

Modélisation des écoulements, des transferts thermiques et de la condensation dans un autocuiseur

Denis FLICK*, Richard ROCCA, Christophe DOURSAT, Jean VASSEUR

UMR Génie Industriel Alimentaire AgroParisTech-Cemagref-INRA
AgroParisTech, 16 rue Claude Bernard, 75231 Paris Cedex 05

* (auteur correspondant : denis.flick@agroparistech.fr)

Résumé - Un modèle CFD (Computational Fluid Dynamics) a été développé pour prédire les transferts thermiques au sein d'un autocuiseur. Il tient compte de l'écoulement par convection naturelle du gaz contenu dans l'autocuiseur dont la masse volumique dépend de la température, de la teneur en vapeur d'eau et de la pression qui varient dans l'espace et au cours du temps. Le modèle tient compte de la convection et de la diffusion de la chaleur et de la vapeur d'eau dans le gaz ainsi que de la conduction thermique dans les solides (produits alimentaires, parois). La condensation de vapeur d'eau à la surface du produit et des parois est également prise en compte car les flux de chaleur correspondants deviennent prépondérants lorsque l'air est progressivement purgé.

Nomenclature

c	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
\bar{c}	concentration molaire, $mol.m^{-3}$	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
D	diffusivité massique, $m^2.s^{-1}$	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
G_{cond}	densité de flux massique de condensation, $kg.s^{-1}.m^{-2}$	$\bar{\tau}$	tenseur des contraintes visqueuses, Pa
h	enthalpie massique, $J.kg^{-1}$	Δh_{vap}	chaleur latente de vaporisation $J.kg^{-1}$
p	pression, Pa	<i>Indices</i>	
\vec{u}	vitesse du gaz, $m.s^{-1}$	a	air
u	énergie interne massique, $J.kg^{-1}$	g	gaz
T	température, K	s	solide
x	fraction massique	w	eau

1. Introduction

Les autocuiseurs permettent de cuire rapidement et de façon économe en énergie de nombreux types d'aliments. Mais les phénomènes physiques de transfert et les transformations biochimiques des aliments durant la cuisson sous pression sont encore mal compris.

Les travaux concernant les autocuiseurs portent le plus souvent sur la qualité organoleptique des aliments mais sans que l'on n'étudie de façon détaillée les transferts thermiques [1]. Quelques études portent sur la consommation énergétique mais ne tiennent pas compte de la convection naturelle et des hétérogénéités de la température [2]. Enfin peu d'étude portent sur la convection naturelle en présence de condensation dans des cavités fermées [3].

L'objectif de l'étude est de prédire, par un modèle associant mécanique des fluides et thermique, l'évolution de la température des produits et son hétérogénéité lors d'une cuisson à la vapeur dans un autocuiseur. Les cinétiques de transformations des aliments en fonction de l'évolution de la température ont fait l'objet par ailleurs de travaux complémentaires [4].

2. Modélisation

Le domaine d'étude comprend

- le gaz contenu dans l'autocuiseur, composé d'air et de vapeur d'eau, dans lequel on considère l'écoulement, des transferts de masse et d'énergie
- les produits alimentaires, les parois latérales, le couvercle, le fond et l'eau contenue dans l'autocuiseur (sur 1cm d'épaisseur) où l'on ne considère que les transferts thermiques par conduction.

L'interface liquide-gaz est supposée fixe. On utilise l'approximation de faible nombre de Mach [3]. Pour la phase gazeuse, on résout les équations de conservation de la masse totale, de la masse d'air, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho x_a}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho x_a \vec{u} - \rho D \vec{\nabla} x_a) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} \otimes \vec{u} - \vec{\tau}) = \rho \cdot \vec{g} - \vec{\nabla} p \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho (u + \vec{u}^2 / 2)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho (h + \vec{u}^2 / 2) \vec{u} - \lambda_g \vec{\nabla} T_g) = 0 \quad (4)$$

Le nombre de Rayleigh (basé sur la hauteur de l'autocuiseur et une différence de température typique de 60 K) vaut $Ra \approx 3.10^7$. L'écoulement est donc supposé laminaire. La dissipation visqueuse et le transport d'enthalpie dû à la diffusion sont négligés. On applique la loi d'état du gaz parfait pour le mélange air-vapeur d'eau.

$$\rho = \frac{1}{x_a / \bar{M}_a + (1 - x_a) / \bar{M}_w} \frac{p}{RT_g} \quad (5)$$

$$h = (x_a c_{p,a} + (1 - x_a) c_{p,w}) T_g \quad (6)$$

En supposant que dans les matériaux solides et l'eau liquide (supposée sans mouvement), la conductivité et la capacité thermique sont constantes, l'équation de l'énergie devient :

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_s \nabla^2 T_s \quad (7)$$

Les propriétés de la pomme de terre ont [5] ont été prises pour l'aliment.

Sur la paroi du fond de l'autocuiseur une densité de flux de chaleur constante et uniforme est appliquée:

$$\lambda_s \vec{\nabla} T_s \cdot \vec{n} = \dot{q} \quad (8)$$

Du coté extérieur de la paroi latérale et du couvercle, on considère des échanges convectifs avec l'air ambiant (293 K) avec un coefficient de transfert h_{ext} de $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

$$\lambda_s \vec{\nabla} T_s \cdot \vec{n} = h_{ext} (T_\infty - T_s) \quad (9)$$

A la surface des produits et du coté intérieur des parois latérales et du couvercle, de la condensation peut avoir lieu si la température de surface du solide est inférieure à la température de rosée. La condensation est limitée par la résistance thermique du film de condensat. L'écoulement du condensat n'est pas modélisé, mais sa résistance thermique est prise en compte par un coefficient de transfert : $h_{cond}=500 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ qui correspond à un film de condensat d'environ 1mm. La densité de flux de condensation (en masse) s'écrit :

$$G_{cond} = h_{cond} (T_{rosée} - T_s) / \Delta h_{vap} \quad (10)$$

La température de rosée est liée à la concentration molaire en vapeur d'eau :

$$\bar{c}_w = \frac{P_{sat}(T_{rosée})}{RT_g} \quad (11)$$

La condition thermique aux interfaces solide-gaz s'écrit :

$$\lambda_g \vec{\nabla} T_g \cdot \vec{n} - \lambda_s \vec{\nabla} T_s \cdot \vec{n} = G_{cond} \Delta h_{vap} \quad (12)$$

Aux interfaces où la condensation se produit, la densité de flux massique totale correspond à la densité de flux d'eau alors que la densité de flux d'air est toujours nulle :

$$\rho \vec{u} \cdot \vec{n} = G_{cond} \quad (13)$$

$$(\rho x_a \vec{u} - \rho D \vec{\nabla} x_a) \cdot \vec{n} = 0 \quad (14)$$

Au début de la cuisson, la soupape étant fermée, la pression augmente jusqu'à la pression d'équilibre mécanique de la soupape ($1,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$) du fait de l'augmentation de température et de l'évaporation de l'eau présente au fond de l'autocuiseur. Durant cette étape l'écoulement du gaz est dû à la convection naturelle (la masse volumique dépendant de la température et de la composition) et à la condensation (de la vapeur s'écoulant vers les surfaces où elle se condense). Une fois que la pression atteint la valeur d'équilibre, la soupape s'ouvre et l'air est progressivement remplacé par de la vapeur. Durant cette étape, l'écoulement de gaz par la soupape modifie bien sûr les écoulements au sein de l'autocuiseur.

Les équations couplées d'écoulement et de transfert ont été résolues par la méthode des volumes finis. La géométrie tri-dimensionnelle comporte une enceinte à peu près cylindrique (diamètre interne: 0.22 m, hauteur occupée par le gaz: 0.196 m) équipée d'une soupape et d'un panier perforé sur la face inférieure et sur le coté contenant 7 produits alimentaires sphériques (représentant 7 grosses pommes de terre). Cette géométrie a été maillée à l'aide de 736 000 mailles tétraédriques et hexaédriques (figure 1).

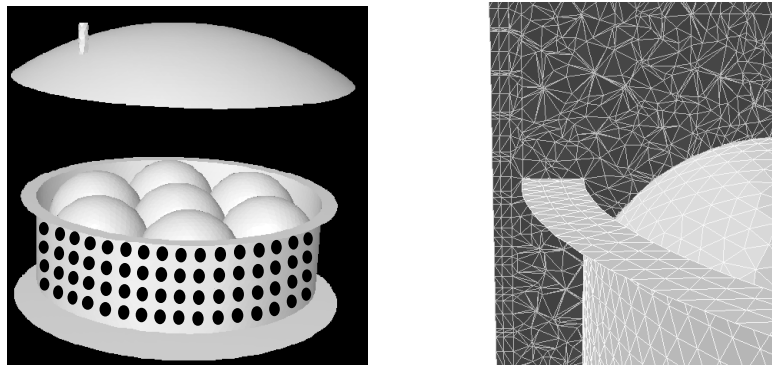


Figure 1 : Vue schématique de la géométrie et détail du maillage

Un modèle de coque a été utilisé pour les parois en acier inoxydable de l'autocuiseur (une seule maille dans l'épaisseur) il permet de prendre en compte leur inertie thermique et la conduction perpendiculairement et tangentiellment à la paroi. Les surfaces perforées du panier (sur 50 % de sa surface) sont prises en compte par une perte de charge singulière proportionnelle au carré de la vitesse normale en utilisant la corrélation proposée par Van Winkle *et al* [6]. La collerette du panier est considérée comme une paroi imperméable

Les équations ont été résolues par le solveur implicite ségrégé (résolution successive des différentes équations de bilan) du logiciel Fluent[®]. Une résolution couplée s'est révélée impossible à cause de la taille du problème (736 000 x 6 variables). L'algorithme SIMPLE a été utilisé pour le couplage pression-vitesse dans l'équation de continuité. Il y a un fort couplage entre les équations de l'énergie, de masse et de quantité de mouvement à cause de la grande valeur de la chaleur latente de vaporisation de l'eau (2257 kJ.kg⁻¹ à 100°C). C'est pourquoi des schémas implicites d'ordre 1 avec sous-relaxation ont été utilisés pour stabiliser la résolution. Un pas de temps compris entre 1 and 5 s a été pris en fonction des difficultés de convergence. Cent itérations ont été réalisées à chaque pas de temps ce qui permet de réduire d'un facteur 100 ou plus les résidus.

Le modèle présenté permet de rendre compte de la condensation de la vapeur d'eau sur les produits ce qui est essentiel d'un point de vue thermique. Il tient compte de la présence de gaz incondensable (air) qui limite cette condensation [7]. En effet, la concentration en vapeur d'eau est inférieure à l'interface qu'en moyenne dans le gaz car de l'air y est entraîné par la vapeur d'eau qui se condense à l'interface. Cet air doit alors diffuser dans le sens opposé ce qui engendre un gradient de concentration d'air près de l'interface. Ces phénomènes sont représentés notamment par les équations 13 et 14.

3. Résultats et discussion

Les résultats numériques ont été comparés à des mesures de température obtenues durant la cuisson de grosses pommes de terre à peu près sphériques. Aucune mesure de vitesse de gaz n'a été réalisée. La puissance de la plaque chauffante a été maintenue constante égale à 1000 W durant toute la cuisson. La figure 2 compare les résultats expérimentaux et numériques pour la pression, la température du gaz au centre de l'autocuiseur et à cœur du produit situé sur l'axe. L'allure générale des évolutions est similaire entre expérience et simulation. Mais il y a un décalage dans le temps qui est principalement dû au fait que l'inertie thermique de la plaque de chauffe n'a pas été prise en compte dans la simulation. Les écarts observés peuvent également s'expliquer par des approximations de la géométrie réelle et l'incertitude liée à certains paramètres (coefficient de transfert externe avec l'ambiance et résistance thermique du film de condensat par exemple). A ce stade le modèle CFD ne permet pas des prédictions quantitatives mais il peut donner des indications qualitatives sur la circulation de gaz, l'existence de zone de stagnation et l'hétérogénéité des transferts.

La figure 3 montre les champs de température, de fraction massique de vapeur d'eau et de vitesse juste avant l'ouverture de la soupape (t=145s). On observe qu'il y a une zone chaude et humide près du fond où l'eau s'évapore. Le panier et son contenu semblent agir comme une séparation entre le haut et le bas de l'autocuiseur. La zone supérieure est presque homogène, la température et l'humidité y restant proche de leur valeurs initiales. Dans la zone inférieure, il y a également une intense circulation de gaz due à la convection naturelle. Mais les échanges entre les deux zones sont faibles, notamment du fait que la couronne supérieure du panier n'est pas perforée.

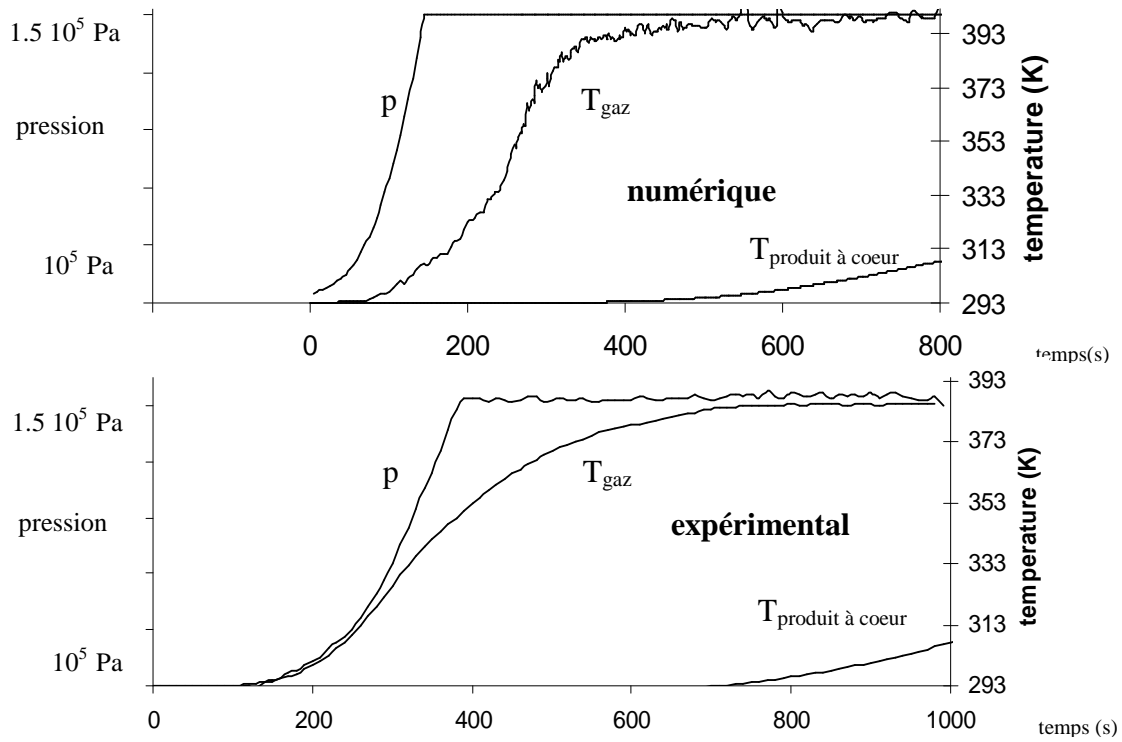


Figure 2 : pression et température du gaz au centre de l'autocuiseur, température à cœur du produit central

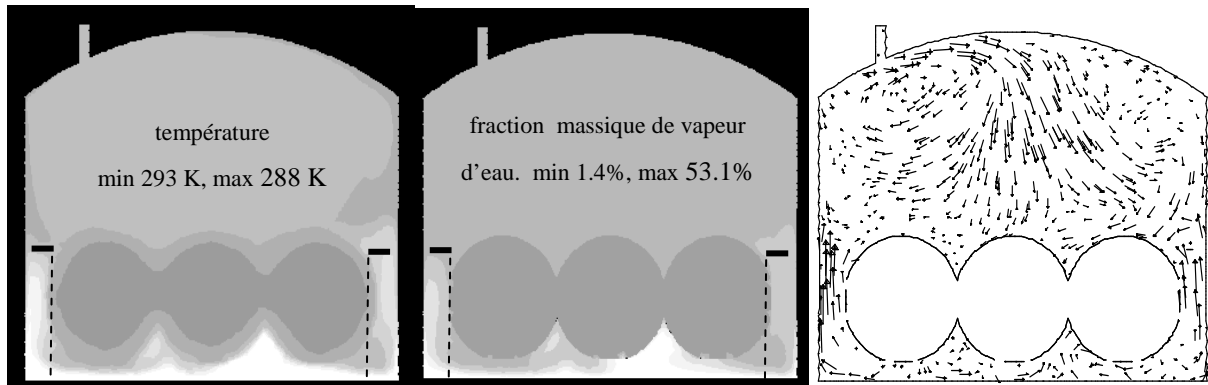


Figure 3 : Température, fraction massique de vapeur d'eau et vitesse dans un plan vertical juste avant l'ouverture de la soupape ($t=145s$).

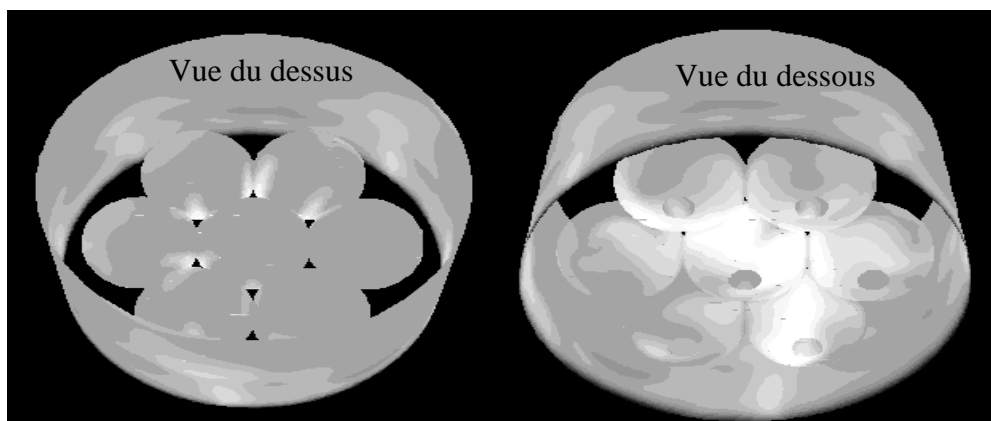


Figure 4 : Densité de flux de condensation (maximum : $2.5 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$)

Ce type de panier a d'ailleurs été remplacé par des paniers entièrement perforés par certains fabricants d'autocuiseurs. Et cette étude montre l'intérêt de ce nouveau type de panier.

La figure 4 montre une vue du dessus et une vue du dessous des produits alimentaires en terme de densité de flux de condensation. La condensation et donc l'échauffement du produit sont beaucoup plus intenses sur la face inférieure des produits que sur la face supérieure. Ceci peut conduire à des hétérogénéités de cuisson car les réactions biochimiques, la gélatinisation de l'amidon, les modifications de texture... sont fortement thermodépendantes.

4. Conclusion

Les résultats numériques sont cohérents avec les tendances observées expérimentalement dans le cas d'une cuisson à la vapeur de pommes de terre placées dans un panier partiellement perforé. Ils permettent de mettre en évidence certains phénomènes difficilement accessibles à l'expérience (zone de faible circulation de gaz, zone à forte condensation...) qui peuvent expliquer les hétérogénéités de cuisson souvent observées. Ainsi, on s'aperçoit que dans des zones de faible circulation de gaz, l'air s'accumule près de la surface des produits ce qui limite la condensation de vapeur et se traduit par un échauffement plus lent du produit dans la zone considérée. La simulation numérique pourrait donc être utilisée pour améliorer l'homogénéité de traitement en modifiant par exemple la géométrie et la perforation des paniers. L'approche qui a été développée pour rendre compte de la condensation en présence d'incondensables pourrait être utilisée pour analyser l'hétérogénéité spatiale de traitement d'autres procédés thermiques tels que la stérilisation en autoclave ou la cuisson en four à vapeur.

Références

- [1] P. Leelayuthsoontorn et A. Thipayarat. Textural and morphological changes of jasmine rice under various elevated cooking conditions, *Food chemistry*, 96 (2006) 606-613
- [2] T. Das, R. Subramanian, A. Chakkaravarthi , A. Singh, S.Z. Ali et P.K Bordoloi. Energy conservation in domestic rice cooking, *J of Food Engineering*, 75 (2006), 156-166
- [3] Daru , M.C. Duluc , O. Le Maître, D. Juric et P. Le Quéré P. Modeling and numerical simulation of liquid-vapor phase change in an enclosed cavity. *C.R.Mecanique* 334 (2006), 25-33
- [4] R. Rocca-Polimeni J. Vasseur, D. Flick, A. Sommier. Cooking kinetics modelling application to domestic pressure cooker. *Intern. Word Congress of Food Science and Technology* (Nantes 17-21 sept. 2006)
- [5] S. Rahman, *Food properties handbook*, CRC Press (1995)
- [6] R.H. Perry et D. Green, *Perry's chemical engineering handbook*. McGraw Hill (1984)
- [7] Y. Chin, S. Ormiston et H. Soliman. Numerical solution of the complete two-phase model for laminar film condensation with a noncondensable gas. *Proceedings of the tenth Intern. Heat and Mass Transfer Conference Brighton* 3 (1994) 287-292

Remerciements

Cette étude a été réalisée en collaboration avec le groupe SEB (Selongey France)