
Modélisation de la torréfaction
en four tournant
validation des sous-modèles

Les phénomènes intervenant lors d'un traitement thermique de la biomasse ont été décrits au **Chapitre 1**. La modélisation du procédé de torréfaction en four tournant nécessite donc la prise en compte de l'ensemble de ces phénomènes et leur intégration dans un modèle global. Il est ici proposé de modéliser séparément le transport de la charge, les transferts thermiques, le séchage de la biomasse et les cinétiques de torréfaction. Ces quatre sous-modèles seront établis et validés expérimentalement avant d'être implémentés dans un modèle commun. Le modèle final, à une dimension suivant l'axe du four, a pour objectif de prédire l'évolution de la température des plaquettes de bois et leur perte de masse lors de la torréfaction en régime stationnaire.

I. Modélisation du transport de la charge

Comme expliqué précédemment (**Chapitre 1**, §III.2.3), les principales fonctions d'un modèle de transport sont de prédire le temps de séjour du matériau dans le cylindre et les surfaces d'échange entre les différentes phases.

I.1. Expériences de Distribution des Temps de Séjour

La majorité des modèles d'écoulement en four tournant sont basés sur l'hypothèse d'un écoulement piston dans le cylindre. Cette hypothèse doit être vérifiée en réalisant des expériences de distribution des temps de séjour. Ces expériences permettront également d'évaluer l'influence des paramètres opératoires sur le temps de séjour moyen et le taux de remplissage.

I.1.1. Protocole expérimental

Mesures de DTS

Les expériences de DTS sont réalisées à **température ambiante** car cela facilite la sélection du traceur qui ne doit pas résister aux conditions de la torréfaction. De plus, la conservation d'une atmosphère inerte n'est pas compatible avec un échantillonnage fréquent. Pour les expériences de DTS, l'extrémité du four est donc ouverte, ce qui permet un contrôle visuel du comportement du lit ; une balance est placée sous le caisson de sortie pour mesurer le débit en continu.

Le type de traceur doit ensuite être sélectionné. L'étude d'un solide divisé comme les plaquettes de bois présente l'avantage de permettre l'utilisation de traceurs colorés peu

coûteux et faciles à produire. Dans cette étude, deux traceurs différents présentés **Figure 41a** sont utilisés. L'un est teinté avec du **rouge Congo** et l'autre avec de l'**encre bleue**.

Dans les deux cas, les plaquettes sont tout d'abord séchées à l'étuve, puis immergées dans un mélange d'eau et de colorant pendant deux heures. Elles sont ensuite séparées du liquide excédentaire puis séchées à l'étuve. Enfin, leur stockage pendant quelques semaines dans la même enceinte que la biomasse brute permet de les ramener à la même humidité d'équilibre.

Étant donné les faibles quantités de colorants utilisées (quelques grammes), il est supposé que ceux-ci ne modifient pas la composition ni l'état de surface des plaquettes de bois.

Le principe de l'expérience de DTS est représenté **Figure 41b**.

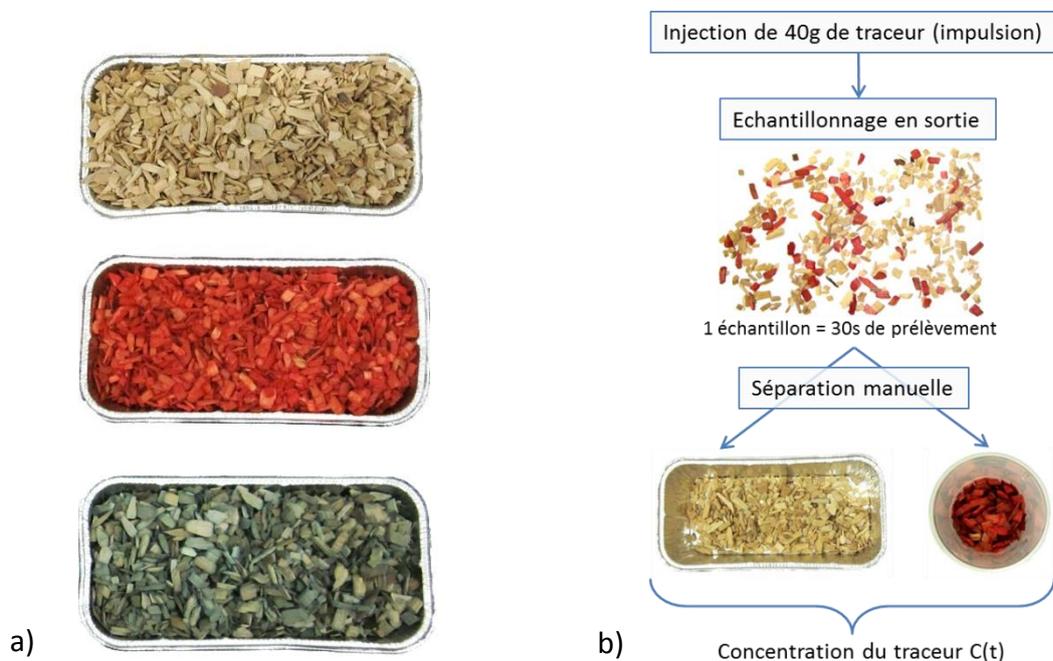


Figure 41 : a) Présentation des traceurs colorés et b) schéma de principe de la DTS.

Les paramètres opératoires du cylindre (inclinaison, vitesse de rotation et débit d'alimentation) sont réglés et l'alimentation en plaquettes de bois débute. Il a été vérifié visuellement que le comportement du lit de plaquettes est du type rolling, ce qui est indispensable pour l'obtention d'un mélange efficace. Une fois le régime permanent atteint, 40 g de chaque traceur sont injectés successivement à la base de la trémie au temps $t=0$. Ceci correspond à des injections de type **impulsion** choisies afin de limiter les quantités de traceurs utilisées.

En sortie de cylindre, les plaquettes de bois sont échantillonnées toutes les 30 s pendant 70 min (toute la masse est conservée). Un tri manuel est ensuite réalisé pour séparer les traceurs du bois brut. La pesée des traceurs et des particules non colorées permet alors le calcul de la concentration en traceur de chaque échantillon.

Pour l'ensemble des expériences, la masse de traceur récupérée atteint $99,8 \pm 0,4 \%$ de la masse initialement injectée.

Mesure du profil de chargement du cylindre

Une fois les traceurs récupérés, la rotation du cylindre et l'alimentation en biomasse sont stoppées simultanément et des photographies de l'intérieur du cylindre sont prises. La mise au point est réalisée pour avoir des images nettes de l'ensemble du cylindre. Un exemple est donné **Figure 42**.



Figure 42 : Photographie réalisée pour l'identification du profil de chargement du cylindre.

Des marqueurs colorés ont été fixés sur la grille à des positions connues le long de l'axe du cylindre. A chaque position, l'angle de charge θ est mesuré à l'aide du logiciel de **traitement d'images** ImageJ® (National Institutes of Health, USA). Cet angle est utilisé pour calculer le taux de remplissage local en supposant que la surface du lit est plane.

Ceci est une méthode originale de détermination du profil de chargement pour des cylindres dont la longueur rend difficile l'accès à ce type d'information. L'incertitude sur l'angle de charge est estimée à $\pm 3^\circ$ (estimation à partir de déterminations sur plusieurs photographies).

Enfin, le cylindre est entièrement vidé et la masse de bois retenue est pesée afin de calculer le temps de passage et le taux de remplissage moyen.

I.1.2. Paramètres opératoires étudiés

Les paramètres opératoires, dont l'influence sur l'écoulement des plaquettes de bois est étudiée, sont l'inclinaison, la vitesse de rotation et le débit d'alimentation. Le débit de gaz est négligé car il est très faible (l'azote n'est pas utilisé comme fluide caloporteur) et le cylindre n'est pas équipé de relevés.

Les gammes de variation choisies pour ces paramètres sont 1 à 2 ° pour l'inclinaison, 2 à 4 tr/min pour la vitesse de rotation et 4 à 8 kg/h pour le débit d'alimentation. Le domaine de fonctionnement de l'installation pilote ne sera donc pas exploré intégralement mais il a été choisi de rester dans les gammes couramment observées à l'échelle industrielle (1 à 3 ° et 1 à 5 tr/min d'après [128]).

Afin d'optimiser les expériences, un plan d'expériences factoriel complet a été défini. Les expériences sont représentées par les sommets du cube de la **Figure 43**.

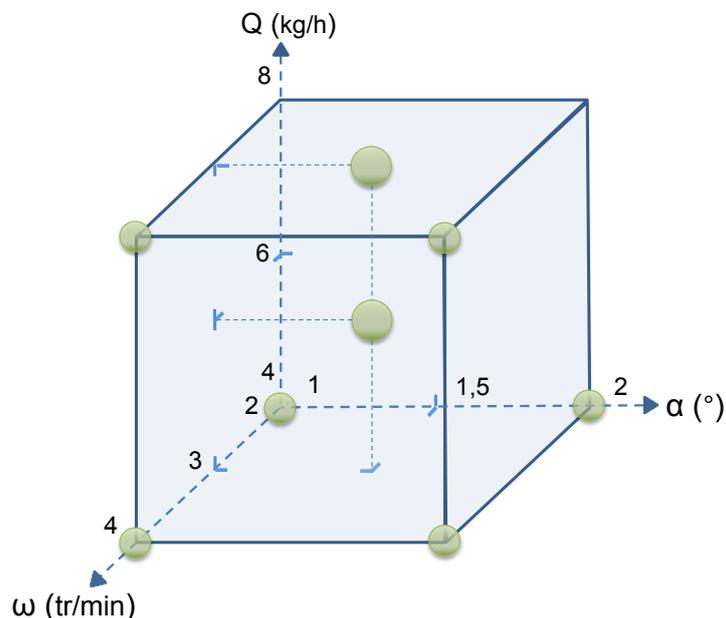


Figure 43 : Représentation spatiale des jeux de paramètres expérimentaux étudiés (les points verts représentent les essais réalisés).

Cependant, les deux essais à fort débit (8 kg/h) et faible vitesse de rotation (2 tr/min) se sont avérés irréalisables car ils mènent à un taux de remplissage supérieur à la capacité du four tournant pilote. Ces deux points ont donc été remplacés par un point au centre du cube et un autre au centre de la face supérieure du cube.

Même si les lois établies pour l'exploitation des plans d'expériences ne seront pas utilisées dans la suite de ces travaux, ce schéma expérimental a pour objectif de fournir un maximum d'informations avec un nombre restreint d'expériences.

I.2. Résultats

I.2.1. Caractérisation de l'écoulement et influence des paramètres opératoires

Pour chaque jeu de paramètres expérimentaux, deux courbes de DTS sont obtenues : une pour le traceur bleu et une pour le traceur rouge.

La **Figure 44** présente les courbes obtenues avec les deux traceurs dans différentes conditions opératoires.

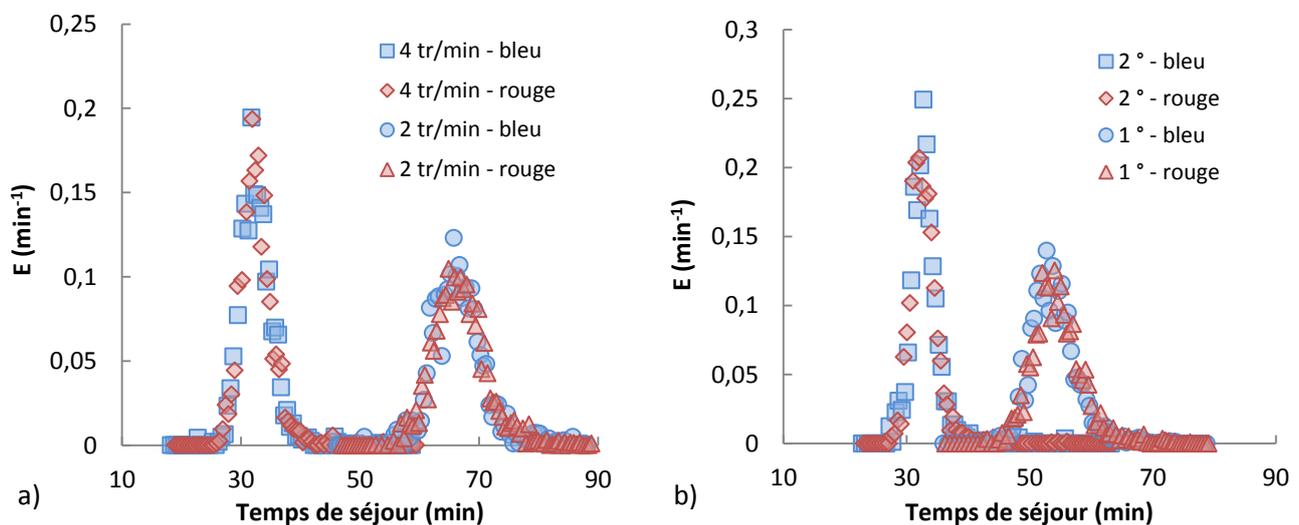


Figure 44 : Courbes de DTS obtenues pour les deux traceurs. Paramètres opératoires : a) $\alpha=2^\circ$; ω =variable ; $Q=4$ kg/h et b) α =variable ; $\omega=4$ tr/min ; $Q=8$ kg/h.

Les courbes de DTS se superposent, ce qui tend à prouver la répétabilité des expériences et l'absence d'influence du type de traceur.

L'influence des deux principaux paramètres opératoires – vitesse de rotation et inclinaison – est également observée sur cette figure. Une diminution de la vitesse de rotation (**Figure 44a**) augmente le temps de séjour des particules dans le cylindre. L'étalement de la courbe augmente également, ce qui traduit une dispersion plus importante des temps de séjour. Une tendance similaire est observée lors d'une diminution de l'inclinaison (**Figure 44b**). Ces résultats sont en accord avec ceux relevés dans la littérature.

Le **Tableau 11** récapitule les principaux résultats expérimentaux (taux de remplissage moyen H , temps de passage τ , temps de séjour moyen \bar{t}_s et écart-type de la distribution σ) obtenus pour l'ensemble des essais. Ces termes ont été définis au **Chapitre 1** (§III.2.3 et §III.3.1).

Tableau 11 : Résultats expérimentaux des essais de DTS et principaux résultats des modèles classiques.

Paramètres des essais			Résultats expérimentaux				Modèles classiques			
Essai	α (°)	ω (rpm)	Q (kg/h)	H (%)	τ (min)	\bar{t}_s (min)	σ (min)	J	Pe	D_{ax} ($\times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$)
DTS1	1,5	3	8	18,1	55,4	55,9	4,1	162	525	1,0
DTS2	2	4	8	10,6	32,3	33,0	2,6	172	629	1,4
DTS3	2	4	4	5,2	31,8	32,7	2,9	171	361	2,5
DTS4	2	2	4	10,8	65,9	66,7	4,4	159	583	0,8
DTS5	1	4	4	8,8	53,6	54,6	4,2	164	422	1,3
DTS6	1	4	8	16,6	50,8	54,3	3,8	163	497	1,1
DTS7	1	2	4	17,9	109,4	109,4	8,4	144	411	0,7
DTS8	1,5	3	6	13,0	52,9	54,4	4,0	163	645	0,8

Les valeurs confirment bien les observations graphiques. De plus, il apparaît que l'écart-type augmente linéairement avec le temps de séjour moyen. Cette observation est illustrée **Figure 45**.

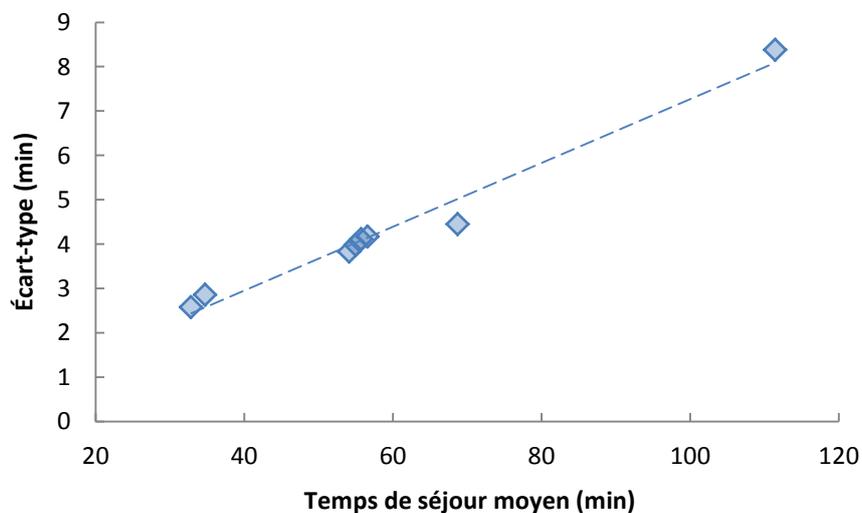


Figure 45 : Relation entre l'écart-type des DTS et le temps de séjour moyen.

La comparaison des essais DTS2 et DTS3, et des essais DTS5 et DTS6 montre que le débit d'alimentation en solide n'a pas d'influence significative sur la distribution des temps de séjour. En effet, malgré un rapport 2 entre les débits de ces deux essais, les temps de séjour moyens et les écarts-types sont sensiblement équivalents. De ce fait, le débit d'alimentation a un fort impact sur le taux de remplissage moyen. Le fait que les taux de remplissage

restent faibles (inférieurs à 20 %) peut être attribué à l'absence de diaphragme en sortie du cylindre.

Les valeurs de la fonction de distribution des temps de séjour de tous ces essais ont été adimensionnalisées. Les résultats sont présentés **Figure 46**.

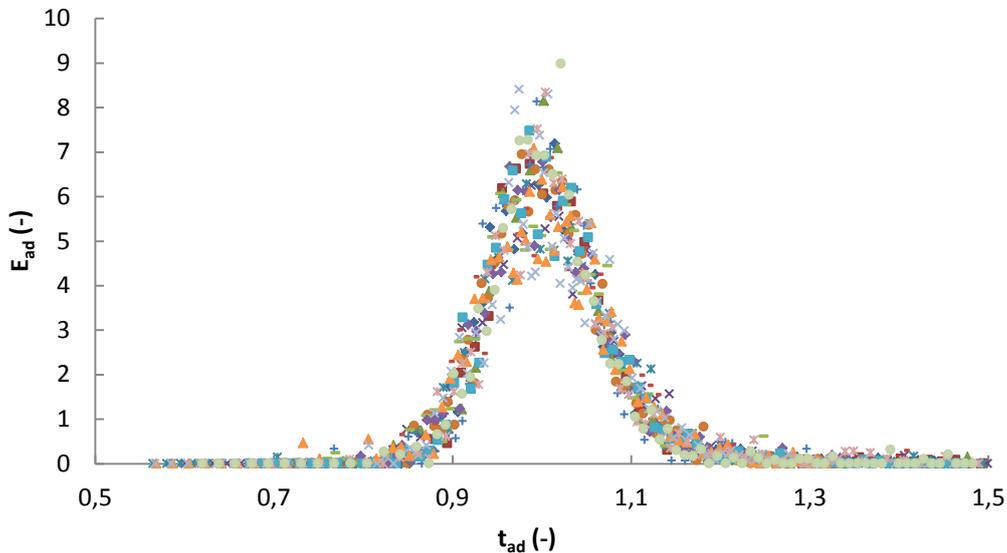


Figure 46 : Représentation graphique des fonctions de distribution des temps de séjour adimensionnalisées pour l'ensemble des essais.

Toutes les courbes sont proches et parfaitement symétriques. Ceci met en évidence que l'écoulement est régi par les mêmes mécanismes quels que soient les paramètres opératoires, mais également qu'il n'y a pas de défaut d'écoulement dans le cylindre.

Ceci est confirmé par la comparaison du temps de passage et du temps de séjour moyen : l'écart moyen entre ces deux valeurs sur l'ensemble des essais est de 2,3 %.

Ces observations s'avèrent primordiales pour l'obtention d'un traitement homogène des particules lors de la torréfaction.

I.2.2. Ajustement des modèles classiques de DTS

Les modèles d'écoulement piston avec dispersion axiale et de mélangeurs en cascade ont fait l'objet d'une procédure d'ajustement. Les fonctions représentant l'écart entre ces modèles et les résultats expérimentaux sont présentées **Équation 45** et **Équation 46**.

$$f_p = \sum_{i=1}^n (E(t_i) - E_p(t_i))^2 \quad \text{Équation 45}$$

$$f_m = \sum_{i=1}^n (E(t_i) - E_m(t_i))^2 \quad \text{Équation 46}$$

Où n est le nombre de points expérimentaux et E la fonction de distribution des temps de séjour expérimentale. E_p et E_m ont été définis **Équation 16** et **Équation 17** respectivement.

Chaque modèle possède un paramètre d'ajustement : le nombre de Péclet Pe pour l'écoulement piston avec dispersion axiale et le nombre de mélangeurs en cascade J pour les mélangeurs en cascade. Ces paramètres ont été déterminés pour chaque jeu de conditions opératoires avec l'objectif de minimiser les fonctions f_p et f_m .

Les résultats de ces ajustements sont illustrés **Figure 47** pour deux cas extrêmes : temps de séjour faibles (Essai DTS3) et temps de séjour élevés (Essai DTS7). Les deux modèles sont donc pertinents pour représenter la distribution des temps de séjour des plaquettes de bois dans le four tournant. Cependant, il faut noter que lorsque les temps de séjours sont élevés, le modèle de mélangeurs en cascade sous-estime l'amplitude de la courbe de DTS. Même si ce décalage reste faible, le modèle de dispersion axiale semble plus adapté quels que soient les temps de séjour considérés.

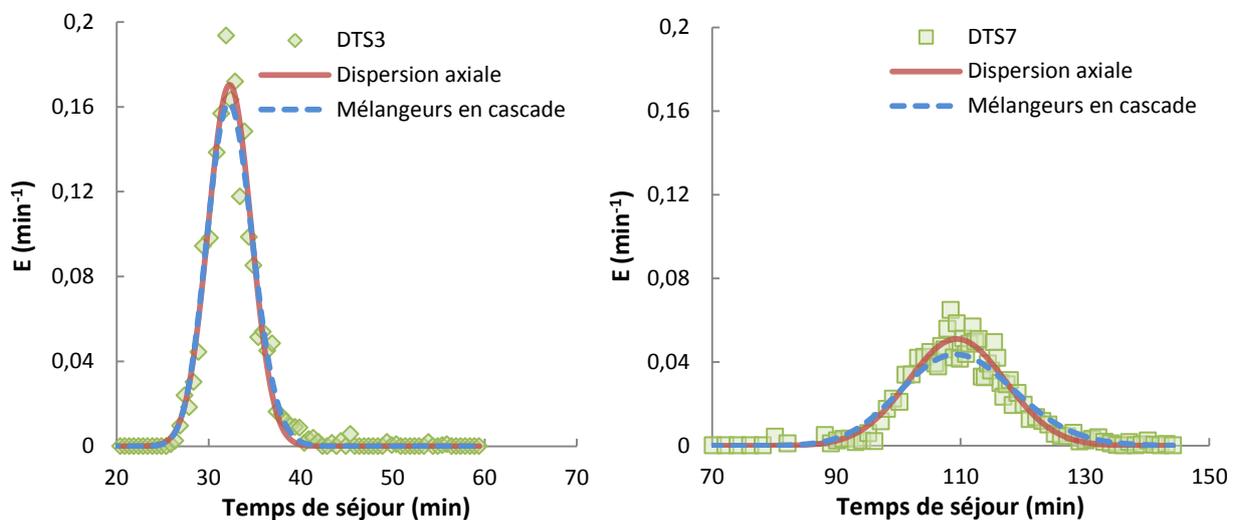


Figure 47 : Résultats de la procédure d'ajustement des modèles de Dispersion axiale et de Mélangeurs en cascade pour un essai à faibles temps de séjour (DTS3) et un essai à temps de séjour élevés (DTS7).

Les paramètres optimaux obtenus lors de l'ajustement de ces modèles sont présentés dans le **Tableau 11**. Comme attendu, Pe et J sont élevés (supérieurs à 50 et 25 respectivement) pour tous les essais. Ceci confirme que la dispersion axiale dans le four tournant est faible. Il faut également noter que l'égalité $Pe=2J$ couramment observée [174,175] n'est pas

vérifiée. Ceci est dû au choix d'une méthode de détermination des paramètres par ajustement et non par application des formules théoriques (**Équation 18** et **Équation 19** du **Chapitre 1**).

Bien qu'il soit difficile de comparer les valeurs obtenues à celles de la littérature, certaines tendances peuvent être observées. Tout d'abord, il faut noter que le nombre Pe est fortement dépendant du débit d'alimentation ce qui rend son exploitation difficile. Par contre, le calcul du coefficient de dispersion axiale D_{ax} permet la comparaison avec les travaux de Sherritt *et al.* [140]. Ils ont montré que D_{ax} augmente quand la vitesse de rotation augmente ou quand le taux de remplissage diminue, ce qui est en accord avec les résultats du **Tableau 11**.

Au **Chapitre 1**, il avait été signalé que le nombre J pouvait être utilisé pour calculer la longueur moyenne d'un mélangeur. Classiquement, cette longueur correspond à 10 % du diamètre du cylindre [140]. Ici, le calcul de cette longueur moyenne varie entre 2,4 et 2,9 cm pour un diamètre de cylindre de 21 cm. Ces résultats sont donc en accord avec la littérature.

En conclusion, il apparaît que, dans un premier temps, la dispersion axiale des plaquettes de bois le long du cylindre peut être négligée. Cependant, les observations n'ont jusqu'alors été effectuées qu'avec du bois brut. L'impact des modifications dues à la torréfaction sur l'écoulement des plaquettes n'est donc pas connu. Pour lever cette incertitude, des expériences de DTS ont été réalisées avec du bois torréfié afin de quantifier l'écart de comportement entre les matériaux traité et non-traité.

I.2.3. Comparaison bois brut – bois torréfié

Le bois utilisé pour cette comparaison a été torréfié dans le four tournant pilote avec une température de consigne de 270 °C, un temps de passage de 56 min et un taux de remplissage moyen de 16,4 %. La perte de masse sèche calculée sur 4 prélèvements d'une heure chacun est de $9,1 \pm 2,7$ %. Ce bois torréfié a ensuite été stocké dans la même enceinte que le bois brut jusqu'à stabilisation de sa masse. Son humidité d'équilibre est alors de 6 %, soit moitié moins élevée que celle de la biomasse brute.

Les particules ont des dimensions identiques à celles de la biomasse brute et les masses volumiques apparentes de ces deux matériaux sont similaires (270 ± 10 kg/m³ pour les plaquettes torréfiées contre 280 ± 10 kg/m³ pour les plaquettes de bois brut). Ceci peut

s'expliquer par l'effet conjugué de la perte de masse et du retrait volumique qui accompagnent la torréfaction. Enfin, l'angle de repos dynamique du bois torréfié est identique à celui du bois brut (42 °). L'humidité et l'état de surface des particules sont donc les seules propriétés pouvant modifier le comportement en écoulement des plaquettes torréfiées.

Deux expériences – essais DTS9 et DTS10 – ont été menées avec les plaquettes torréfiées. Les paramètres opératoires sont identiques à ceux de l'essai DTS3 et le protocole opératoire est le même que celui utilisé pour la biomasse brute. Le cylindre est alimenté par de la biomasse torréfiée et, une fois le régime permanent atteint, deux traceurs sont injectés à la base de la trémie :

- Pour l'essai DTS9, le premier traceur est composé de particules brutes colorées (au rouge Congo) et le second de particules torréfiées colorées (à l'éosine),
- Pour l'essai DTS10, les deux traceurs sont composés de particules brutes colorées (en rouge et en bleu).

Les courbes de DTS obtenues avec les deux traceurs de l'essai DTS9 sont comparées aux courbes de l'essai DTS3 sur la **Figure 48**.

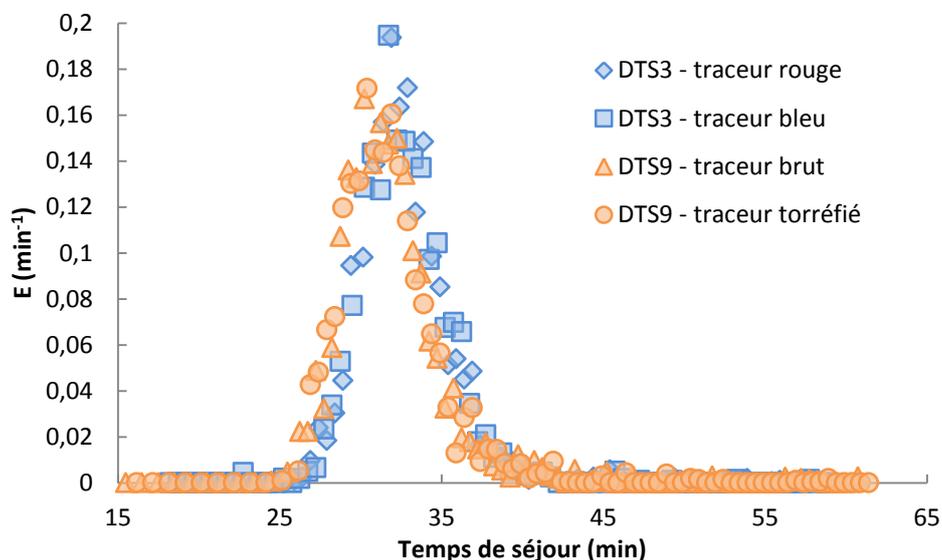


Figure 48 : Comparaison des courbes DTS du bois brut (essai DTS3) et du bois torréfié (essai DTS9) obtenues avec différents traceurs.

Tout d'abord, dans le cas de l'essai DTS9, la nature du traceur n'influence pas le résultat. De plus, les courbes obtenues sont très proches de celles de l'essai DTS3 réalisé avec du bois brut : seul un léger décalage est visible. Afin d'évaluer plus précisément l'influence de la torréfaction sur l'écoulement, les résultats des trois essais sont résumés dans le **Tableau 12**.

Tableau 12 : Comparaison des résultats de DTS avec du bois brut et du bois torréfié.

Essai	Biomasse	Traceur	H (%)	τ (min)	\bar{t}_s (min)	σ (min)
DTS3	Brute	Particules rouges	5,2	31,8	32,7	2,9
		Particules bleues			32,7	2,9
DTS9	Torréfiée	Particules rouges	5,2	30,9	31,2	3,6
		Particules torréfiées			31,1	3,4
DTS10	Torréfiée	Particules rouges	5,3	31,1	31,5	3,2
		Particules bleues			31,6	3,2

La comparaison des essais DTS9 et DTS10 démontre la bonne reproductibilité des essais. De plus, les résultats obtenus pour ces deux essais en termes de taux de remplissage, de temps de passage, de temps de séjour moyen et d'écart-type ne sont pas significativement différents de ceux obtenus lors de l'essai DTS3.

Il peut donc être conclu de ces observations que la torréfaction n'affecte pas les propriétés d'écoulement des plaquettes de bois dans le four tournant.

I.2.4. Mise en évidence de phénomènes de ségrégation

Les expériences de DTS ont également permis l'étude de l'influence de la taille des particules. En effet, lors du tri manuel des échantillons en sortie du cylindre, les particules composant chaque échantillon de traceur ont été comptées. En divisant la masse totale de ces particules par leur nombre, une **masse moyenne par particule** peut être calculée. La **Figure 49** présente l'évolution de cette masse moyenne en fonction du temps de séjour pour deux essais représentatifs de l'ensemble des expériences.

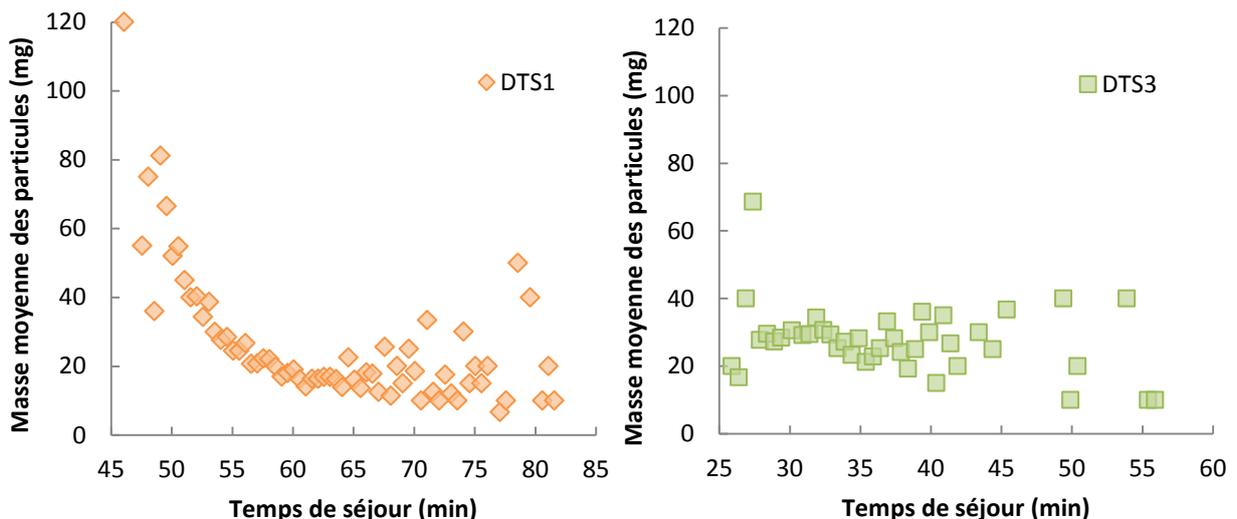


Figure 49 : Évolution de la masse moyenne des particules avec le temps de séjour pour deux essais.

L'essai **DTS1** est représentatif des essais ayant un **fort taux de remplissage**. Il est notable que les particules de grande taille atteignent la sortie du cylindre avant les petites. Il y a ainsi une diminution de la masse moyenne des particules collectées à la sortie du cylindre pour $45 < t_s < 65$ min. Au-delà de 65 min, les mesures sont bruitées car les échantillons sont composés d'un faible nombre de particules, ce qui ne permet pas l'obtention d'une masse moyenne représentative.

L'essai **DTS3** est représentatif des essais à **faible taux de remplissage** : aucune tendance n'est mise en évidence. Les faibles taux de remplissage seraient donc moins propices aux phénomènes de ségrégation.

Les facteurs influençant la ségrégation, présentés au **Chapitre 1**, n'ont pas pu être identifiés ici. Cependant, un moyen simple d'identifier ce phénomène a été proposé. Enfin, il faut noter que, contrairement aux travaux disponibles dans la littérature menés généralement sur des mélanges binaires, le solide divisé utilisé ici est un milieu présentant une réelle dispersion granulométrique, plus proche des réalités industrielles.

I.3. Élaboration du modèle d'écoulement

L'écoulement des plaquettes de bois dans le four tournant vient d'être étudié expérimentalement et de nombreuses informations ont été collectées et analysées. Ces résultats peuvent désormais servir de base à la validation d'un modèle d'écoulement qui sera intégré dans le modèle de torréfaction en four tournant.

I.3.1. Modifications et méthode d'ajustement

Le modèle de Saeman, exposé **Équation 10**, a été retenu. Il se présente sous la forme d'une équation différentielle du premier ordre. Le profil de chargement du cylindre est calculé en résolvant cette équation. Le taux de remplissage moyen peut alors être déduit par intégration du profil de chargement. Connaissant le débit d'alimentation, le temps de passage (assimilé au temps de séjour moyen) peut être calculé.

La **Figure 50** propose une comparaison entre les temps de séjour et taux de remplissage moyens mesurés expérimentalement et ceux prédits par le modèle original de Saeman. Les capacités prédictives du modèle apparaissent insuffisantes car l'écart modèle-expérience atteint 20 % dans le cas du temps de séjour et 25 % dans le cas du taux de remplissage.

Parmi les paramètres pris en compte dans le modèle, l'angle de repos dynamique est celui dont l'incertitude de mesure est la plus élevée. Une étude de sensibilité a permis de montrer que les résultats du modèle sont assez peu sensibles à ce paramètre qui ne peut donc expliquer à lui seul les écarts observés.

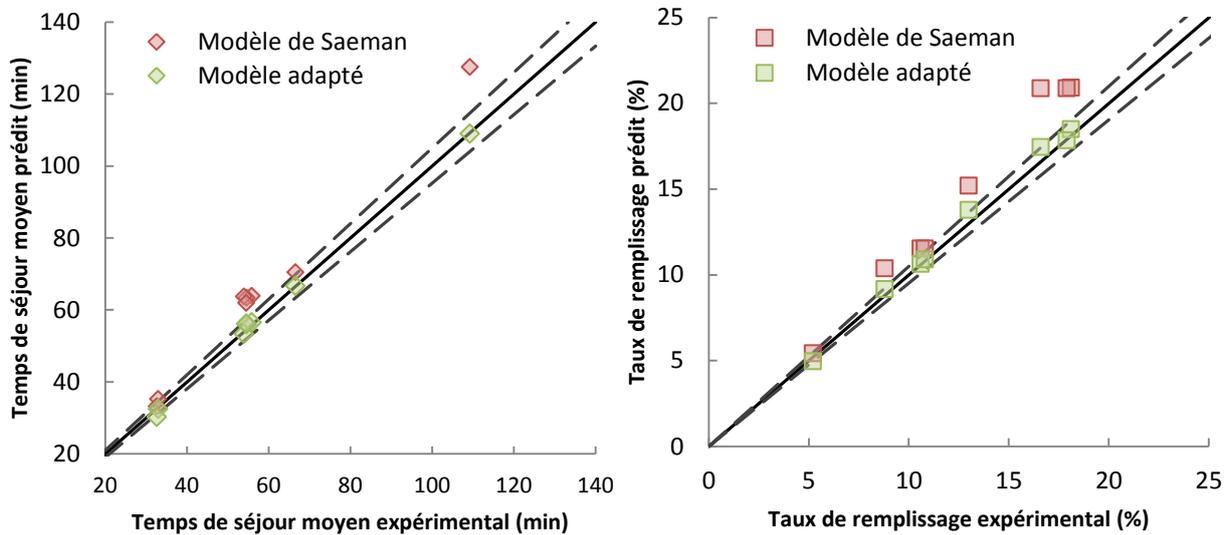


Figure 50 : Comparaison du modèle de Saeman et du modèle adapté avec les résultats expérimentaux (les lignes en pointillés représentent une déviation de 5 %).

Afin d'adapter ce modèle aux plaquettes de bois, 3 coefficients ont été ajoutés au modèle original. Ces coefficients – C_Q , C_α et C_ω – permettent d'ajuster les effets respectifs du débit d'alimentation, de l'inclinaison et de la vitesse de rotation. L'ajout de ces paramètres a pour objectif d'améliorer la réponse du modèle aux variations des paramètres de fonctionnement du cylindre. Le modèle proposé prend la forme suivante :

$$\frac{dh(z)}{dz} = \frac{3\dot{Q}_v C_Q \tan(\beta)}{4\pi\omega C_\omega R^3} \left(\frac{2h}{R} - \frac{h^2}{R^2} \right)^{-3/2} - \frac{\tan^{C_\alpha}(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad \text{Équation 47}$$

Ces paramètres ont été déterminés par régression non linéaire pour minimiser l'écart entre le temps de séjour prédit et le temps de séjour expérimental pour l'ensemble des essais menés sur le bois brut.

I.3.2. Résultats de l'ajustement

Les valeurs optimisées de C_Q , C_α et C_ω sont 1,09, 1,19 et 1,11 respectivement. Le temps de séjour et le taux de remplissage moyens calculés avec ces valeurs sont représentés **Figure 50**. Les résultats numériques présentent une déviation inférieure à 5 % avec les

résultats expérimentaux. L'amélioration est particulièrement importante pour les temps de séjour et les taux de remplissage élevés.

La **Figure 51** permet d'évaluer l'apport des modifications sur la prédiction du profil de chargement le long du cylindre. Les résultats sont exprimés en termes de taux de remplissage local.

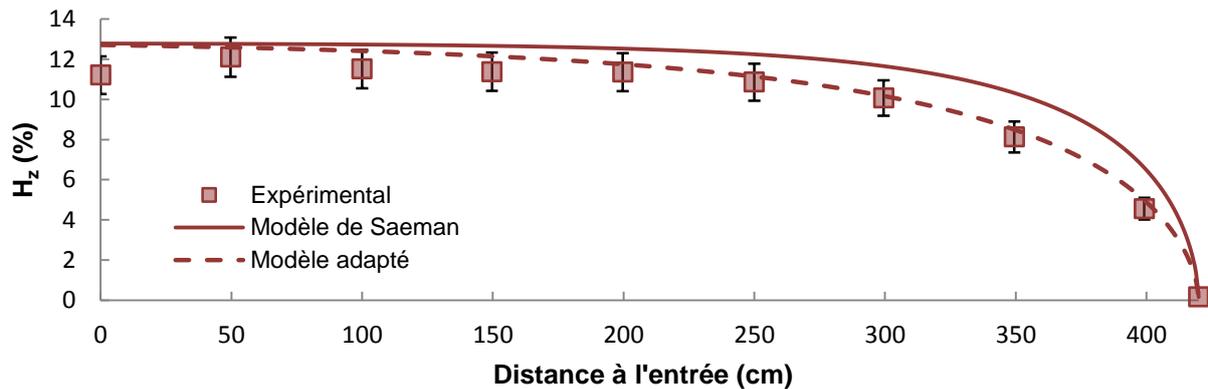


Figure 51 : Profils de chargement calculés par le modèle de Saeman et le modèle ajusté et comparaison avec les résultats expérimentaux pour l'essai DTS2.

Les barres d'erreur ont été calculées en considérant une mesure de l'angle de charge à $\pm 3^\circ$ près. L'écart entre le modèle adapté et les relevés expérimentaux est inférieur aux incertitudes de mesure, ce qui n'est pas le cas du modèle original. L'amélioration des capacités prédictives est particulièrement importante à la sortie du cylindre. En effet, dans cette zone, le modèle de Saeman prédit une diminution du taux de remplissage plus soudaine qu'elle ne l'est en réalité.

La **Figure 52** présente les résultats pour plusieurs essais avec des taux de remplissage variés.

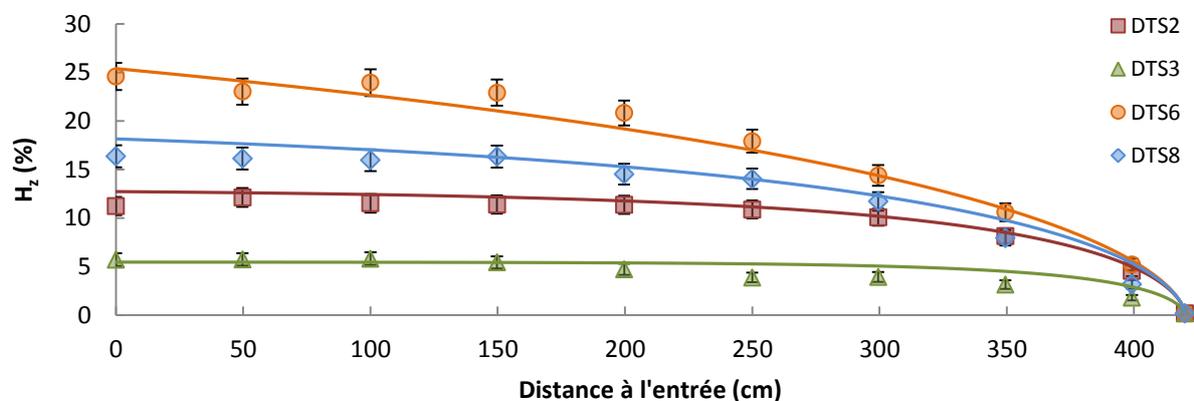


Figure 52 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et le modèle adapté pour différents taux de remplissage.

Le modèle proposé représente bien les valeurs expérimentales, même si un léger décalage subsiste au niveau de la sortie du cylindre pour les taux de remplissage faibles (essai DTS3 par exemple).

I.4. Conclusions sur le modèle de transport

Les expériences de Distribution des Temps de Séjour ont montré que l'écoulement des plaquettes de bois dans le four tournant est assimilable à un écoulement piston avec faible dispersion axiale. La comparaison des résultats obtenus avec du bois brut et du bois torréfié n'a pas mis en évidence de différence significative entre les écoulements de ces deux matériaux. Un modèle unique a donc été développé pour représenter la progression de la charge le long du four tournant. Ce modèle, dérivé d'un modèle existant, prédit efficacement le temps de séjour et le taux de remplissage moyens en fonction des paramètres opératoires. Les profils de chargement du cylindre, déterminés par une méthode d'analyse d'images originale, ont également été comparés avec succès aux résultats du modèle. Enfin, des phénomènes de ségrégation ont été détectés lorsque le taux de remplissage du cylindre est élevé. Leur prise en compte dans le modèle pourrait faire l'objet de développements futurs.

II. Modélisation des transferts thermiques

Le modèle thermique a pour objectif de calculer les températures du lit de plaquettes de bois, de la phase gaz et de la paroi du cylindre. Des bilans énergétiques vont être réalisés sur ces différentes phases puis couplés avec le modèle de transport.

II.1. Hypothèses

Le modèle développé est un modèle à une seule dimension. Dans un volume de contrôle de longueur Δz , **chaque phase est donc supposée isotherme**. Ainsi, la température de la paroi T_p , la température de la phase gaz T_g et la température du solide T_s ne varient que suivant l'axe du four z . Une telle hypothèse implique donc que le mélange transversal de la charge soit efficace et qu'il n'y ait pas de phénomènes de ségrégation trop importants.

Les principaux transferts thermiques intervenant dans un four tournant ont été décrits au **Chapitre 1**. Cependant, aux flux représentés **Figure 25** viennent s'ajouter des termes propres au four tournant pilote étudié. En effet, le chauffage étant indirect, les termes d'apport/perte de chaleur à la paroi doivent être pris en compte :

- Au niveau des **zones chauffées** : un terme de convection ϕ_{pe}^{cv} représente l'échange entre l'air (situé entre la coquille et le cylindre) et la paroi externe du cylindre. Cet air est supposé être à la température de la coquille T_{coq} . Un terme de rayonnement ϕ_{coq}^r représente l'échange direct entre la coquille et la paroi du cylindre.
- Au niveau des **zones non chauffées** (entrée et sortie du cylindre) : le terme ϕ_{pe}^{cv} représente l'échange par convection entre la paroi du cylindre et l'air ambiant à la température T_{amb} . Le terme ϕ_{pertes}^r représente l'échange par rayonnement entre la paroi du cylindre et l'air ambiant.

La chauffe indirecte implique que l'apport de chaleur vers la charge est principalement réalisé par contact avec la paroi. De plus, aux températures de torréfaction (inférieures à 400 °C), le rayonnement est classiquement considéré comme limité. Il a donc été choisi de sélectionner les coefficients de convection et de rayonnement les plus couramment utilisés dans la littérature. Le choix du coefficient d'échange paroi-lit sera ensuite effectué afin de représenter au mieux les résultats expérimentaux. L'emploi d'une telle démarche est également motivé par le faible nombre de points de mesure de la température qui ne permettent pas l'acquisition de données suffisantes pour quantifier précisément l'ensemble des termes de transfert de chaleur.

II.2. Bilans thermiques sur les différentes phases

En **régime permanent**, l'équation de conservation de l'énergie pour une phase i s'écrit sous la forme suivante (l'établissement de cette expression est présenté dans l'**Annexe §II**) :

$$\rho_i C_{p,i} \left(\pm V_i \frac{dT_i}{dz} \right) = \frac{d}{dz} \left(\lambda_i \frac{dT_i}{dz} \right) + \frac{\Phi_i}{\Omega_i} + \dot{\theta}_i \quad \text{Équation 48}$$

Où V_i est la vitesse axiale de la phase en m/s (le signe \pm permet la prise en compte du sens de circulation), Φ_i la somme des flux échangés en W, Ω_i le volume de la phase en m^3 et $\dot{\theta}_i$ le terme source énergétique dû aux réactions chimiques et au séchage en W/m^3 .

Dans cette partie, seuls les transferts thermiques sont considérés donc $\dot{\theta}_i = 0$.

II.2.1. Bilan sur la phase solide

L'**Équation 49** décrit la conservation de l'énergie pour le lit de plaquettes de bois :

$$\rho_s C_{p,s} V_s \frac{dT_s}{dz} = \lambda_s \frac{d^2 T_s}{dz^2} + \frac{\Phi_s}{\Omega_s} \quad \text{Équation 49}$$

La conductivité thermique du lit de plaquettes est ici considérée comme une constante et la vitesse du solide est égale au rapport entre le débit volumique d'alimentation et la surface S_s calculée d'après l'Équation 4.

La résolution numérique de cette équation différentielle nécessite deux conditions aux limites présentées Équation 50, pour $z = 0$ (entrée du cylindre) et $z = L$ (sortie du cylindre).

$$\begin{cases} T_s(z = 0) = T_s^E = T_{amb} \\ \left. \frac{dT_s}{dz} \right|_{z=L} = 0 \end{cases} \quad \text{Équation 50}$$

La température du solide en entrée du four T_s^E est connue et son évolution en sortie du four est considérée comme négligeable.

La somme des flux échangés est explicitée Équation 51.

$$\Phi_s = \phi_s^r + h_{gs}^{cv} S_l (T_g - T_s) + h_{ps}^c S_{pc} (T_p - T_s) \quad \text{Équation 51}$$

Le terme de rayonnement ϕ_s^r a été présenté Équation 37 et le coefficient de convection h_{gs}^{cv} est celui proposé par Tscheng et Watkinson calculé par l'Équation 28.

II.2.2. Bilan sur la phase gaz

Le balayage d'azote est réalisé à co-courant. La conservation de l'énergie de la phase gaz s'écrit alors sous la forme suivante :

$$\rho_g C_{p,g} V_g \frac{dT_g}{dz} = \frac{\Phi_g}{\Omega_g} \quad \text{Équation 52}$$

La conduction dans la direction axiale est ici négligée, l'équation différentielle est donc du premier ordre et sa résolution ne nécessite qu'une seule condition aux limites :

$$T_g(z = 0) = T_g^E = T_{amb} \quad \text{Équation 53}$$

La somme des flux échangés avec le gaz prend la forme suivante :

$$\Phi_g = \phi_g^r + h_{gs}^{cv} S_l (T_s - T_g) + h_{gp}^{cv} S_{pd} (T_p - T_g) \quad \text{Équation 54}$$

Le rayonnement est calculé suivant la méthode des radiosités (Équation 38) et le coefficient de convection h_{gp}^{cv} est déterminé à partir du nombre de Nusselt de Seghir-Ouali *et al.* [163] présenté Équation 27.

II.2.3. Bilan sur la paroi

L'équation de conservation de l'énergie pour la paroi s'écrit :

$$-\lambda_p \frac{d^2 T_p}{dz^2} = \frac{\Phi_p}{\Omega_p} \quad \text{Équation 55}$$

Là encore, deux conditions aux limites sont nécessaires. Ne connaissant pas la température de la paroi aux extrémités du cylindre, le flux axial de chaleur y est supposé nul :

$$\begin{cases} \left. \frac{dT_p}{dz} \right|_{z=0} = 0 \\ \left. \frac{dT_p}{dz} \right|_{z=L} = 0 \end{cases} \quad \text{Équation 56}$$

Les flux échangés dépendent de la position suivant l'axe du cylindre :

- Au niveau des **zones chauffées** :

$$\Phi_p = \Phi_p^r + h_{ps}^c S_{pc} (T_s - T_p) + h_{gp}^{cv} S_{pd} (T_g - T_p) + h_{pe}^{cv} S_{pe} (T_{coq} - T_p) + \Phi_{coq}^r \quad \text{Équation 57}$$

- Au niveau des **zones non chauffées** :

$$\Phi_p = \Phi_p^r + h_{ps}^c S_{pc} (T_s - T_p) + h_{gp}^{cv} S_{pd} (T_g - T_p) + h_{pe}^{cv} S_{pe} (T_{amb} - T_p) + \Phi_{pertes}^r \quad \text{Équation 58}$$

Le coefficient de convection h_{pe}^{cv} utilisé est calculé à partir du nombre de Nusselt Nu_{pe} proposé par Sacadura [168] pour la convection naturelle sur un cylindre horizontal immobile :

$$\begin{cases} Nu_{pe} = 0,53Ra^{0,25} & \text{si } 10^4 < Ra < 10^9 \\ Nu_{pe} = 0,13Ra^{0,33} & \text{si } 10^9 < Ra < 10^{13} \end{cases} \quad \text{Équation 59}$$

L'influence de la rotation du cylindre est négligée étant donné les faibles vitesses mises en jeu.

Sacadura propose également une relation pour estimer le flux radiatif entre deux cylindres coaxiaux de longueurs infinies :

$$\Phi_{coq}^r = \frac{S_{pe} \sigma (T_{coq}^4 - T_p^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{S_{pe}}{S_{coq}} \left(\frac{1}{\varepsilon_{coq}} - 1 \right)} \quad \text{Équation 60}$$

S_{pe} et S_{coq} sont la surface extérieure du cylindre et la surface intérieure de la coquille chauffante. En considérant une épaisseur de 2 mm pour le cylindre et un rayon interne de la

coquille $R_{coq}=0,147$ m, ces deux surfaces sont calculées suivant l'Équation 61 pour un volume de contrôle de longueur Δz .

$$\begin{cases} S_{pe} = 2\pi(R + 0,002)\Delta z \\ S_{coq} = 2\pi R_{coq}\Delta z \end{cases} \quad \text{Équation 61}$$

Enfin, le flux radiatif échangé entre le cylindre et l'ambiance peut être modélisé par la relation suivante [134,167]:

$$\Phi_{pertes}^r = \varepsilon_p S_{pe} \sigma (T_{amb}^4 - T_p^4) \quad \text{Équation 62}$$

Les équations-bilan ont ainsi été établies et les principaux coefficients de transfert ont été présentés. Le modèle peut désormais être implémenté et servir de base au choix d'un coefficient de transfert paroi-solide.

II.3. Implémentation du modèle

II.3.1. Résolution simultanée des équations de transferts thermiques et du modèle de transport

Les entrées du modèle sont :

- Le débit d'alimentation en solide,
- Le débit d'alimentation en azote,
- L'inclinaison du cylindre,
- La vitesse de rotation du cylindre,
- La température de consigne.

Le profil de la température de consigne utilisé comme entrée du modèle pour un essai à 280 °C est représenté **Figure 53**.

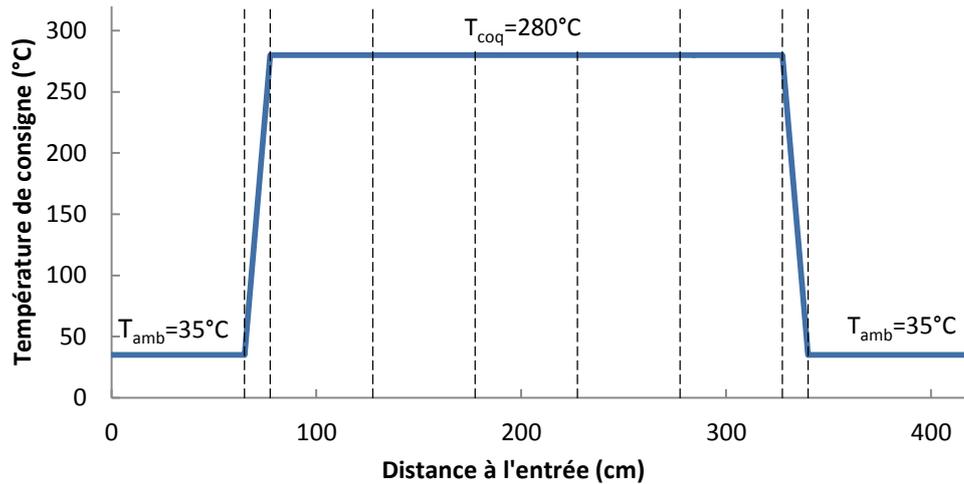


Figure 53 : Profil de température de consigne utilisé dans le modèle pour un essai à 280 °C.

Les échanges de la paroi du cylindre sont réalisés avec le milieu à température ambiante en dehors des zones de chauffe et avec la coquille à la température de consigne dans les zones de chauffe. Au niveau des zones isolées, la température est considérée comme évoluant linéairement entre T_{coq} et T_{amb} .

Le système d'équations différentielles à résoudre est le suivant :

$$\begin{cases} \frac{dh(z)}{dz} = \frac{3\dot{Q}_v^{CQ} \tan(\beta)}{4\pi\omega^{CQ} R^3} \left(\frac{2h}{R} - \frac{h^2}{R^2} \right)^{-3/2} - \frac{\tan^{C\alpha}(\alpha)}{\cos(\beta)} \\ \rho_s C_{p,s} V_s \frac{dT_s}{dz} = \lambda_s \frac{d^2 T_s}{dz^2} + \frac{\Phi_s}{\Omega_s} \\ \rho_g C_{p,g} V_g \frac{dT_g}{dz} = \frac{\Phi_g}{\Omega_g} \\ -\lambda_p \frac{d^2 T_p}{dz^2} = \frac{\Phi_p}{\Omega_p} \end{cases} \quad \text{Équation 63}$$

V_s est défini **Équation 64**.

$$V_s = \frac{\dot{Q}_v}{R^2} \left[\frac{2\cos^{-1}(1 - h/R) - \sin(2\cos^{-1}(1 - h/R))}{2} \right] \quad \text{Équation 64}$$

Les conditions aux limites sont connues pour partie à l'entrée du cylindre et pour partie à la sortie. Le problème est donc un problème aux deux bouts sur le domaine $I_z = [0 ; 4,2 \text{ m}]$. La résolution de ce système a été effectuée avec la fonction BVP4C (BVP= [Two Points] Boundary Value Problem) implémentée dans MATLAB®. Cette résolution nécessite également d'initialiser la résolution pour chaque variable sur l'ensemble du domaine I_z .

II.3.2. Propriétés des différentes phases

Les propriétés des gaz (ici N₂) sont fortement dépendantes de la température. La capacité thermique massique est donc calculée suivant l'Équation 65 [127].

$$C_{p,N_2} (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) = A_{N_2} + B_{N_2} \cdot T + C_{N_2} \cdot T^2 + D_{N_2} \cdot T^3 + E_{N_2} \cdot T^4 \quad \text{Équation 65}$$

Avec les coefficients présentés dans le **Tableau 13**.

Tableau 13 : Coefficients utilisés pour le calcul de la capacité thermique du diazote.

A _{N₂}	B _{N₂}	C _{N₂}	D _{N₂}	E _{N₂}
9,790.10 ²	4,179.10 ⁻¹	-1,176.10 ⁻³	1,674.10 ⁻⁶	-7,256.10 ⁻¹⁰

Les formules utilisées pour le calcul de la conductivité thermique et de la viscosité dynamique du gaz sont présentées Équation 66 [176].

$$\begin{cases} \lambda_{N_2} (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) = \frac{AA_{N_2} \cdot T^{BB_{N_2}}}{1 + \frac{CC_{N_2}}{T} + \frac{DD_{N_2}}{T^2}} \\ \mu_{N_2} (\text{Pa} \cdot \text{s}) = \frac{AAA_{N_2} \cdot T^{BBB_{N_2}}}{1 + \frac{CCC_{N_2}}{T} + \frac{DDD_{N_2}}{T^2}} \end{cases} \quad \text{Équation 66}$$

Les coefficients de ces expressions sont :

Tableau 14 : Coefficients utilisés pour le calcul de la conductivité thermique et de la viscosité dynamique du diazote.

AA _{N₂}	BB _{N₂}	CC _{N₂}	DD _{N₂}
3,314.10 ⁻⁴	7,722.10 ⁻¹	1,632.10 ¹	3,737.10 ²
AAA _{N₂}	BBB _{N₂}	CCC _{N₂}	DDD _{N₂}
6,560.10 ⁻⁷	6,081.10 ⁻¹	5,471.10 ¹	0

Les propriétés des plaquettes de bois, de la paroi du cylindre et de la coquille chauffante nécessaires aux simulations ont également été tirées de la littérature et sont synthétisées dans le **Tableau 15**.

Tableau 15 : Propriétés des différents éléments étudiés et valeurs utilisées pour les simulations.

	Propriété	Valeur	Unité	Source
Gaz	ε _g	0,09	-	[177]
	ε _s	0,9	-	[178]
Bois	λ _s	0,18	W/m/K	[179]
	C _{p,s}	103,1+3,867.T _s	J/kg/K	[179]
	ε _p	0,7	-	[178]
Paroi du cylindre	λ _p	23	W/m/K	[134]
	ρ _p	8900	kg/m ³	[134]
	C _{p,p}	444	J/kg/K	[134]
	ε _{coq}	0,4	-	[134]

Cependant, il faut tenir compte de la porosité du lit, notamment dans l'expression de la conductivité thermique. Descoins [134] propose d'utiliser la relation suivante :

$$\lambda_{lit} = \lambda_c + \lambda_r \quad \text{Équation 67}$$

La conductivité du lit λ_{lit} est donc composée d'une conductivité due au contact entre les particules λ_c et d'une conductivité due aux échanges radiatifs entre ces particules λ_r . Ces termes sont explicités **Équation 68** et **Équation 69**.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\lambda_c}{\lambda_g} = [1 - \sqrt{1 - \varepsilon_{lit}}] + \sqrt{1 - \varepsilon_{lit}} \frac{2}{\left(1 - \frac{B}{x}\right)} \left[\frac{(1 - x^{-1})B}{\left(1 - \frac{B}{x}\right)^2} \ln\left(\frac{x}{B}\right) - \frac{B+1}{2} - \frac{B-1}{\left(1 - \frac{B}{x}\right)} \right] \\ x = \lambda_s / \lambda_g \\ B = C \left(\frac{1 - \varepsilon_{lit}}{\varepsilon_{lit}} \right)^{10/9} \\ C = \begin{cases} 1,25 \text{ si particules sphériques} \\ 2,5 \text{ si particules cylindriques} \end{cases} \end{array} \right. \quad \text{Équation 68}$$

Les plaquettes de bois sont assimilées à des cylindres.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\lambda_r}{\lambda_g} = [1 - \sqrt{1 - \varepsilon_{lit}}] fr + \frac{\sqrt{1 - \varepsilon_{lit}}}{\left(\frac{1}{fr} + \frac{\lambda_g}{\lambda_s}\right)} \\ fr = \frac{4\sigma T_s^3 d_p}{\left(\frac{2}{\varepsilon_s} - 1\right) \lambda_g} \end{array} \right. \quad \text{Équation 69}$$

La dernière étape dans l'élaboration du modèle de transferts thermiques est la sélection du coefficient d'échange paroi-solide.

II.4. Sélection du coefficient d'échange paroi-solide et comparaison aux résultats expérimentaux

II.4.1. Présentation de l'étude expérimentale des transferts thermiques

L'objectif de cette étude expérimentale est de fournir des données qui pourront être comparées aux résultats du modèle. Afin d'identifier au mieux la contribution des termes de transferts thermiques, toute l'énergie fournie à la charge doit être utilisée uniquement pour élever sa température. Ceci implique que le séchage et les réactions de dégradation de la biomasse doivent être évités.

Les plaquettes utilisées lors de ces essais ont donc été préalablement séchées puis stockées dans des pots de récupération fermés hermétiquement. Aucune reprise d'humidité n'est donc intervenue pendant la phase de refroidissement. Lors des essais, des prélèvements ont été réalisés à chaque rechargement de trémie afin de mesurer l'humidité de la biomasse à l'entrée du cylindre. Cette humidité est de $1,1 \pm 0,2$ % sur l'ensemble des essais et sera négligée par la suite.

La température de traitement doit répondre à deux critères :

- être suffisamment basse pour éviter l'apparition de réactions chimiques,
- être suffisamment élevée pour être représentative des conditions de torréfaction.

La température de consigne choisie est 160 °C, et trois essais – dont les conditions opératoires sont présentées **Tableau 16** – ont été réalisés. Cette température implique que ces essais ne permettront pas d'identifier la contribution des phénomènes radiatifs.

Tableau 16 : Conditions opératoires des essais de chauffe de plaquettes sèches.

Essai	α (°)	ω (tr/min)	\dot{Q} (kg/h)	\bar{t}_s (min)	H (%)
TH1	2	4	4	32,7	5,2
TH2	2	2	4	66,7	10,8
TH3	2	4	8	33,0	10,6

Ces essais doivent permettre d'évaluer l'influence du temps de séjour et du taux de remplissage sur le profil de température de la charge le long du four. Le débit de balayage d'azote (\dot{Q}_{v,N_2}) est fixé à 0,8 Nm³/h.

Les profils de température du lit de plaquettes de bois mesurés pendant ces essais sont présentés **Figure 54**.

Durant l'**essai TH1**, la température mesurée maximale (145 °C) est située à environ 260 cm de l'entrée. La température de la charge diminue ensuite à l'approche de la zone de refroidissement. La température à la sortie de la cinquième zone de chauffe est alors de 130 °C. Il est donc probable que la température de la coquille n'est pas constante dans les zones de chauffe 1 et 5 comme il a été supposé jusqu'ici. Malgré la présence des zones isolées, les pertes aux extrémités du four seraient donc non négligeables. Cependant, en l'absence de mesures concrètes il est impossible d'estimer précisément le profil de température réel de la coquille dans ces zones.

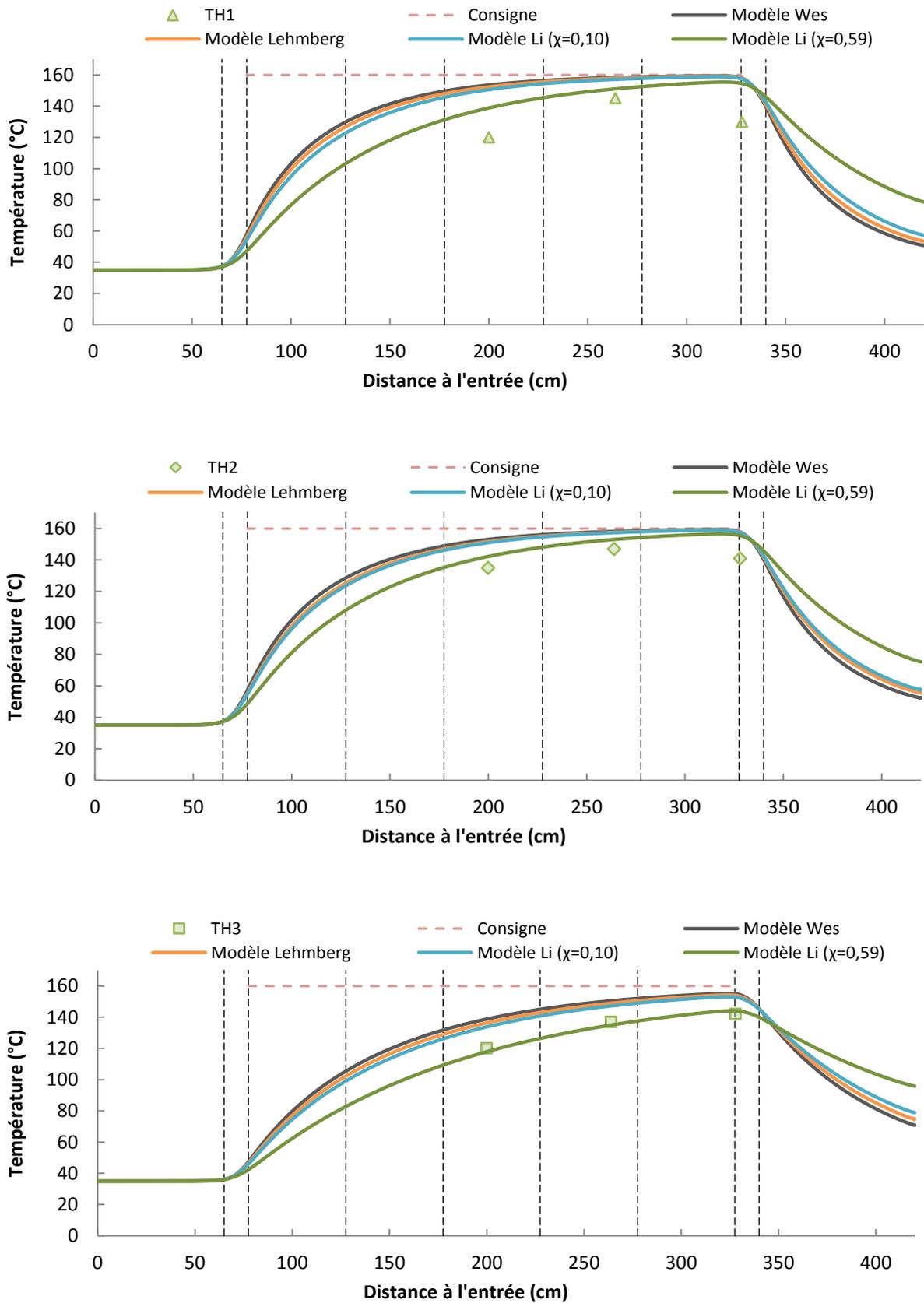


Figure 54 : Évolution de la température de la charge lors des essais de chauffe de bois sec et comparaison avec les résultats du modèle obtenus pour différents coefficients d'échange paroi-lit.

L'essai **TH2** présente un temps de séjour et un taux de remplissage moyens deux fois supérieurs à ceux de l'essai TH1. Le temps passé dans les zones de chauffe étant plus important, la température atteinte à 200 cm de l'entrée est plus importante que pendant l'essai TH1 (135 contre 120 °C). Le refroidissement plus lent s'explique par le taux de remplissage plus important qui augmente l'inertie thermique du lit de particules.

Enfin, l'essai **TH3** a un temps de séjour court (similaire à TH1) et un taux de remplissage élevé (similaire à TH2). La température à 200 cm est identique à celle de TH1 alors que la température à 260 cm est légèrement inférieure (137 °C). En effet, lorsque le taux de remplissage augmente, le volume de matière à chauffer augmente plus fortement que la surface de contact du lit avec la paroi. Ainsi, à temps de séjour égaux, un fort taux de remplissage limite la vitesse de montée en température.

II.4.2. Sélection du coefficient d'échange paroi-lit

Les coefficients d'échange paroi-lit présentés lors de l'état de l'art ont été testés tour à tour dans le modèle. La température de la charge calculée est comparée aux valeurs expérimentales **Figure 54**. Il apparaît que la température calculée est bien supérieure à la température mesurée lorsque les modèles proposés par Wes ou par Lehmborg sont utilisés. Ces modèles surestiment donc nettement le coefficient d'échange.

Le coefficient proposé par Li *et al.* [170], prenant en compte une couche de gaz entre le lit de particules et la paroi, intègre un paramètre adimensionnel χ qui correspond à l'épaisseur de cette couche. Leurs travaux concluent à une valeur optimale de 0,10 pour χ . Cette valeur a été établie pour leurs matériaux d'étude (sable et soude) ayant un diamètre de particules d_p compris entre 157,5 et 1038 μm . Lorsque cette valeur est utilisée dans le cas des plaquettes de bois, l'estimation de la température montre peu de différence avec les résultats des corrélations précédentes (**Figure 54**).

Cependant, Li *et al.* ont également investigué l'influence du diamètre des particules sur χ par ajustement modèle/expérience. Les résultats obtenus sont représentés **Figure 55**.

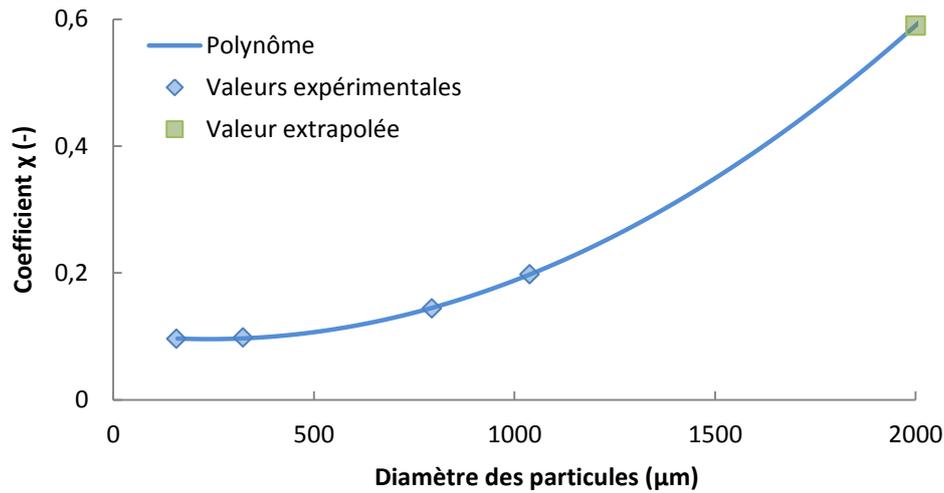


Figure 55 : Représentation graphique de l'influence du diamètre des particules sur le coefficient χ (valeurs expérimentales tirées de [170]).

Afin d'adapter le modèle aux plaquettes de bois, la relation entre χ et d_p a été modélisée par un polynôme du second degré :

$$\chi = 1,59 \cdot 10^{-7} d_p^2 - 7,58 \cdot 10^{-5} d_p + 1,05 \cdot 10^{-1} \quad \text{Équation 70}$$

Considérant un diamètre moyen des plaquettes de bois de 2 mm (épaisseur moyenne des plaquettes), la valeur de χ est alors 0,59. Les résultats du modèle de transferts en four tournant utilisant cette valeur sont également présentés **Figure 54**, et montrent une réelle amélioration sur la prédiction de la température.

L'écart modèle/expérience le plus important est observé dans le cas de l'**essai TH1**. A 200 cm de l'entrée, 17 °C séparent les valeurs prédite et mesurée. Cet écart est réduit à 6 °C pour le point à 260 cm et est maximal (24 °C) à la sortie des zones de chauffe. Le refroidissement est également mal représenté pour l'**essai TH2**. La raison de cette divergence a été évoquée précédemment, et provient vraisemblablement de la mauvaise connaissance de la température de coquille aux extrémités du four. Enfin, pour l'**essai TH3**, la prédiction est parfaitement en accord avec les mesures expérimentales.

Le coefficient d'échange paroi-lit proposé par Li *et al.* (avec $\chi = 0,59$) sera donc utilisé dans la suite de ces travaux car il est le plus approprié pour représenter la réalité expérimentale. Ce coefficient (h_{ps}^c) vaut alors environ $30 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

II.4.3. Résultats du modèle de transferts thermiques

La **Figure 56** présente les résultats du modèle pour les différentes phases.

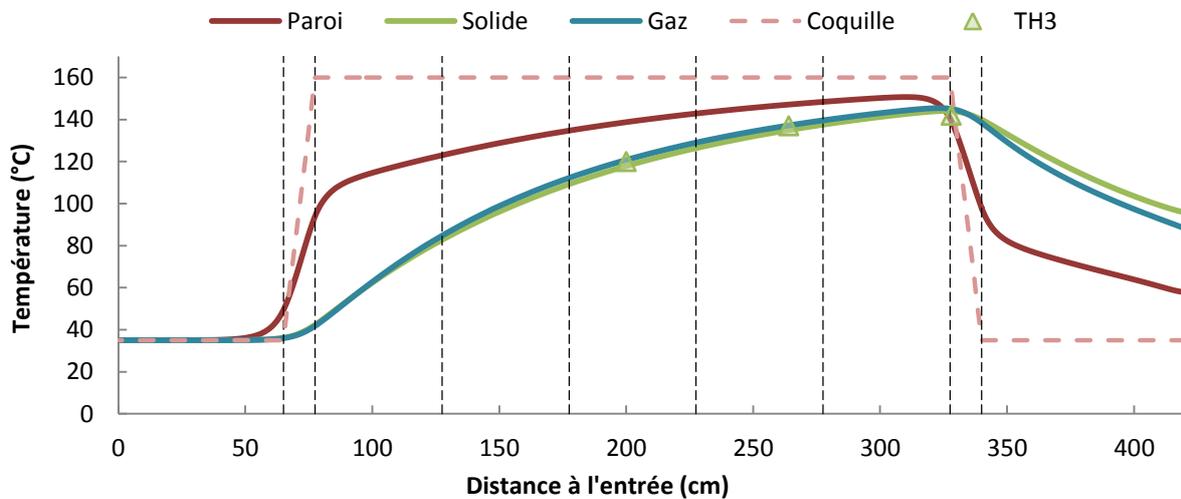


Figure 56 : Profils de température des différentes phases calculés par le modèle de transferts thermiques pour l'essai TH3.

Pour cet essai, la température du gaz est très proche de celle du solide. La température de paroi augmente légèrement avant l'entrée dans la première zone d'isolant, ce qui est dû au phénomène de conduction axiale interne à la paroi. La chauffe de la paroi est ensuite principalement réalisée dans la zone isolée et son refroidissement est très rapide en sortie du four où la température devient inférieure à celles du solide et du gaz. Il est à noter qu'aucune phase n'atteint la température de la coquille. Les tendances semblent réalistes mais l'instrumentation du four ne permet pas la validation de l'ensemble des valeurs calculées par le modèle.

Les contributions des différents modes d'échange thermique sont représentées **Figure 57**.

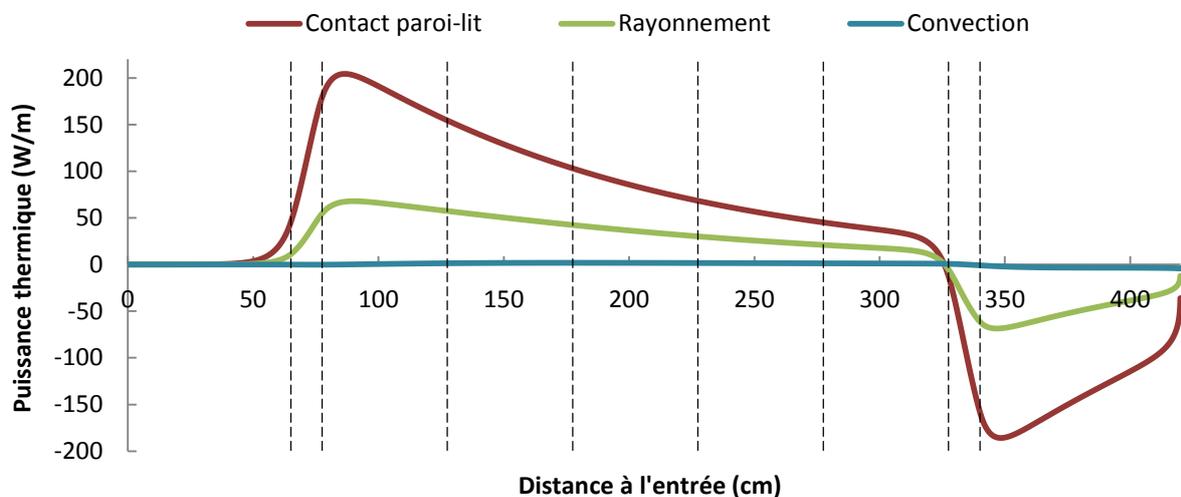


Figure 57 : Puissances thermiques échangées avec le lit de particules le long du four pour l'essai TH3.

Les transferts paroi-lit constituent bien le principal mode de transfert de chaleur entre 77 et 327 cm. Cependant, l'apport de chaleur par rayonnement n'est pas négligeable, même si la température est ici faible (inférieure à 160 °C). Enfin, étant donné le faible débit de gaz de balayage (et sa température proche de celle du solide), la convection a une contribution quasiment nulle. En sortie des zones de chauffe, le solide a une température plus élevée que le gaz et la paroi : il cède donc de la chaleur.

A des fins de comparaison, le modèle thermique a été utilisé pour simuler un essai présentant les mêmes conditions d'écoulement que l'essai TH3 mais avec une température de consigne de 280 °C. Le bois est toujours considéré inerte. Le profil de température et la répartition des modes de transfert obtenus sont présentés **Figure 58**.

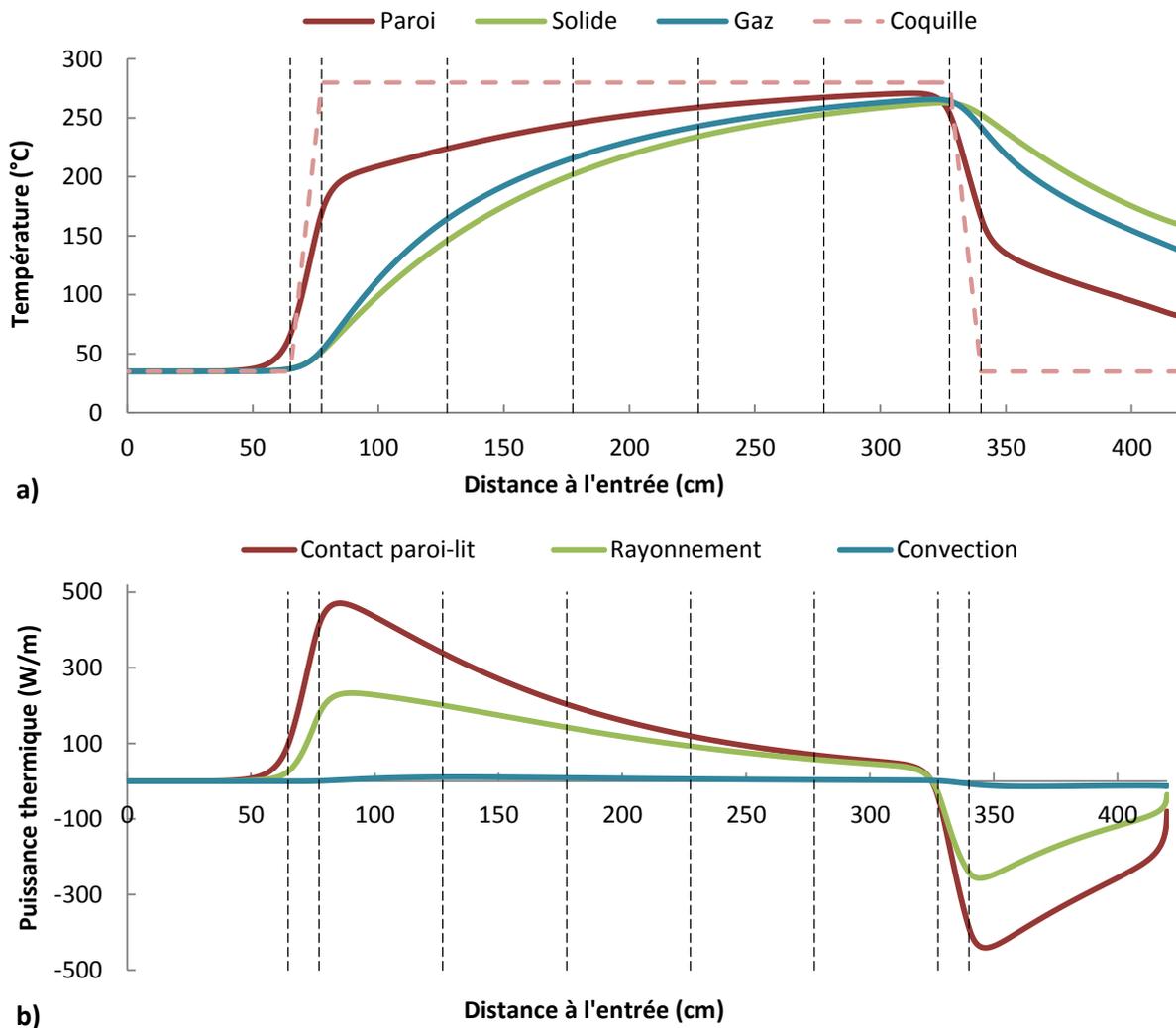


Figure 58 : a) Profils de température des différentes phases et b) puissances thermiques échangées avec le lit de particules, calculés par le modèle lors d'une simulation avec une température de consigne de 280 °C.

L'allure du profil de température de la phase solide est similaire à celle obtenue pour l'essai TH3. L'écart entre les températures de la phase solide et de la phase gaz est légèrement plus important, ce qui entraîne une faible augmentation de la puissance échangée par convection. Là encore, les températures n'atteignent jamais la consigne. Il faut noter que le terme de rayonnement prend une place plus importante dans les transferts, ce qui est cohérent avec l'augmentation de la température.

Afin de simplifier la comparaison entre ces deux essais, la puissance thermique totale apportée à la charge sur l'ensemble des zones de chauffe a été calculée par intégration des courbes précédentes. La répartition des trois modes de transferts peut alors être calculée :

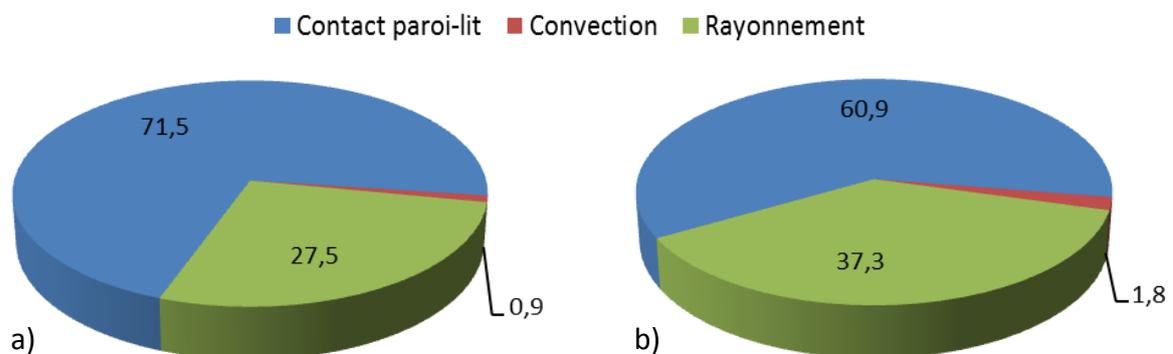


Figure 59 : Répartition (en %) de la puissance totale apportée aux plaquettes de bois.
a) conditions de l'essai TH3 et b) simulation à 280 °C.

La part de la convection, bien que doublée entre les simulations à 160 et 280 °C, reste négligeable. Par contre, la contribution du rayonnement augmente significativement jusqu'à représenter plus d'un tiers de l'apport d'énergie lors du traitement à 280 °C.

II.5. Conclusions modèle de transferts thermiques

Les différents types de transferts thermiques impliqués dans la chauffe de la charge du four tournant pilote ont été modélisés par des relations issues de la littérature. Des essais de chauffe de biomasse sèche à basse température ont permis l'acquisition de données expérimentales qui ont servi de base à la sélection d'un coefficient d'échange paroi-lit adapté aux plaquettes de bois. La température du lit de plaquettes de bois calculée par le modèle est alors en accord avec les mesures disponibles. Les températures de la paroi et du gaz sont également prédites par le modèle mais n'ont pu être validées expérimentalement. L'étude de la contribution des différents modes de transferts a mis en évidence que le rayonnement représente un apport de chaleur conséquent alors que la convection reste négligeable.

III. Modélisation du séchage de la biomasse

Le séchage de la biomasse est un processus endothermique. Sa prise en compte est donc indispensable afin d'éviter une surestimation de la montée en température de la matière sèche. Industriellement, une étape de pré-séchage est réalisée avant l'introduction de la matière dans le réacteur de torréfaction [180]. La faible humidité de la biomasse étudiée ici (environ 12 %) est donc représentative de l'humidité en entrée d'un réacteur de torréfaction industriel. Dans la littérature, des approches de modélisation du séchage en four tournant ont précédemment été développées [181–183]. S'il existe des manières simples de mettre en équation un tel procédé, la détermination des cinétiques de séchage du produit est plus complexe [184–188]. Ces deux aspects vont ici être traités successivement.

III.1. Mise en équation du séchage et intégration au modèle de four tournant

La modélisation du séchage fait appel à des équations de conservation de la matière et de l'énergie. Ces bilans doivent être réalisés simultanément sur la phase solide et sur la phase gaz.

L'évolution de la teneur en eau du solide X (en $\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{bois sec}}$) le long du four peut être décrite par l'Équation 71.

$$V_s \frac{dX}{dz} = -R_w \quad \text{Équation 71}$$

Avec R_w la vitesse de séchage (en $\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{bois sec}}/\text{s}$). La résolution de cette équation nécessite la connaissance de l'expression de R_w et de la teneur en eau du bois brut en entrée.

L'évolution de la teneur en eau du gaz Y (en $\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{gaz sec}}$) est calculée suivant l'Équation 72.

$$\dot{m}_{\text{gaz}} \frac{dY}{dz} = \rho_s S_s R_w \quad \text{Équation 72}$$

Où \dot{m}_{gaz} est le débit massique de gaz sec (en kg/s), ρ_s la masse volumique du bois sec et S_s la section de passage du solide.

L'équation de conservation de l'énergie de la phase solide (Équation 49) est ensuite modifiée afin de tenir compte de la montée en température simultanée de la biomasse sèche et de l'eau qu'elle contient, mais également de l'énergie nécessaire à l'évaporation de l'eau :

$$\rho_s(C_{p,s} + XC_{p,eau})V_s \frac{dT_s}{dz} = \lambda_s \frac{d^2T_s}{dz^2} + \frac{\Phi_s}{\Omega_s} - L_v R_w \rho_s \quad \text{Équation 73}$$

$C_{p,eau}$ et L_v sont respectivement la capacité thermique et la chaleur latente de vaporisation de l'eau. L'humidité de la biomasse étant inférieure au point de saturation des fibres, la chaleur latente de vaporisation de l'eau devrait être additionnée d'une chaleur nette isostérique de sorption. En l'absence de données dans la littérature sur la biomasse utilisée ici, la chaleur de désorption sera négligée dans la suite de ce travail. La chaleur latente de vaporisation (en kJ/kg) est calculée suivant l'Équation 74 qui traduit sa diminution lors d'une augmentation de la température.

$$L_v = 2968,7 - 1,1986 \cdot T - 0,0019 \cdot T^2 \quad T \in [273 - 433 \text{ K}] \quad \text{Équation 74}$$

L'eau est supposée s'évaporer à la température du lit de plaquettes de bois. La vapeur est ensuite mise à la température du gaz, ce qui est représenté par un terme $C_{p,vap} R_w \rho_s \frac{S_s}{S_g} (T_s - T_g)$. Ce terme intervient dans l'équation de conservation de l'énergie de la phase gaz (Équation 75) qui tient compte de la montée en température simultanée du gaz de balayage et de la vapeur d'eau :

$$\rho_g(C_{p,g} + YC_{p,vap})V_g \frac{dT_g}{dz} = \frac{\Phi_g}{\Omega_g} + C_{p,vap} R_w \rho_s \frac{S_s}{S_g} (T_s - T_g) \quad \text{Équation 75}$$

$C_{p,vap}$ est la capacité thermique de la vapeur d'eau.

Toutes ces équations nécessitent l'estimation de la vitesse de séchage R_w .

III.2. La méthode des courbes caractéristiques

III.2.1. Présentation de la méthode

Les phénomènes de séchage sont complexes et leur modélisation nécessite la connaissance de données difficiles à évaluer. C'est pourquoi une démarche empirique a été établie afin de déterminer les cinétiques de séchage à partir d'un nombre limité d'expériences. Cette approche a été développée pour la première fois par Van Meel en 1958 [189].

Les expériences doivent être réalisées afin de couvrir un large domaine de conditions opératoires (classiquement vitesse, température et humidité de l'air dans le cas de séchage convectif). Ces expériences permettent l'acquisition de cinétiques de séchage : évolution de la teneur en eau du solide X au cours du temps t . De ces cinétiques peuvent être déduites

les courbes de séchage du matériau : évolution de la vitesse de séchage R_w en fonction de la teneur en eau du produit. A titre d'exemple, la **Figure 60a** présente une courbe de séchage pour un matériau modèle (non déformable à surface constante).

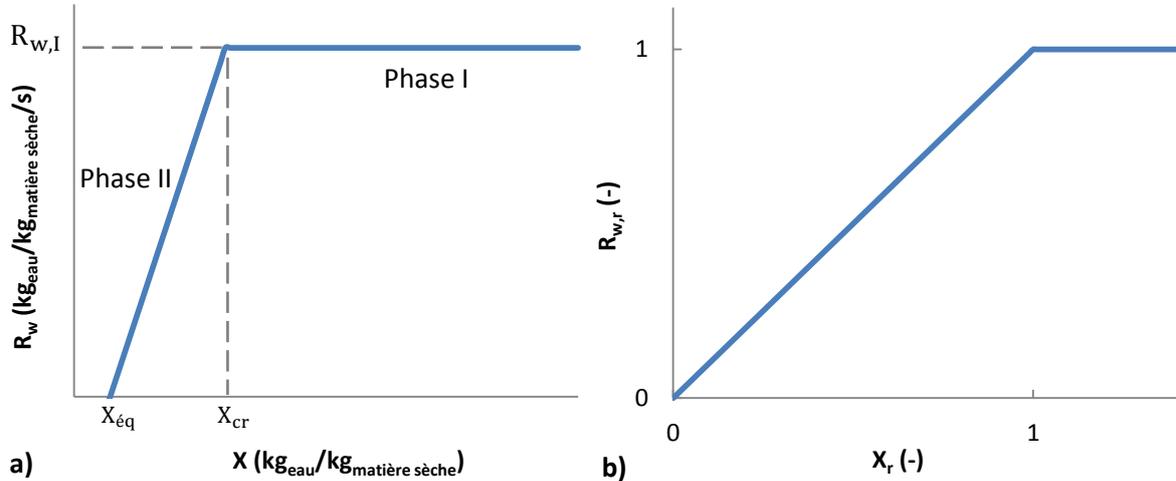


Figure 60 : Représentations schématiques a) d'une courbe de séchage et b) d'une courbe caractéristique.

Deux phases distinctes peuvent être identifiées :

- **Phase I** : la teneur en eau est supérieure à la teneur en eau critique X_{cr} . Lors de cette phase, la surface du produit est saturée en eau ce qui implique que les transferts de l'eau à l'intérieur du matériau ne sont pas limitants. La vitesse de séchage est alors constante et notée $R_{w,I}$.
- **Phase II** : lorsque la teneur en eau devient inférieure à la teneur en eau critique, les transferts internes deviennent limitants ce qui provoque une diminution progressive de la vitesse de séchage. Cette évolution n'est pas nécessairement linéaire comme représenté **Figure 60a**. La vitesse de séchage devient nulle lorsque la teneur en eau d'équilibre $X_{\text{éq}}$ est atteinte.

La méthode des courbes caractéristiques propose ensuite d'exprimer la vitesse de séchage réduite $R_{w,r}$ en fonction de la teneur en eau réduite X_r . Ces termes sont définis **Équation 76** et **Équation 77**.

$$R_{w,r} = R_w / R_{w,I} \quad \text{Équation 76}$$

$$X_r = \frac{X - X_{\text{éq}}}{X_{\text{cr}} - X_{\text{éq}}} \quad \text{Équation 77}$$

Ceci permet l'obtention d'une courbe caractéristique normalisée, comme présenté **Figure 60b**. Cette courbe est caractéristique du matériau étudié et indépendante des conditions opératoires. L'utilisation de cette courbe doit cependant être réalisée en respectant des critères de similitude avec les expériences qui ont permis son élaboration.

III.2.2. Protocole de détermination des cinétiques de séchage

Afin d'être compatibles avec l'unité pilote, les cinétiques de séchage doivent être établies dans des conditions similaires. Cependant, aucune unité batch disponible au laboratoire ne permettait de reproduire simultanément l'apport de chaleur par une paroi chaude et le brassage de la charge en réalisant les pesées nécessaires à la détermination de l'humidité. Il a donc été décidé de réaliser directement cette étude dans le four tournant.

Pour ce faire, une canne de prélèvement a été conçue. Un tube en aluminium de 4 m de long a été gradué et équipé à son extrémité d'une boîte métallique de dimensions 4,5 x 5,5 x 10,5 cm (profondeur x largeur x longueur). Lors des essais de séchage, la bride qui ferme hermétiquement l'extrémité du four est remplacée par une plaque facilement amovible. Pour effectuer un prélèvement, cette plaque est retirée et la canne de prélèvement est insérée dans le cylindre. Les graduations de la canne sont utilisées pour placer la boîte de prélèvement à la position souhaitée et un mouvement de rotation de la canne permet de prélever une partie du lit. La canne est alors retirée rapidement et le prélèvement est réparti dans des pots étanches de masses connues. Après refroidissement, ces pots sont pesés puis placés à l'étuve à 105 °C. Une dernière pesée après stabilisation de leur masse permet le calcul de la teneur en eau de l'échantillon au moment du prélèvement.

L'inconvénient de cette méthode est que le support des thermocouples permettant habituellement la mesure de la température de la charge a été supprimé. Pendant les essais de séchage, aucune mesure de température du lit n'est donc possible. Par conséquent, les paramètres d'influence retenus sont la température de consigne de la coquille chauffante, le débit de balayage d'azote et le taux de remplissage. Les paramètres de l'ensemble des essais sont résumés dans le **Tableau 17**.

Tableau 17 : Paramètres des essais de séchage en four tournant.

Essai	SEC1	SEC2	SEC3	SEC4	SEC5	SEC6	SEC7	SEC8
Température (°C)	140	160	160	160	250	250	250	250
Débit azote (Nm ³ /h)	1,9	1,9	3,2	6,2	0,8	3,2	0,8	0,8
Temps de séjour (min)	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	54,4	55,9
Taux de remplissage (%)	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	13,0	18,1

Afin d'éviter l'apparition de réactions de dégradation thermique, les essais ont dans un premier temps été réalisés à des températures inférieures à 160 °C (essais SEC1 à SEC4). Ceci semblait d'autant plus important que ces essais nécessitent l'ouverture du four ce qui peut s'avérer dangereux si des matières volatiles sont produites. Par la suite, des essais ont tout de même été réalisés à 250 °C pour obtenir des données plus facilement extrapolables aux températures de torréfaction (essais SEC5 à SEC8). Lors de ces essais, seules les deux premières zones de chauffe ont pour consigne 250 °C. La consigne de la troisième zone est de 150 °C et celle des deux dernières zones de 100 °C. Là encore, l'objectif est d'éviter la dégradation du bois sec. Pour s'assurer que le séchage soit réalisé dans les deux premières zones, le temps de séjour de la biomasse lors des essais SEC7 et SEC8 est plus élevé que lors des autres essais.

Pour chaque essai, une fois le régime permanent atteint, 4 prélèvements sont réalisés à différentes positions du four. Chaque prélèvement est réparti dans 3 pots afin d'évaluer l'incertitude liée à l'échantillonnage. Cette incertitude est inférieure à 0,01 kg_{eau}/kg_{bois sec} pour l'ensemble des essais. Les prélèvements pouvant perturber légèrement le procédé (entrée d'air + prélèvements dans le lit), deux séries de 4 prélèvements sont séparées par une période de re-stabilisation des températures (30 à 60 min).

III.2.3. Résultats expérimentaux et détermination de la courbe caractéristique

Les prélèvements ont été réalisés sur l'ensemble des zones de chauffe. Les résultats de profils d'humidité le long du four sont présentés **Figure 61**.

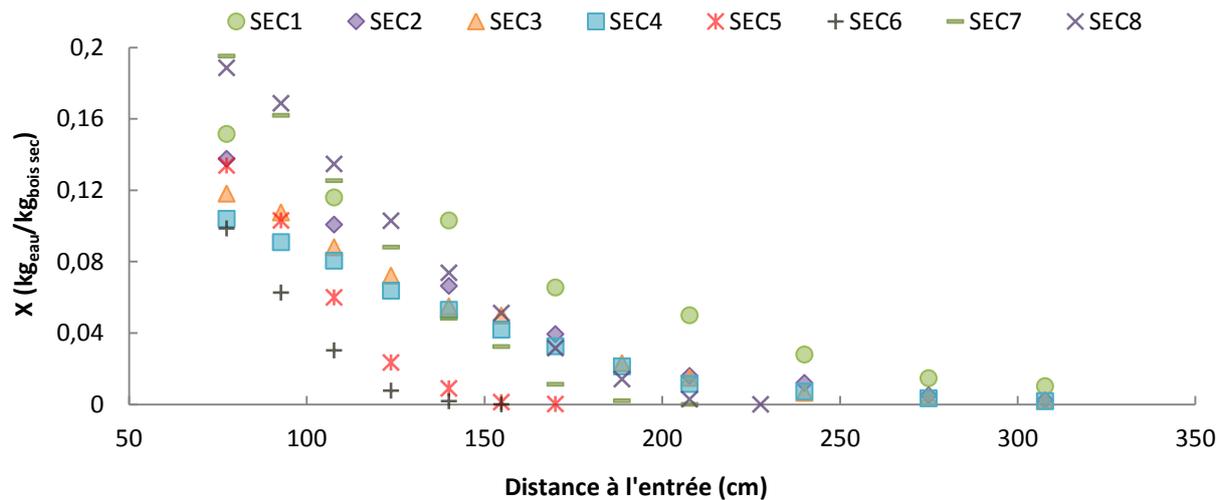


Figure 61 : Profils d'humidité mesurés le long du four pour l'ensemble des essais.

Il apparait que la teneur en eau de la biomasse à l'entrée des zones de chauffe varie suivant les essais et qu'elle est supérieure à la teneur en eau de la biomasse brute ($0,12 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{bois sec}}$) dans de nombreux cas. La teneur en eau initiale augmente quand la température ou le débit d'azote diminuent et quand le taux de remplissage augmente. Cette observation est une conséquence de phénomènes de recondensation de l'eau évaporée. En effet, les débits de gaz utilisés ne sont pas suffisants pour éviter la formation de mouvements de convection qui transportent le gaz chaud vers les zones froides (ici l'entrée) où la vapeur d'eau condense.

Connaissant le profil de chargement lors des essais, la vitesse axiale du lit peut être calculée à chaque position de prélèvement. Cette vitesse permet ensuite de calculer le temps passé dans la zone chauffée. Les cinétiques de séchage ainsi calculées sont présentées Figure 62.

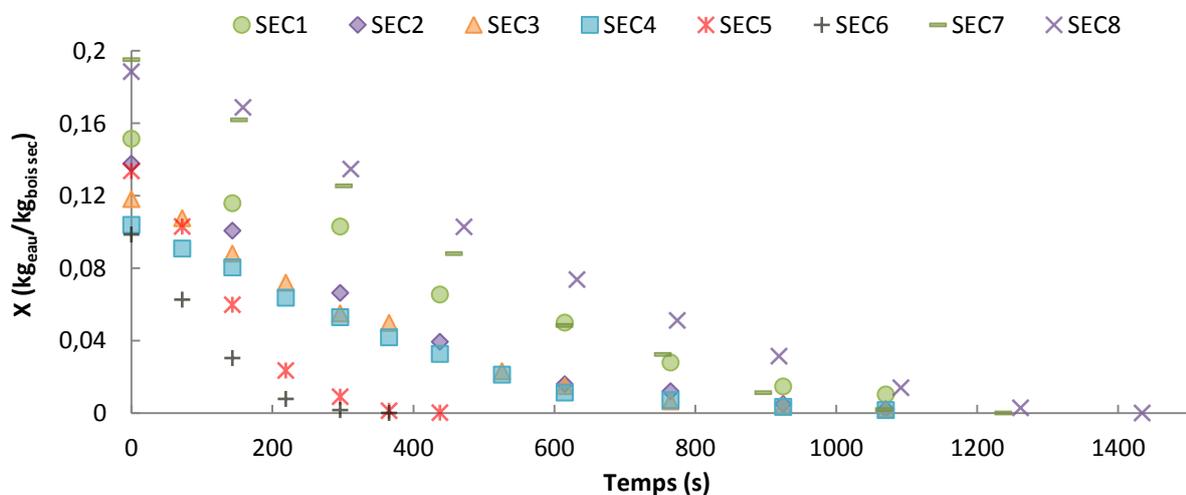


Figure 62 : Cinétiques de séchage déterminées pour les différents essais.

Ces courbes ont été modélisées dans un premier temps par des polynômes du second degré. En dérivant ces polynômes, il est possible de calculer la vitesse de séchage en chaque point.

La **Figure 63** présente l'évolution de ces vitesses de séchage avec la teneur en eau.

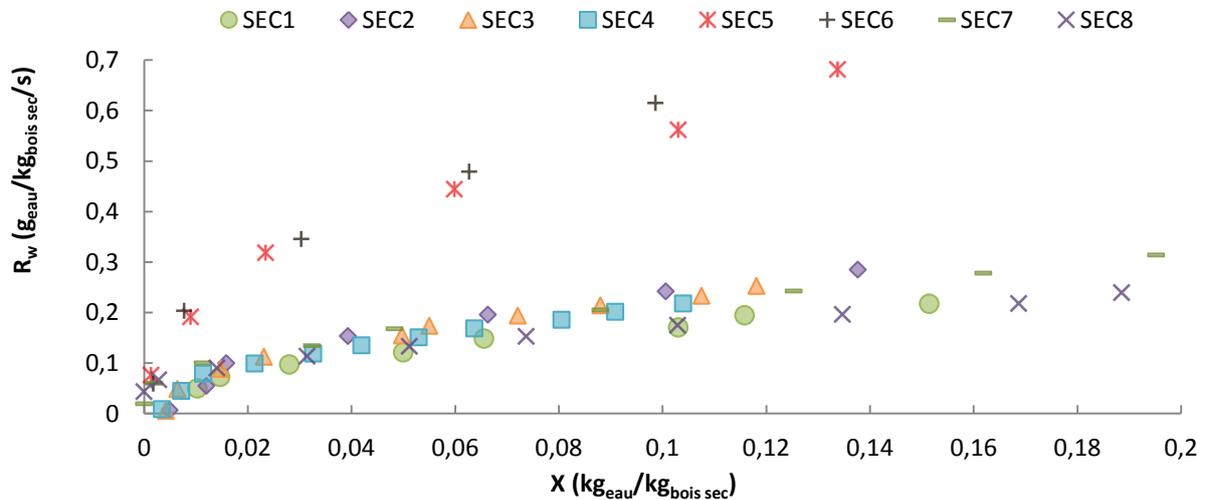


Figure 63 : Évolution de la vitesse de séchage avec la teneur en eau.

Comme attendu, il n'existe pas de phase I où la vitesse de séchage est constante. Ceci s'explique par la faible humidité initiale de la biomasse utilisée. Il faut également noter que les essais SEC5 et SEC6 montrent des vitesses de séchage 2 à 3 fois plus importantes que les autres. Ces essais ont été menés à 250 °C avec un faible taux de remplissage (5,2 %) et des débits d'azote respectivement de 0,8 et 3,2 Nm³/h. Ce débit d'azote affecte peu la vitesse de séchage pour une teneur en eau donnée. A la même température, mais pour des taux de remplissages plus importants (13,0 et 18,1 %), les essais SEC7 et SEC8 présentent des vitesses de séchage beaucoup plus faibles. Ceci est dû à une saturation plus rapide du gaz étant donné les quantités d'eau plus importantes à évaporer. Cette saturation est confirmée par la forte teneur en eau en entrée des zones de chauffe pour ces deux essais (voir **Figure 61**). Les vitesses de séchage lors des autres essais, menés à des températures plus faibles et avec divers débits de gaz, sont similaires à celles des essais SEC7 et SEC8.

Connaissant la vitesse de séchage à chaque instant, il est désormais possible de calculer la vitesse de séchage réduite. En l'absence de phase I, les données sont adimensionnées par la vitesse de séchage initiale $R_{w,ini}$ comme dans la référence [190]. De même, pour calculer la teneur en eau réduite, la teneur en eau critique est prise égale à celle constatée en entrée des zones de chauffe. La teneur en eau à l'équilibre est quant à elle supposée égale à 0.

Après calcul des termes réduits, il est possible de représenter graphiquement la caractéristique de séchage des plaquettes de bois dans le four tournant pilote.

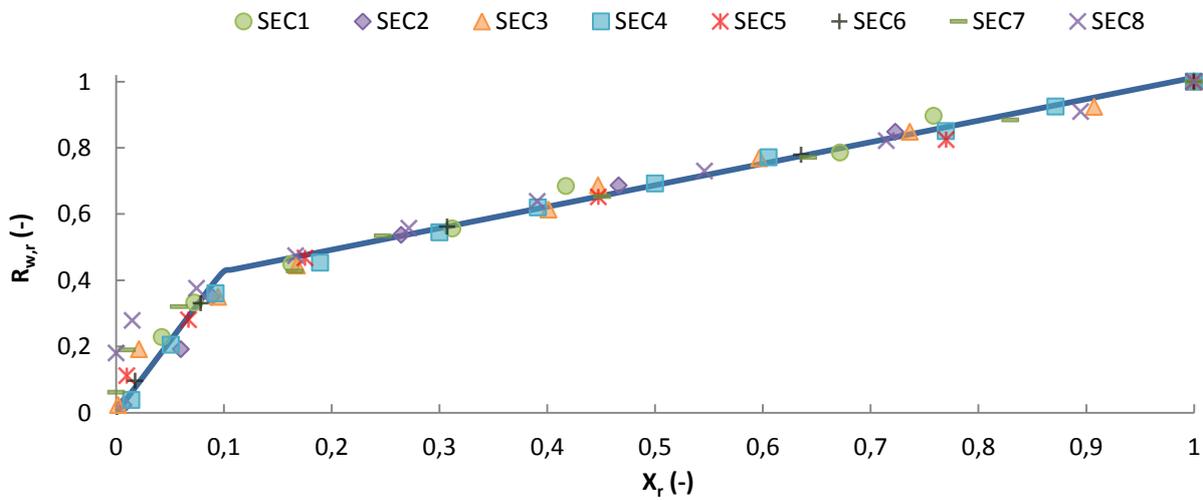


Figure 64 : Courbe caractéristique du séchage des plaquettes de bois.

Comme attendu, toutes les courbes se superposent. La rupture de pente pour $X_r \approx 0,1$ est caractéristique de la difficulté à évaporer l'eau fortement liée aux fibres de la biomasse. Par simplicité, il a été décidé de représenter cette courbe par deux droites. L'équation de ces droites est donnée **Équation 78**.

$$\begin{cases} R_{w,r} = aX_r & \text{pour } X_r \leq X_{r,rupture} \\ R_{w,r} = bX_r + c & \text{pour } X_r > X_{r,rupture} \end{cases} \quad \text{Équation 78}$$

La rupture de pente intervient à la teneur en eau réduite $X_{r,rupture}$ qui vérifie l'**Équation 79**.

$$X_{r,rupture} = \frac{c}{a - b} \quad \text{Équation 79}$$

Les coefficients a , b et c ont été déterminés par ajustement pour minimiser l'écart modèle/expérience. Les valeurs obtenues sont $a=4,339$, $b=0,650$ et $c=0,362$ ce qui mène à $X_{r,rupture}=0,098$. La courbe obtenue est représentée en bleu sur la **Figure 64**.

Pour $X_r < X_{r,rupture}$ d'autres lois de comportement auraient pu être utilisées mais il semble difficile de représenter correctement l'ensemble des données expérimentales. De plus, cette partie de la courbe correspond à des humidités très faibles qui n'auront que peu d'influence sur les résultats du modèle final.

A ce stade, la vitesse de séchage n'est pas encore reliée aux paramètres opératoires des essais. Par définition, celle-ci sera calculée de la manière suivante :

$$R_w = R_{w,r} \times R_{w,l} = R_{w,r} \times R_{w,ini} \quad \text{Équation 80}$$

La vitesse initiale $R_{w,ini}$ est corrélée aux paramètres opératoires suivant l'Équation 81.

$$R_{w,ini} = \alpha_{ini} \times T_{coq}^{\beta_{ini}} \times \dot{Q}_{v,N2}^{\gamma_{ini}} \times H^{\delta_{ini}} \quad \text{Équation 81}$$

Où T_{coq} est la température de consigne en °C, $\dot{Q}_{v,N2}$ le débit d'azote en Nm³/h et H le taux de remplissage moyen en %. Les constantes de cette équation, déterminées par minimisation de l'écart modèle/expérience, sont regroupées dans le **Tableau 18**.

Tableau 18 : Constantes de l'Équation 81.

α_{ini}	β_{ini}	γ_{ini}	δ_{ini}
$6,673.10^{-6}$	1,924	$-9,248.10^{-2}$	$-8,513.10^{-1}$

La faible valeur de γ_{ini} démontre que le débit de gaz n'a que peu d'influence sur la vitesse initiale de séchage. Cependant, ce débit impacte fortement l'intensité des phénomènes de recondensation. Les paramètres les plus importants sont donc la température de traitement et le taux de remplissage.

La **Figure 65** compare les valeurs de vitesses initiales prédites aux valeurs mesurées expérimentalement.

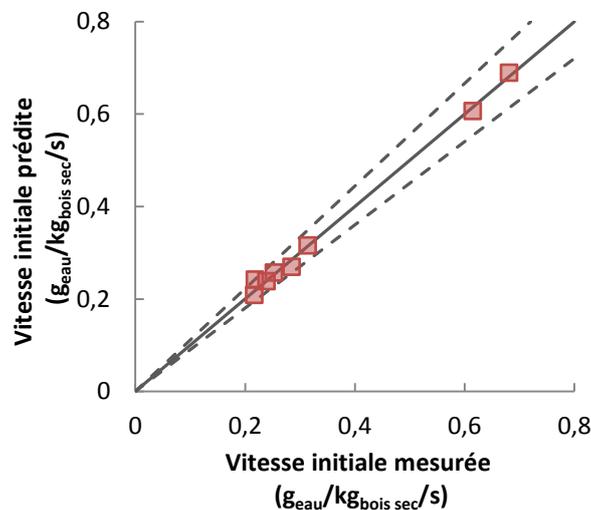


Figure 65 : Évaluation de l'adéquation modèle/expérience pour la vitesse initiale de séchage (les traits pointillés représentent une déviation de 10 %).

L'écart modèle/expérience est inférieur à 10 % pour tous les essais. La vitesse initiale de séchage sera donc calculée efficacement pour les paramètres opératoires situés dans les gammes de variation étudiées.

III.2.4. Résultats du modèle

Connaissant la vitesse de séchage à chaque instant, le modèle peut calculer les profils de teneur en eau et les profils de température des différentes phases le long du four. Deux exemples sont proposés **Figure 66** : l'exemple **a)** correspond à un essai de séchage à basse température (SEC2) et l'exemple **b)** à un essai à 250 °C plus représentatif des températures de torréfaction (SEC5).

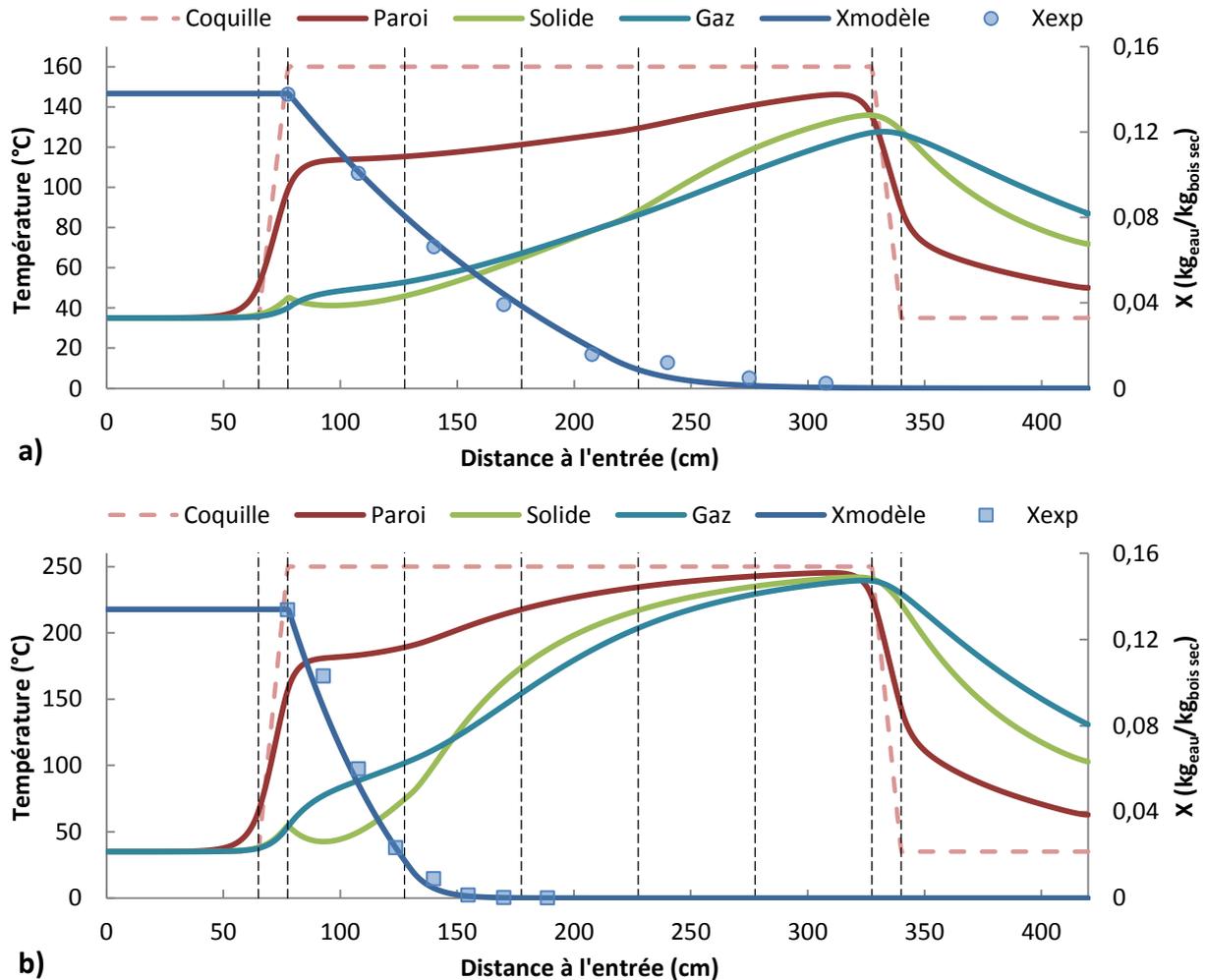


Figure 66 : Profils de température et de teneur en eau calculés par le modèle et teneur en eau mesurée expérimentalement lors des essais a) SEC2 et b) SEC5.

Le premier constat est que la résolution numérique permet de décrire parfaitement le profil de teneur en eau le long du four, quelle que soit la température de traitement. Le profil de température de la phase solide est affecté par le séchage pris en compte à partir de l'entrée des zones de chauffe. Afin de comprendre l'allure de ces profils, la **Figure 67** présente le bilan des puissances reçue par le lit de plaquettes et utilisée pour le séchage lors de la simulation de l'essai SEC5.

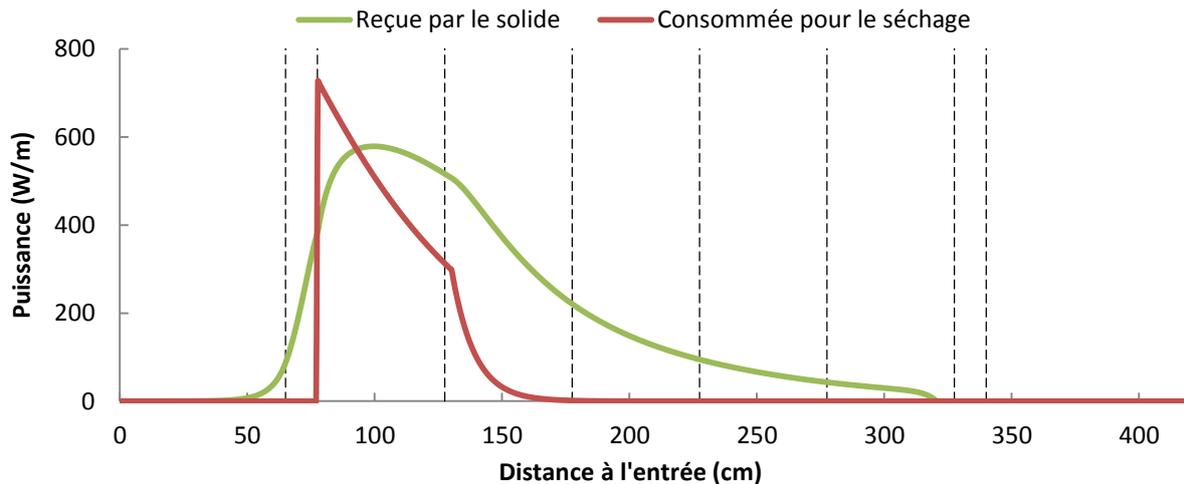


Figure 67 : Puissances reçue par le solide et consommée par le séchage, calculées par le modèle lors de la simulation de l'essai SEC5.

A l'entrée des zones de chauffe, la puissance nécessaire au séchage est légèrement supérieure à la puissance apportée au lit de plaquettes. La puissance consommée pour le séchage ne pouvant être utilisée pour chauffer la charge, un tel bilan énergétique mène nécessairement à une diminution de la température de la charge solide. Ces tendances sont probablement le résultat de l'accumulation des incertitudes lors de l'assemblage des différents sous-modèles.

Néanmoins, en l'absence d'un dispositif plus fiable pour l'évaluation des transferts couplés de chaleur et de matière lors du séchage en four tournant, ce modèle sera conservé. Cela met en effet en évidence la forte influence du séchage lors du traitement de la biomasse, y compris lorsque l'humidité initiale est faible. Il apparaît par conséquent préférable de conserver le modèle de séchage actuel plutôt que de négliger l'influence de cette étape sur la montée en température du produit.

III.3. Conclusions modèle de séchage

Un système de prélèvement des plaquettes de bois lors du séchage dans le four tournant pilote a été développé et a permis l'acquisition de données indispensables à l'implémentation d'un modèle de séchage. Ce modèle, basé sur la méthode de la courbe caractéristique de séchage, représente parfaitement l'évolution de la teneur en eau observée expérimentalement le long du four. Il est simple à mettre en œuvre et permettra ici de minimiser les incertitudes sur le bilan énergétique du traitement thermique.

Les limites de ce modèle ont cependant été identifiées. Tout d'abord, la méthode des courbes caractéristiques est empirique et donc difficilement extrapolable à d'autres biomasses. De plus, l'absence de relevés de température dans le lit lors des essais de séchage a nécessité l'emploi de la température de consigne comme température de référence. Cette démarche est acceptable en première approche mais devra faire l'objet d'une révision pour l'application à une autre configuration de four tournant.

Par ailleurs, des phénomènes de recondensation ont été mis en évidence pour de faibles débits de balayage et/ou de forts taux de remplissage. Sous sa forme actuelle, le modèle à une dimension ne permet pas la prise en compte de ces phénomènes qui seront donc négligés par la suite. Une autre possibilité aurait été de considérer que la biomasse entre dans le procédé à la teneur en eau constatée expérimentalement en entrée des zones de chauffe. Cependant, cela impliquerait de prendre en compte l'énergie nécessaire à la chauffe de ce surplus d'eau fictif, ce qui n'est pas cohérent. Enfin, le bilan énergétique d'une évaporation-recondensation étant quasiment nul, les effets de la recondensation n'impactent pas nécessairement de manière conséquente le bilan global sur le procédé.