. NAGEL & R. H. VAUGHN, « Sterilization of cucumbers for studies on microbial spoilage », *Food Research*, vol. 19, p. 613–616, 1954.
- J. N. NEUCERE & J. P. CHERRY, Structural changes and metabolism of proteins following heat denaturation, Dans *Food protein deterioration*, J. P. CHERRY (coordinateur), p. 135–162, American Chemical Society, 1982.
- N. NIELSEN & H. J. MARTENS, « Low frequency ultrasonics for texture measurements in cooked carrots (*Daucus carota* l.) », *Journal of Food Science*, vol. 62, n° 6, p. 1167–1175, 1997.
- T. NORTON & D.-W. SUN, « Computational fluid dynamics (CFD) – an effective and efficient design and analysis tool for the food industry : A review », *Trends in Food Science and Technology*, vol. 17, p. 600–620, 2006.
- F. NOURIAN & H. S. RAMASWAMY, « Kinetics of quality change during cooking and frying of potatoes : Part 2. color », *Journal of Food Process Engineering*, vol. 26, n° 4, p. 395–411, 2003a.
- F. NOURIAN & H. S. RAMASWAMY, « Kinetics of quality change during cooking and frying of potatoes : Part 1. texture », *Journal of Food Process Engineering*, vol. 26, n° 4, p. 377–394, 2003b.
- F. NOURIAN, H. S. RAMASWAMY & A. C. KUSHALAPPA, « Kinetic changes in cooking quality of potatoes stored at different temperatures », *Journal of Food Engineering*, vol. 60, n° 3, p. 254–266, 2003.
- S. NUKIYAMA, « The maximum and minimum values of the heat transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure », *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, vol. 37, p. 367–374, 1934.
- W. NUSSELT, « The condensation of steam on cooled surfaces », *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, vol. 60, p. 541–546, 569–575, 1916.
- OCDE, *Normalisation internationale des fruits et légumes : Carottes*, Paris, 2000.
- D. OU & G. S. MITTAL, « Single-sided pan frying of frozen hamburgers with flippings for microbial safety using modeling and simulation », *Journal of Food Engineering*, vol. 80, n° 1, p. 33–45, 2007.

- M. ÖZİŞİK, *Heat transfer. A basic approach*, McGraw-Hill Book Company, Inc., New-York, 1985.
- D. PAPIN, *A New Digester or Engine for Softning Bones, containing the Description of its make and use in these particulars : viz. Cookery, voyages at Sea, Confectionary, Making of drinks, Chemistry, and dying. With an Account of the Price a good big Engine will cost, and of the Profit it will afford.*, Henry Bonwicke, London, 1681.
- D. PAPIN, *La manière d'amolir les os et de faire cuire toutes sortes de viandes en fort peu de temps et à peu de frais avec une description de la machine dont il se faut servir pour cet effet, ses propriétés et ses usages, confirmé par plusieurs expériences*, Estienne Michallet, Paris, 1682.
- J. W. PARK & Y.-B. KIM, « Effect of pressure cooking on aflatoxin B1 in rice », *Journal of Agricultural and Food Chemistry*, vol. 54, n° 6, p. 2431–2435, 2006.
- T. H. PARLIMENT, Thermal generation of aromas : an overview, Dans *Thermal generation of aromas*, T. H. PARLIMENT, R. J. MCGORRIN & C.-T. HO (coordinateurs), American Chemical Society, 1989.
- L. PASTEUR, *Œuvres de Pasteur, tome 2 : Fermentations et générations dites spontanées*, Réunies par Pasteur Vallery-Radot, Masson, Paris, 1922.
- S. PATANKAR, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Taylor and Francis, 1980.
- K. PAULUS & I. SAGUY, « Effect of heat treatment on the quality of cooked carrots », *Journal of Food Science*, vol. 45, n° 2, p. 239–241, 1980.
- M. J. PERIAGO, H. N. ENGLYST & G. J. HUDSON, « The influence of thermal processing on the non-starch polysaccharide (nsp) content and in vitro digestibility of starch in peas (*Pisum sativum* l.) », *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie*, vol. 29, n° 1-2, p. 33–40, 1996.
- R. PERRY, D. GREEN & J. MALONEY, *Perry's chemical engineers' handbook*, McGraw-Hill, New-York, septième édition, 1997.
- E. PERSSON, I. SJÖHOLM & K. I. SKOG, « Heat and mass transfer in chicken breasts – effect on PhIP formation », *European Food Research and Technology*, vol. 214, p. 455–459, 2002.
- H. M. PINHEIRO SANT'ANA, P. C. STRINGHETA, S. C. CARDOSO BRANDÃO & R. MONTEIRO CORDEIRO DE AZEREDO, « Carotenoid retention and vitamin A value in carrot (*Daucus carota* l.) prepared by food service », *Food Chemistry*, vol. 61, n° 1-2, p. 145–151, 1998.
- Y. POMERANZ, Chemical composition and kernel structures, Dans *Wheat, Chemistry and Technology*, Y. POMERANZ (coordinateur), vol. 1, p. 97–158, American Association of Cereal Chemists, troisième édition, 1988.
- B. L. POOL, H. RÖPER, S. RÖPER & K. ROMRUEN, « Mutagenicity studies on N-nitrosated products of the maillard browning reaction : N-nitroso-fructose-amino acids », *Food and Chemical Toxicology*, vol. 22, n° 10, p. 797–801, 1984.

- J. M. PORRES, M. LÓPEZ-JURADO, P. ARANDA & G. URBANO, « Effect of heat treatment and mineral and vitamin supplementation on the nutritive use of protein and calcium from lentils (*Lens culinaris* m.) in growing rats », *Nutrition*, vol. 19, n° 5, p. 451–456, 2003.
- C. I. PRAVISIANI, A. N. CALIFANO & A. CALVELO, « Kinetics of starch gelatinization in potato », *Journal of Food Science*, vol. 50, n° 3, p. 657–660, 1985.
- S. RAHMAN, *Food properties handbook*, CRC Press, Boca Raton, 1995.
- M. N. RAMESH, « The performance evaluation of a continuous vegetable cooker », *International Journal of Food Science and Technology*, vol. 35, n° 4, p. 377–384, 2000.
- Z. REHMAN & W. H. SHAH, « Thermal heat processing effects on antinutrients, protein and starch digestibility of food legumes », *Food Chemistry*, vol. 91, n° 2, p. 327–331, 2005.
- G. REINECCIUS, *Flavor chemistry and technology*, Taylor and Francis Group, Boca Raton, seconde édition, 2006.
- C. A. RIETZ & J. J. WANDERSTOCK, *A guide to the selection, combination and cooking of foods*, vol. 2, The AVI Publishing company, Westport, 1965.
- A. F. RIZVI & C. H. TONG, « Fractional conversion for determining texture degradation kinetics of vegetables », *Journal of Food Science*, vol. 62, n° 1, p. 1–7, 1997.
- C. RODRIGO, A. MATEU, A. A., F. CHINESTA & M. RODRIGA, « Kinetic parameters for thermal degradation of green asparagus texture by unsteady-state method », *Journal of Food Science*, vol. 63, n° 1, p. 126–129, 1998.
- W. ROHSENOW, J. HARTNETT & Y. CHO, *Handbook of heat transfert*, McGraw-Hill, New-York, troisième édition, 1998.
- J. ROZIER, V. CARLIER, F. BOLNOT, P. TASSIN, G. ROUVE & M. GAUTHIER, *Plats cuisinés à l'avance et cuisson sous vide. Maîtrise de la qualité hygiénique*, Centre de Documentation des Industries Utilisatrices de Produits Agricoles, Massy, 1990.
- J. RYLEY & P. KAJDA, « Vitamins in thermal processing », *Food Chemistry*, vol. 49, n° 2, p. 119–129, 1994.
- R. SAGUM & J. ARCOT, « Effect of domestic processing methods on the starch, non-starch polysaccharides and in vitro starch and protein digestibility of three varieties of rice with varying levels of amylose », *Food Chemistry*, vol. 70, n° 1, p. 107–111, 2000.
- S. SAHIN, S. K. SASTRY & L. BAYINDIRLI, « Heat transfer during frying of potato slices », *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie*, vol. 32, p. 19–24, 1999.
- N. T. SALEH & Z. S. AHMED, « Impact of natural sources rich in provitamin a on cooking characteristics, color, texture and sensory attributes of beef patties », *Meat Science*, vol. 50, n° 3, p. 273–393, 1998.
- I. SAM SAGUY & D. DANA, « Integrated approach to deep fat frying : engineering, nutrition, health and consumer aspects », *Journal of Food Engineering*, vol. 56, n° 2-3, p. 143–152, 2003.
- H. W. SCHULTZ, E. A. DAY & R. O. SINNHUBER (coordinateurs), *Symposium on foods : Lipids and their oxidation*, The AVI Publishing Company, 1962.

- L. F. SHAMPINE & M. W. REICHELTL, « The matlab ODE suite », *SIAM Journal on Scientific Computing*, vol. 18, p. 1–22, 1997.
- L. F. SHAMPINE, M. W. REICHELTL & J. A. KIERZENKA, « Solving index-1 DAEs in matlab and simulink », *SIAM Review*, vol. 41, p. 538–552, 1999.
- R. SIEGEL & J. R. HOWELL, *Thermal radiation heat transfer*, Taylor & Francis, Philadelphia, troisième édition, 1992.
- R. SINGH & D. HELDMAN, *Introduction to food engineering.*, Academic Press, San Diego, 2001.
- K. I. SKOG, M. A. E. JOHANSSON & M. I. JÄGERSTAD, « Carcinogenic heterocyclic amines in model systems and cooked foods : A review on formation, occurrence and intake », *Food and Chemical Toxicology*, vol. 36, n° 9-10, p. 879–896, 1998.
- L. SONG & P. J. THORNALLEY, « Effect of storage, processing and cooking on glucosinolate content of brassica vegetables », *Food and Chemical Toxicology*, vol. 45, n° 2, p. 216–224, 2007.
- C. SRINIVASAN, X. IRZ & B. SHANKAR, « An assessment of the potential consumption impacts of who dietary norms in OECD countries », *Food Policy*, vol. 31, n° 1, p. 53–77, Février 2006.
- C. STANDING, « Individual heat transfer modes in band oven biscuit baking », *Journal of Food Science*, vol. 39, p. 267–271, 1974.
- D. W. STANLEY, Food texture and microstructure, Dans *Food texture. Instrumental and sensory measurement*, H. MOSKOWITZ (coordinateur), Marcel Dekker, Inc., 1987.
- T. SUGIMURA, « Food and cancer », *Toxicology*, vol. 181-182, p. 17–21, 2002.
- V. E. SWEAT, « Experimental values of thermal conductivity of selected fruits and vegetables », *Journal of Food Science*, vol. 39, p. 1080–1083, 1974.
- V. E. SWEAT, « Modeling thermal conductivity of meats », *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, vol. 18, n° 1, p. 564–565, 567, 568, 1975.
- A. S. SZCZESNIAK, Instrumental methods of texture measurements, Dans *Texture measurements of foods*, A. KRAMER & A. S. SZCZESNIAK (coordinateurs), chap. 6, p. 71–108, D. Reidel Publishing Company, 1973.
- O. TECHASENA & D. FLICK, « Surface temperature estimation of solid foods during a surface sterilization », *Lebensmittel-Wissenschaft und-Technologie*, vol. 28, n° 4, p. 419–424, 1995.
- H. THIS, *Révélation gastronomiques*, Belin, 1995.
- H. THIS, *Casseroles et Éprouvettes*, Belin - Pour la science, Paris, 2002.
- C. THOULON-PAGE, Nutriment, aliments et technologies alimentaires, Dans *Diététique 1*, Simep, Paris, 1989.
- G. E. TIMBERS & P. W. VOISEY, The Ottawa pea tenderometer and the Ottawa texture measurement system, Dans *Food texture. Instrumental and sensory measurement*, H. MOSKOWITZ (coordinateur), chap. 3, p. 65–93, Marcel Dekker, Inc., 1987.

- R. TOLEDO, *Fundamentals of food process engineering.*, AVI Publishing Co., Inc., Westport, 1981.
- C. W. TONG, S. A. SHEEN, Y. F. FU, D. L. GOEDEKEN & D. B. LUND, Microwave heat transfer in food, Dans *Advances in food engineering*, R. SINGH & M. WIRAKARTAKUSUMAH (coordinateurs), p. 149–150, CRC Press, 1992.
- E. TORNBERG, « Effects of heat on meat proteins – Implications on structure and quality of meat products », *Meat Science*, vol. 70, n° 3, p. 493–508, 2005.
- T. DE LA TOUR D'ARTAISE, *Lettre aux actionnaires, n° 1*, SEB S.A., Décembre 2003.
- G. TRYSTRAM, P. BRUNET, B. MARCHAND, D. LAMBERT & F. RAPEAU, « Humidity measurements in industrial baking ovens or dryers », Dans *Sixth International Drying Symposium*, vol. 2, Versailles, 1988.
- USDA, *How Temperatures Affect Food*, <http://www.fsis.usda.gov/Fact_Sheets/How_Temperatures_Affect_Food/index.asp>, Disponible en ligne en janvier 2007.
- J. F. VÉLEZ-RUIZ, F. T. VERGARA-BALDERAS, M. E. SOSA-MORALES & J. XIQUE-HERNÁNDEZ, « Effect of temperature on the physical properties of chicken strips during deep-fat frying », *International Journal of Food Properties*, vol. 5, n° 1, p. 127–144, 2002.
- B. E. VERLINDEN, B. M. NICOLAÏ & J. DE BAERDEMAEKER, « The starch gelatinization in potatoes during cooking in relation to the modelling of texture kinetics », *Journal of Food Engineering*, vol. 24, n° 2, p. 165–179, 1995.
- K. VIJAYAKUMARI, P. SIDDHURAJU & K. JANARDHANAN, « Effect of soaking, cooking and autoclaving on phytic acid and oligosaccharide contents of the tribal pulse, *Mucuna monosperma* dc. ex. wight », *Food Chemistry*, vol. 55, n° 2, p. 173–177, 1996.
- R. VILLOTA & J. G. HAWKES, Reaction kinetics in food systems, Dans *Handbook of food engineering*, D. HELDMAN & D. LUND (coordinateurs), p. 39–144, Marcel Dekker, Inc., 1992.
- P. W. VOISEY, « The Ottawa texture measuring system », *Canadian Institute of Food Science and Technology Journal*, vol. 4, p. 91–103, 1971.
- S. A. WATSON, Structure and composition, Dans *Corn, Chemistry and Technology*, S. A. WATSON & P. E. RAMSTAD (coordinateurs), p. 53–82, American Association of Cereal Chemists, 1987.
- M. WENTZEL & A. POURIS, « The development impact of solar cookers : A review of solar cooking impact research in south africa », *Energy Policy*, vol. 35, n° 3, p. 1909–1919, 2007.
- E. WOODAMS & J. NOWREY, « Literature values of thermal conductivity of foods », *Food Technology*, vol. 22, n° 4, p. 150–168, 1968.
- M. L. WOOLFE, Pigments, Dans *Effects of heating on foodstuffs*, R. J. PRIESTLEY (coordinateur), Applied Science Publishers, London, 1979.
- R. WRANGHAM & N. CONKLIN-BRITTAIN, « Cooking as a biological trait », *Comparative Biochemistry and Physiology - Part A : Molecular & Integrative Physiology*, vol. 136, n° 1, p. 35–46, 2003.

- W. XIAOHUA & F. ZHENMING, « Rural household energy consumption in Yangzhong county of Jiangsu province in China », *Energy*, vol. 22, n° 12, p. 1159–1162, 1997.
- K. YAMAGATA, F. KIRANO, K. NISHIWAKA & H. MATSUOKA, « Nucleate boiling of water on the horizontal heating surface », *Memoirs of the Faculty of Science, Kyushu University*, vol. 15, p. 98, 1955.
- D. V. ZYZAK, R. A. SANDERS, M. STOJANOVIC, D. H. TALLMADGE, B. L. EBERHART, D. K. EWALD, D. C. GRUBER, T. R. MORSCH, M. A. STROTHERS, G. P. RIZZI & M. D. VILLAGRAN, « Acrylamide formation mechanism in heated foods », *Journal of Agricultural and Food Chemistry*, vol. 51, n° 16, p. 4782–4787, 2003.

Index des auteurs

- B. Aalbersberg, 63
A. Adams, 34
H. P. Adhikari, 62
AFNOR, 22, 77, 80, 148
Z. S. Ahmed, 63
S. Alic, 62
J. M. Ames, 59
A. Andrés-Bello, 32
A. Angladette, 30
N. Appert, 69
P. Aranda, 30
J. Arcot, 30, 63
- J. De Baerdemaeker, 58, 73
M. E. Bailey, 34
J. Bakker, 59
A. Bąkowska, 33
B. K. Bala, 62
R. E. Baldwin, 34
C. O. Ball, 71
Z. Barampama, 30
D. Barbanti, 58, 63, 71
P. Barham, 29
L. Bayindirli, 58
A. Benterud, 30
S. Bernhardt, 31
A.-M. Berthier, 60, 62
P. Besançon, 30
W. D. Bigelow, 71
J.-J. Bimbenet, 29, 36, 38–40, 44, 47, 52,
69, 71, 72, 121, 133, 218, 233
R. Bird, 35
P. Bishnoi, 131
M. Boelens, 33
G. S. Bohart, 71
F. Bolnot, 33, 34
P. Bordoloib, 62
M. C. Bourne, 63, 65, 67, 68, 73, 74, 106
L. Bravo, 30
L. A. Bromley, 51
P. Brunet, 59
- S. Budžaki, 58
P. Burg, 39, 60, 63
- A. N. Califano, 73
A. Calvelo, 73
S. C. Cardoso Brandão, 60, 61, 63
V. Carlier, 33, 34
J. K. Carson, 57, 59
M. Cartigny, 22
J. L. Castillo, 131
A. Chakkaravarthia, 62
B. M. Chauhan, 30
H. Cheftel, 30, 71
J. C. Cheftel, 30, 71
J. P. Cherry, 30
E. Chiavaro, 58, 63, 71
Y. Chin, 52–54
F. Chinesta, 36, 73
Y. Cho, 40, 42–44, 51, 52
S. W. Churchill, 43
J. Claudian, 30
B. Colas, 34
N. Conklin-Brittain, 30
O. Corso, 73
R. M. Costa, 58
O. J. Cotterill, 34
C. De La Cruz-García, 61
J.-L. Cuq, 30–32, 57, 60, 61, 64, 73
- M. Dagerskog, 71
D. Dana, 60
T. Das, 62
E. A. Day, 34
O. Delaney, 58
R. Derache, 29, 60
D. DeWitt, 37, 38, 41–43, 46, 49, 51, 212,
217, 218
S. Dey, 131
D. Diasolua Ngudi, 31
R. W. J. Dickerson, 37
J. R. Dormand, 154

- D. Dropkin, 42
 H. Dupin, 31
 A. Duquenoy, 29, 36, 38–40, 44, 47, 52, 69,
 71, 72, 121, 133, 218, 233
 S. Duquesne, 32

 B. L. Eberhart, 31
 M. Edwards, 64, 65
 R. G. Einig, 34
 H. N. Englyst, 30
 F. Escher, 36
 A. Escoffier, 22
 R. Esnault, 64
 J. R. Esty, 69
 D. K. Ewald, 31

 FAOSTAT, 30
 S. Fayle, 32
 G. Feiner, 63
 P. Fellows, 36
 E. Fetu, 22
 L. Fillaudeau, 32
 D. Flick, 77
 J. Fosse, 31
 P. Fraile, 39, 60, 63
 E. Fried, 37, 38
 M. Friedman, 31, 32
 H. G. Fromme, 32

 S. Ganapathi-subbu, 131
 P. García-Segovia, 32
 N. Gardes, 63
 M. Gauthier, 33, 34
 V. Gekas, 58
 J. Gerrard, 32
 P. Gilbert, 22
 S. Globe, 42
 D. L. Goedeken, 56
 T. Golob, 30
 M. J. González-Castro, 61
 D. Green, 49
 R. Gregorig, 46
 M. Grote, 32
 D. C. Gruber, 31
 B. Guégan, 22
 S. Guilbert, 32, 57, 60
 J. Guiraud, 31
 R. Guy, 32

 B. Hallström, 36
 R. Hamm, 32, 34

 O. M. Harstad, 30
 J. Hartnett, 40, 42–44, 51, 52
 J. G. Hawkes, 70
 D. Heldman, 36, 37, 39, 44, 45, 57, 113
 R. Heller, 64
 J. E. Hodge, 33
 K. Holčíková, 60
 S. D. Holdsworth, 33
 K. G. T. Hollands, 42
 E. Hollborn, 49
 J. R. Howell, 45
 E. Huang, 58
 L. Huang, 58
 Y. T. Huang, 74
 G. J. Hudson, 30
 J. B. Hutchings, 33
 J.-H. Hwang, 31

 I. E. Idel'cik, 117
 F. P. Incropera, 37, 38, 41–43, 46, 49, 51,
 212, 217, 218
 X. Irz, 30

 F. Jager, 21
 M. I. Jägerstad, 31
 K. Janardhanan, 63
 M. A. E. Johansson, 31
 R. Jowitt, 36

 M. Kač, 30
 P. Kajda, 31
 A. Kataria, 30
 R. Kesteloot, 32
 J. A. Kierzenka, 130
 M. C. Kim, 63
 S. Kim, 63
 N. De Kimpe, 34
 F. Kirano, 49
 C. Koch, 51
 P. E. Koehler, 34
 M. Košická, 60
 E. Kováčiková, 60
 K. Kraft, 51
 A. Kramer, 67
 C. Krist-Spit, 58
 J. Kubíková, 60
 A. Z. Kucharska, 33
 R. Kumar, 62
 S. Kumar, 62, 63
 Y.-H. Kuo, 31

- A. C. Kushalappa, 71
 T. Kutoš, 30
- J. López-Hernández, 61
 M. López-Jurado, 30
 J. Lagarias, 155
 F. Lambein, 31
 D. Lambert, 59
 C. Lance, 64
 A. Latour-Raulin, 30, 60, 61, 64, 73
 D. A. Ledward, 32, 34
 K.-G. Lee, 31
 S. W. Lee, 30
 A. Legrand, 32
 A. Leipertz, 51
 P. Lescanne, 46
 E. Lešková, 60
 J.-C. Leuliet, 32
 C. Leynaud-Rouaud, 30, 60–62, 64, 73
 D. R. Lide, 46, 48, 121
 E. Lightfoot, 35
 W. Lijinsky, 31
 K. Ljøkjel, 30
 D. B. Lund, 56
 O. Lyle, 51, 52
- H. Maarse, 33
 J. A. Maga, 34
 C. Magras, 31
 L. C. Maillard, 33
 M. I. Malewiak, 60, 62
 J. Maloney, 49
 B. Marchand, 59
 J. Martínez-Monzó, 32
 H. J. Martens, 65
 R. Massini, 58, 63, 71
 A. Mateu, 73
 H. Matsuoka, 49
 F. Mayinger, 49
 H. F. T. Meffert, 36
 K. F. Meyer, 69
 W. J. Minkowycz, 52–54
 P. Minton, 47, 52
 H. Mistry, 131
 S. Mitjavila, 31
 G. S. Mittal, 58
 R. Monteiro Cordeiro de Azeredo, 60, 61, 63
 C. Morales, 94, 98
 T. R. Morsch, 31
- D. G. Moulton, 33
 S. Mundt, 32
- J.-P. Nadeau, 48, 52, 87, 115, 121
 C. W. Nagel, 73
 J.-M. Navarro, 31
 J. N. Neucere, 30
 B. M. Nicolaï, 58, 73
 N. Nielsen, 65
 K. Nishiwaka, 49
 M. F. North, 57, 59
 T. Norton, 131
 F. Nourian, 70, 71
 J. Nowrey, 36
 S. Nukiyama (抜山四郎), 48, 49, 122, 178
 W. Nusselt, 51
- OCDE, 102
 G. V. Odell, 34
 F. A. R. Oliveira, 58
 S. Ormiston, 52–54
 M. J. Oruña-Concha, 59, 61
 J. Oszmiański, 33
 M. Özişik, 40, 41, 47, 51
- D. Papin, 21
 J. W. Park, 63
 T. H. Parliament, 33
 L. Pasteur, 69
 S. Patankar, 117, 138
 K. Paulus, 73
 M. J. Periago, 30
 R. Perry, 49
 E. Persson, 56–58
 H. M. Pinheiro Sant'Ana, 60, 61, 63
 A. Plestenjak, 30
 Y. Pomeranz, 30
 B. L. Pool, 31
 J. M. Porres, 30
 J. Porubská, 60
 A. Pouris, 62
 C. I. Pravisiani, 73
 E. Prestløkken, 30
 P. J. Prince, 154
 J.-R. Puiggali, 48, 52, 87, 115, 121
- S. Rahman, 36, 102, 103, 133
 O. A. Ramírez, 73
 H. S. Ramaswamy, 70, 71
 M. N. Ramesh, 63
 A. Ramon, 36

- F. Rapeau, 59
 J. A. Reeds, 155
 Z. Rehman, 30
 M. W. Reichelt, 130
 G. Reineccius, 33
 C. Rhee, 30
 A. C. Richardson, 71
 C. A. Rietz, 33
 A. F. Rizvi, 73, 74
 G. P. Rizzi, 31
 M. Rodriga, 73
 M. Rodrigo, 36, 73
 M. C. Rodrigo, 36, 73
 W. Rohsenow, 40, 42–44, 51, 52
 K. Romruen, 31
 H. Röper, 31
 S. Röper, 31
 G. Rouve, 33, 34
 J. Rozier, 33, 34
 J. Ryley, 31

 R. Sagum, 30, 63
 I. Saguy, 73
 S. Sahin, 58
 N. T. Saleh, 63
 I. Sam Saguy, 60
 R. A. Sanders, 31
 S. K. Sastry, 58
 F. Saura-Calixto, 30
 E. Schlich, 31
 H. W. Schultz, 34
 B. Šeruga, 58
 Y. Serville, 30, 60–62, 64, 73
 W. H. Shah, 30
 L. F. Shampine, 130
 B. Shankar, 30
 S. A. Sheen, 56
 P. Siddhuraaju, 30, 63
 R. Siegel, 45
 J. Simal-Gándara, 61
 J. A. Simal-Lozano, 61
 R. E. Simard, 30
 R. Singh, 36, 37, 39, 44, 45, 57, 113
 V. Singhc, 62
 R. O. Sinnhuber, 34
 I. Sjöholm, 56–58
 K. I. Skog, 31, 56–58
 A. Skrede, 30
 P. Sluimer, 58
 H. Soliman, 52–54

 L. Song, 60
 M. E. Sosa-Morales, 58
 E. M. Sparrow, 52–54
 W. E. L. Spiess, 36
 C. Srinivasan, 30
 C. Standing, 58
 D. W. Stanley, 34
 W. Stewart, 35
 M. Stojanovic, 31
 P. C. Stringheta, 60, 61, 63
 M. A. Strothers, 31
 R. Subramaniana, 62
 T. Sugimura, 31
 D.-W. Sun, 131
 V. E. Sweat, 37
 A. S. Szczesniak, 66

 D. H. Tallmadge, 31
 P. Tassin, 33, 34
 O. Techasena, 77
 H. This, 29, 60
 G. Thomas, 71
 P. J. Thornalley, 60
 C. Thoulon-Page, 57, 60
 G. E. Timbers, 66
 R. Toledo, 44, 45
 C. H. Tong, 73, 74
 C. W. Tong, 56
 E. Tornberg, 34
 R. Torres, 36
 T. de la Tour d'Artaise, 22
 G. Trystram, 29, 36, 38–40, 44, 47, 52, 59,
 69, 71, 72, 94, 121, 133, 218, 233

 G. Urbano, 30
 R. Usagi, 43
 USDA, 63

 J. F. Vélez-Ruiz, 58
 J. Vasseur, 94
 R. H. Vaughn, 73
 F. T. Vergara-Balderas, 58
 B. E. Verlinden, 58, 73
 K. Vijayakumari, 63
 M. D. Villagran, 31
 R. Villota, 70
 C. Visscher, 33
 E. Vittadini, 58, 63, 71
 P. W. Voisey, 66, 67
 G. Vos, 36

- J. J. Wanderstock, 33
S. A. Watson, 30
B. L. Wedzicha, 32
M. Wentzel, 62
L. Willemsens, 33
J. Willix, 57, 59
P. Winterton, 32
E. Woodams, 36
M. L. Woolfe, 33
R. Wrangham, 30
M. H. Wright, 155
P. E. Wright, 155
- W. Xiaohua, 62
J. Xique-Hernández, 58
- K. Yamagata, 49
- F. Zhenming, 62
D. V. Zyzak, 31

Résumé

Cette étude porte sur la cuisson en autocuiseurs qui sont des appareils de cuisson domestiques sous pression. L'objectif principal est la compréhension de la cuisson dans un autocuiseur au travers de l'étude des transferts thermiques couplés en régime transitoire pour la température, la pression interne, la puissance de chauffe fournie, la composition de l'atmosphère de cuisson et surtout les mécanismes de transferts (conduction, convection, ébullition et condensation par exemple). Cette compréhension doit permettre une optimisation de la cuisson. Seule la cuisson de légumes, en particulier de carottes dans la phase gazeuse, est étudiée.

La cuisson en autocuiseur s'effectue en trois étapes : la montée en pression, le maintien en pression et la décompression. C'est le chauffage par le bas de l'appareil initialement clos et contenant un fond d'eau qui permet une augmentation de la pression par production de vapeur. Le niveau de pression est ensuite limité par l'ouverture d'une soupape classiquement autour 1,5 *bar*, soit une température de vapeur saturante de 112 °C.

Nous avons mis au point une méthode mécanique pour l'évaluation du niveau de cuisson par l'évolution de la texture des carottes. Ceci nous a permis par la suite de comparer différents modes opératoires pour un même niveau de cuisson final.

Expérimentalement, un pilote basé sur un autocuiseur a été construit. Il permet la maîtrise de la conduite (pression, puissance de chauffe, etc.) et un grand nombre de mesures (températures, débit sortant, composition locale, etc.)

La modélisation apparaît nécessaire pour décrire la complexité des couplages et la transition entre les différents mécanismes de transfert. Ainsi, deux modèles ont été développés : un modèle considérant des flux de matière et de chaleur entre différents compartiments (gaz, eau, paroi, aliment, etc.) et un modèle d'écoulement et de transfert de type CFD. Ils permettent de faire des analyses que n'autorise pas l'expérimentation et d'explorer d'autres profils de cuisson en vue d'une optimisation de la conduite de l'autocuiseur. Les modèles ont été validés dans un certain nombre de cas.

Les résultats obtenus permettent de comprendre l'importance de certains phénomènes comme l'ébullition et la condensation en fonction de la teneur en air résiduel. On constate que l'ensemble de la cuisson se fait principalement en conditions non-stationnaires, même pendant le maintien en pression car la fuite par la soupape provoque un appauvrissement progressif de l'air dans l'atmosphère interne. Les effets des différents événements thermiques sur la montée en température de l'aliment ont pu être mis en évidence et quantifiés pour la plupart. Une première optimisation de la conduite est avancée pour limiter la consommation énergétique de la cuisson.

MOTS-CLEFS : Autocuiseur, cuisson, pression, vapeur, gaz incondensables, air, modèle à compartiments, CFD, légume, texture, cellule de Kramer, consommation énergétique.

Summary

This study deals with pressure cooker used as household cookware under vapor pressure. The aim goal of this work is the comprehension of the coupled thermal transfer in unsteady state about temperature, internal pressure, supplied power, internal gas composition and way of transfer (conduction, convection, boiling and condensation for example). This study must lead to optimize cooking conduct. Only vegetables, especially carrots, cooked in vapor are studied. There are three stages during cooking in pressure cooker: pressure rising, pressure upholding and decompression. The vessel is initially closed and contains a known quantity of water. The power supplied at the bottom of the vessel allows production of vapor and causes pressure increase. The level of pressure is limited by a valve opening at 1.5 *bar* which corresponds to the temperature of saturated vapor: 112 °C.

The evolution of cooking is estimated through carrot texture measurement evaluated by mechanical method. Thus, different cooking paths can be compared with the same final cooking level.

An experimental pressure cooker was constructed. It allowed to control the parameters of cooking (internal pressure, power supplied, etc.) and to measure many variables (temperatures, outlet flow, local gas composition, etc.)

To describe the complexity of coupled phenomena under unsteady conditions, we wrote two models: a model calculating mass and heat transfers between some defined compartments like gas, water, wall, foodstuff, etc. and a CFD model simulating flows and transfers. These models, completed by some experimentally obtained coefficients, allowed us to explore some ways of cooking optimization. Models are validated in different cases.

Results showed us importance of phenomena on cooking as boiling, condensation according to incondensable gas concentration, etc. We observed that cooking is mainly under unsteady conditions, even during pressure upholding stage because outflow through the valve drains air. Effects of different thermal phenomena on foodstuff temperature rising are displayed and some of them are quantified. First optimization of cooking conduct was suggested to save energy.

KEYWORDS: Pressure cooker, cooking, pressure, vapour, incondensable gas, air, compartments model, CFD, vegetable, texture, Kramer cell, energy consumption.

Contribution à la compréhension de la cuisson domestique sous pression de vapeur. Étude expérimentale et modélisation des transferts, de l'évolution de la texture des légumes et du fonctionnement d'un autocuiseur.

RÉSUMÉ : Cette étude porte sur la cuisson en autocuiseurs qui sont des appareils de cuisson domestiques sous pression. L'objectif principal est la compréhension de la cuisson dans un autocuiseur au travers de l'étude des transferts thermiques couplés en régime transitoire pour la température, la pression interne, la puissance de chauffe fournie, la composition de l'atmosphère de cuisson et surtout les mécanismes de transferts (conduction, convection, ébullition et condensation par exemple). Cette compréhension doit permettre une optimisation de la cuisson. Seule la cuisson de légumes, en particulier de carottes dans la phase gazeuse, est étudiée.

La cuisson en autocuiseur s'effectue en trois étapes : la montée en pression, le maintien en pression et la décompression. C'est le chauffage par le bas de l'appareil initialement clos et contenant un fond d'eau qui permet une augmentation de la pression par production de vapeur. Le niveau de pression est ensuite limité par l'ouverture d'une soupape classiquement autour 1,5 *bar*, soit une température de vapeur saturante de 112 °C.

Nous avons mis au point une méthode mécanique pour l'évaluation du niveau de cuisson par l'évolution de la texture des carottes. Ceci nous a permis par la suite de comparer différents modes opératoires pour un même niveau de cuisson final.

Expérimentalement, un pilote basé sur un autocuiseur a été construit. Il permet la maîtrise de la conduite (pression, puissance de chauffe, etc.) et un grand nombre de mesures (températures, débit sortant, composition locale, etc.)

La modélisation apparaît nécessaire pour décrire la complexité des couplages et la transition entre les différents mécanismes de transfert. Ainsi, deux modèles ont été développés : un modèle considérant des flux de matière et de chaleur entre différents compartiments (gaz, eau, paroi, aliment, etc.) et un modèle d'écoulement et de transfert de type CFD. Ils permettent de faire des analyses que n'autorise pas l'expérimentation et d'explorer d'autres profils de cuisson en vue d'une optimisation de la conduite de l'autocuiseur. Les modèles ont été validés dans un certain nombre de cas.

Les résultats obtenus permettent de comprendre l'importance de certains phénomènes comme l'ébullition et la condensation en fonction de la teneur en air résiduel. On constate que l'ensemble de la cuisson se fait principalement en conditions non-stationnaires, même pendant le maintien en pression car la fuite par la soupape provoque un appauvrissement progressif de l'air dans l'atmosphère interne. Les effets des différents événements thermiques sur la montée en température de l'aliment ont pu être mis en évidence et quantifiés pour la plupart. Une première optimisation de la conduite est avancée pour limiter la consommation énergétique de la cuisson.

MOTS-CLEFS : Autocuiseur, cuisson, pression, vapeur, gaz incondensables, air, modèle à compartiments, CFD, légume, texture, cellule de Kramer, consommation énergétique.

A Contribution to Understanding of Household Cooking under Vapor Pressure. Experimental Study and Modelling of Transfers, Vegetable Texture Evolution and Pressure Cooker Working.

SUMMARY: This study deals with pressure cooker used as household cookware under vapor pressure. The aim goal of this work is the comprehension of the coupled thermal transfer in unsteady state about temperature, internal pressure, supplied power, internal gas composition and way of transfer (conduction, convection, boiling and condensation for example). This study must lead to optimize cooking conduct. Only vegetables, especially carrots, cooked in vapor are studied.

There are three stages during cooking in pressure cooker: pressure rising, pressure upholding and decompression. The vessel is initially closed and contains a known quantity of water. The power supplied at the bottom of the vessel allows production of vapor and causes pressure increase. The level of pressure is limited by a valve opening at 1.5 *bar* which corresponds to the temperature of saturated vapor: 112 °C.

The evolution of cooking is estimated through carrot texture measurement evaluated by mechanical method. Thus, different cooking paths can be compared with the same final cooking level.

An experimental pressure cooker was constructed. It allowed to control the parameters of cooking (internal pressure, power supplied, etc.) and to measure many variables (temperatures, outlet flow, local gas composition, etc.)

To describe the complexity of coupled phenomena under unsteady conditions, we wrote two models: a model calculating mass and heat transfers between some defined compartments like gas, water, wall, foodstuff, etc. and a CFD model simulating flows and transfers. These models, completed by some experimentally obtained coefficients, allowed us to explore some ways of cooking optimization. Models are validated in different cases.

Results showed us importance of phenomena on cooking as boiling, condensation according to incondensable gas concentration, etc. We observed that cooking is mainly under unsteady conditions, even during pressure upholding stage because outflow through the valve drains air. Effects of different thermal phenomena on foodstuff temperature rising are displayed and some of them are quantified. First optimization of cooking conduct was suggested to save energy.

KEYWORDS: Pressure cooker, cooking, pressure, vapour, incondensable gas, air, compartments model, CFD, vegetable, texture, Kramer cell, energy consumption.