



HAL
open science

Étude et conception d'un procédé de séchage combiné de boues de stations d'épuration par énergie solaire et pompe à chaleur

Rayan Slim

► **To cite this version:**

Rayan Slim. Étude et conception d'un procédé de séchage combiné de boues de stations d'épuration par énergie solaire et pompe à chaleur. Sciences de l'ingénieur [physics]. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2007. Français. NNT : 2007ENMP1483 . pastel-00003485

HAL Id: pastel-00003485

<https://pastel.hal.science/pastel-00003485>

Submitted on 29 Feb 2008

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Remerciements

En préambule à ce mémoire, je souhaite faire preuve de gratitude envers toutes les personnes qui ont permis l'aboutissement de ce mémoire, à travers les mois d'étude, de réalisation, de rédaction et de correction.

Tout d'abord, je désire vivement remercier Monsieur Denis Clodic, directeur adjoint du Centre Energétique et Procédés de m'avoir accueilli dans son équipe et procuré tous les moyens nécessaires au bon déroulement de mon travail. Je le remercie sincèrement de l'attention particulière qu'il a portée sur mon travail et de la confiance qu'il m'a accordée dès le début de cette thèse.

Mes remerciements s'adressent à Monsieur Pierre Neveu et Monsieur Michel Crine, membres du jury, pour l'honneur qu'ils m'ont accordé en acceptant de rapporter et juger mon travail.

L'ensemble des travaux présentés a pu être mené grâce à la collaboration et au financement de SAUR et de l'agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'énergie (ADEME). J'exprime ma gratitude à Madame Anne Gresles, chef de département Recherche et Développement SAUR, et à Monsieur Etienne Merlin de l'ADEME, d'avoir accepté d'examiner mon travail.

J'exprime ma reconnaissance envers Anne Marie Pougin pour sa relecture attentive, ses conseils et son soutien durant mon séjour au CEP.

Je tiens aussi à remercier vivement Monsieur Khalil El Khoury, chef du département mécanique à la faculté de Génie de l'université libanaise, pour ses conseils et suggestions pertinents, mais aussi pour son amitié.

Je tiens à remercier particulièrement Assaad Zoughaib pour l'implication qu'il a pu avoir tout au long de ce projet, son suivi, ses conseils, ses directions et éclaircissements.

Je remercie également les personnes avec qui j'ai eu plaisir à travailler, en particulier Youssef Riachi et Lionel Palandre.

Je désire également remercier Arnaud Trémoulet pour son aide dans les expérimentations et dans la réalisation des bancs d'essai.

Mes remerciements vont aussi à Aline Garnier, Maryvonne Nica et Philippe Calvet qui m'ont aidée à résoudre les problèmes informatiques et administratifs et à tous mes collègues au CEP pour leur aimable et agréable compagnie.

J'adresse également mes remerciements à mes amies Rima, Chantal, Diala, Sabine, Nada et Reina pour leur amitié et pour l'intérêt et le soutien qu'elles ont portés à l'accomplissement et à la bonne mise en oeuvre du mémoire.

A ma mère, mon père et mon frère, qui ont dû faire avec mon absence et mon indisponibilité et auxquels je dois tout ce que je suis. Qu'ils trouvent dans ce mémoire l'expression de mes remerciements les plus sincères.

SOMMAIRE

| | |
|--------------------------|----------|
| Nomenclature..... | i |
|--------------------------|----------|

CHAPITRE 1

Le séchage des boues de station d'épuration : Contexte et enjeux énergétiques

| | |
|--|----|
| 1. Epuration des eaux et production de boues | 5 |
| 2. Les principales filières d'élimination et de valorisation | 6 |
| 2.1. Épandage agricole..... | 7 |
| 2.2. Incinération | 7 |
| 2.3. Dépôt en centre de stockage..... | 8 |
| 2.4. La mise en décharge | 8 |
| 3. Intérêts du séchage des boues..... | 9 |
| 3.1. Le séchage thermique des boues : technologie et mise en œuvre | 9 |
| 3.1.1. Les sécheurs directs | 10 |
| 3.1.2. Les sécheurs indirects..... | 11 |
| 3.1.3. Considérations énergétiques et inconvénients des sécheurs thermiques..... | 12 |
| 4. Séchage solaire conventionnel (solaire + ventilation)..... | 14 |
| 4.1. Principe du séchage solaire sous serre..... | 14 |
| 4.2. Procédé de séchage solaire Héliocycle..... | 15 |
| 4.2.1. Modélisation du séchage solaire conventionnel..... | 15 |
| 4.2.2. Equations du modèle..... | 16 |
| 4.2.3. Evaluation des coefficients d'échange convectif | 18 |
| 4.2.4. Données d'entrée du modèle | 19 |
| 4.2.5. Sorties du modèle | 20 |
| 4.2.6. Validation du modèle sur la serre de Thuit Signol..... | 20 |
| 4.2.7. Performances du séchage solaire + ventilation..... | 23 |
| 4.3. Lacunes du séchage solaire..... | 25 |
| 4.4. Introduction du principe du séchage solaire assisté par une pompe à chaleur | 25 |
| 4.4.1. Les pompes à chaleur (PAC) | 25 |
| 4.4.2. Principe du séchage combiné solaire et PAC | 26 |
| 5. Conclusions | 28 |

CHAPITRE 2

Etude du séchage des boues par conduction

| | |
|---|----|
| 1. Résumé de l'article soumis à la revue Journal of Porous Media | 31 |
| 1.1. Introduction..... | 31 |
| 1.2. Méthodologie | 31 |
| 1.3. Conclusions | 32 |
| 2. Characterization of sewage sludge water vapor diffusivity in low temperature conductive drying (copy of the submitted paper) | 33 |
| 2.1. ABSTRACT | 33 |
| 2.2. Introduction..... | 34 |
| 2.3. Literature review of mass transfer in porous aggregated media..... | 35 |
| 2.4. Preliminary Assumptions | 38 |
| 2.5. Laboratory Experimental set-up and Procedure..... | 38 |
| 2.6. Characterization of the test bench losses..... | 40 |
| 2.7. Mathematical model used to interpret the results..... | 42 |
| 2.8. Results and discussions | 43 |
| 2.8.1. Sample behavior | 44 |

| | | |
|--------|--|----|
| 2.8.2. | Estimation of water vapor diffusivity during a bottom conductive heating | 44 |
| 2.8.3. | Estimation of water vapor diffusivity as a function of mixing frequency..... | 46 |
| 2.8.4. | Correlating with porosity (Bulk density Vs apparent density) | 46 |
| 2.8.5. | Conclusions..... | 50 |

CHAPITRE 3

Etude des échanges convectifs au cours d'un séchage combiné

| | | |
|------------------------------------|---|----|
| 1. | Introduction sur le rôle de la convection | 53 |
| 2. | Définition des coefficients de transfert de chaleur et de masse | 54 |
| 2.1. | Analyse bibliographique | 55 |
| 2.2. | Détermination des coefficients d'échange sensible et latent..... | 57 |
| 2.3. | Conception du dispositif expérimental..... | 58 |
| 2.3.1. | Conception de la cellule de mesures et de la configuration aéraulique | 58 |
| 2.3.2. | Instrumentation du dispositif expérimental..... | 61 |
| 3. | Modélisation du séchage dans la cellule expérimentale..... | 62 |
| 3.1. | Etude du séchage convectif sur des échantillons de boues..... | 63 |
| 3.1.1. | Détermination des déperditions de la cellule de caractérisation | 63 |
| 3.2. | Plan expérimental de l'étude du séchage convectif..... | 64 |
| 3.2.1. | Conditions opératoires | 64 |
| 3.3. | Résultats et évaluation des conductances de transfert | 66 |
| 3.4. | Résultats des essais..... | 67 |
| 3.4.1. | Relation conductance de transfert de masse et siccité des boues..... | 67 |
| 3.4.2. | Influence du débit de ventilation sur le transfert de chaleur | 68 |
| 3.4.3. | Influence du débit de ventilation sur la conductance de transfert massique ... | 69 |
| 3.4.4. | Evaluation des capacités évaporatoires pour les débits d'air testés | 72 |
| 4. | Modélisation aéraulique d'une serre de séchage conventionnelle | 74 |
| 4.1. | Description de la serre de Thuit Signal..... | 74 |
| 4.2. | Conditions aux limites appliquées et modèles de calcul | 75 |
| 4.3. | Résultats des simulations aérauliques de la serre de Thuit Signal | 76 |
| 4.3.1. | Profil de vitesses à la surface des boues | 76 |
| 4.3.2. | Conclusions sur la conception de l'aéraulique de la serre de Thuit Signal | 77 |
| 5. | Conception d'un dispositif de soufflage permettant l'accolement du jet à la surface des boues | 78 |
| 5.1. | Description du nouveau concept de soufflage..... | 78 |
| 5.2. | Paramétrage du nouveau concept de balayage d'air | 79 |
| 5.2.1. | Choix du débit d'air soufflé et de la largeur de fente | 79 |
| Choix du débit d'air | 80 | |
| Choix de la largeur de fente | 80 | |
| 5.2.2. | Choix du diamètre de la gaine..... | 82 |
| 5.2.3. | Modélisation de la serre dotée du nouveau concept de balayage d'air..... | 83 |
| 5.3. | Validation sur la serre expérimentale de Carnac..... | 84 |
| 6. | Conclusions | 87 |

CHAPITRE 4

Modélisation du séchage combiné des boues de station d'épuration par énergie solaire et pompe à chaleur

| | | |
|------|--|----|
| 1. | Résumé de l'article proposé à "International Journal of Refrigeration" | 91 |
| 2. | Sludge solar drying | 94 |
| 3. | Concept of Solar and HP sludge Drying System (S&HPSDS)..... | 95 |
| 3.1. | Description of the field installed Solar Heat Pump Sludge Drying (SHPSD) prototype | 96 |

| | | |
|---------|--|------------|
| 3.1.1. | The greenhouse design..... | 96 |
| 3.1.2. | The mixing engine | 97 |
| 3.1.3. | Heat Pumps..... | 97 |
| 3.2. | Mathematical models and assumptions | 97 |
| 3.2.1. | Greenhouse and sludge modeling | 97 |
| 3.2.2. | Heat pumps modeling | 100 |
| 3.2.3. | Heat pumps control strategies..... | 101 |
| 3.3. | Heat exchangers modelling..... | 101 |
| 3.4. | Pumps and fans..... | 102 |
| 3.5. | Model assumptions and equations | 102 |
| 3.5.1. | Mathematical modeling | 102 |
| 3.5.2. | Results and discussion..... | 106 |
| 3.5.2.1 | Control strategy for an annual drying scheme | 107 |
| 3.5.2.2 | Evaluating system performance | 108 |
| 4. | Conclusion | 112 |
| 5. | Performances du séchage combiné pour différentes régulations..... | 113 |
| 5.1. | Analyse des performances du séchage combiné pour différentes conditions d'air ambiant | 113 |
| 5.2. | Analyse des performances du séchage combiné pour différentes conditions d'ensoleillement | 117 |
| 5.3. | Influence de l'épaisseur du lit de boues sur les performances de séchage | 118 |
| 6. | Conclusions..... | 122 |
| | Conclusions et Perspectives..... | 125 |
| | Références bibliographiques..... | 127 |

Nomenclature

| Symboles | Grandeurs | Unités |
|----------------------|--|----------------------|
| C | Concentration massique | kg/m ³ |
| C _p | Capacité calorifique | J/kg.K |
| C _r | Rapport des capacités calorifiques | |
| D | Diffusivité de vapeur d'eau | m ² /s |
| D ₀ | Diffusivité de vapeur d'eau dans l'air | m ² /s |
| d | Diamètre | m |
| d _h | Diamètre hydraulique | m |
| DSC | Siccité ou Dry solid content | % |
| dx | Longueur élémentaire | m |
| e | Epaisseur | m |
| <i>f</i> | Coefficient de pertes de charges | |
| <i>F</i> | Impédance à la diffusion | |
| Fsol | Densité de flux solaire | W/m ² |
| h | Enthalpie massique | kJ/kg |
| <i>h_c</i> | Coefficient de transfert de chaleur par convection | W/m ² .K |
| <i>k_m</i> | Coefficient de transfert de masse | m/s |
| J | Densité de flux massique | Kg/m ² .s |
| k | Conductivité thermique | W/m.K |
| <i>k</i> | Facteur de correction | |
| l | Largeur | m |
| Lv | Chaleur latente de vaporisation | J/kg.K |
| m | Débit massique | kg/s |
| M | Masse | kg |
| p | Pression | Pa |
| Q | Flux de chaleur | W/m ² |
| r | Constante de vapeur | J/kg.K |
| R _{lewis} | Rapport de conductance | |
| S | Section ou surface | m ² |
| S _g | Degré de la saturation de la phase vapeur en eau | |
| T | Température | °C ou K |
| t | Temps | s |
| v | Vitesse | m/s |
| V | Volume | m ³ |
| V | Débit volumique | m ³ /s |
| w | Humidité absolue | kg/kg air sec |
| W | Travail | Wh |

| | |
|------|---------------------------|
| cond | Conduction |
| DM | Matières sèches |
| eff | Effective |
| ext | Externe |
| f | Sole ou dalle chauffante |
| fe | Fente |
| fs | Section de la dalle |
| g | Phase gazeuse |
| hx | Echangeur |
| inf | Couche inférieure |
| int | Interne |
| k | Condenseur |
| l | Liquide |
| poly | Polystyrène |
| r | Paroi de la serre |
| rc | Résistance chauffante |
| rec | Echangeur de récupération |
| ref | Fluide frigorigène |
| res | Réservoir ou ballon d'eau |
| s | Boues (sludge) |
| sol | Sol |
| sup | Couche supérieure |
| surf | Surface |
| v | Vapeur |
| vent | Ventilateur |
| vsat | Saturation vapeur |
| w | Eau (water) |
| wo | Bois (wood) |
| ws | Boues humides |

Abréviations

| | |
|-----|-------------------------------------|
| CEP | Centre Energétique et Procédés |
| COP | Coefficient de performance |
| DM | Matières sèches (Dry Matter) |
| DR | Capacité évaporatoire (Drying Rate) |
| DSC | Siccité (Dry Solid Content) |
| EH | Equivalent habitant |
| HP | Heat pump |

| | |
|------|-------------------------------|
| NTU | Number of transfer units |
| PAC | Pompe à chaleur |
| PCI | Pouvoir calorifique inférieur |
| STEP | Station d'épuration |
| S+V | Séchage solaire +ventilation |
| WWTP | Wastewater treatment plant |

Introduction

A l'heure où les conditions d'admission en décharge se renforcent, les quantités de boues résiduelles urbaines ne font que croître. La conjugaison de ces deux facteurs pose d'importants défis pour l'avenir, et rend impérative la maîtrise des boues. Dans cette optique, le séchage est une étape souvent indispensable pour faciliter la gestion ultérieure des boues comme leur valorisation ou leur stockage.

La première partie du chapitre 1 décrit le contexte général des boues de stations d'épuration et des possibles filières d'élimination et de valorisation, tout en soulignant l'importance du séchage dans la chaîne de traitement. Un état de connaissances dans le domaine de séchage des boues ainsi qu'une présentation des technologies de séchage actuelles sont effectués. Le séchage solaire est introduit comme une solution efficace de déshydratation des boues permettant de répondre aux attentes des collectivités de petites et moyennes capacités dans le respect des contraintes réglementaires.

Le modèle de séchage solaire exposé à la deuxième partie de ce chapitre met en évidence sa dépendance des conditions climatiques et souligne la dégradation de performances résultantes en périodes froides et humides. L'enjeu majeur est de concevoir un procédé de séchage qui valorise l'utilisation de l'énergie solaire et fournit le complément d'énergie nécessaire pour améliorer les performances de séchage sur un cycle annuel de gestion des boues. Les pompes à chaleur sont proposées comme solution assurant l'appoint d'énergie via le chauffage de la dalle chauffante sur la quelle reposent les boues d'une part, et via le chauffage préalable de l'air de balayage de la serre d'autre part.

Le chapitre 2 est consacré à l'étude du séchage des boues par conduction via la dalle chauffante. Dans une première partie de l'étude, les notions indispensables à la caractérisation des milieux poreux sont introduites et les équations régissant le séchage conductif sont établies. La nature complexe des boues, l'évolution de leur texture au cours du séchage et l'insuffisance des données bibliographiques sur le séchage conductif nécessitent le passage par une méthode expérimentale. Le chapitre 2 décrit le dispositif expérimental et la méthode adoptée pour la caractérisation de la diffusivité de la vapeur d'eau dans les boues. Les résultats expérimentaux permettent de corréler l'impédance de la matrice poreuse à l'évaporation en fonction de la siccité des boues. L'influence de la fréquence de retournement sur la cinétique de séchage est également analysée.

La convection à l'interface de séchage air-boues est abordée au chapitre 3. Le passage des boues d'un état collant à un état granulaire et l'évolution de leur état de surface, au cours d'un cycle de séchage et à la suite d'un retournement, ne permettent pas l'application des corrélations de convection établies pour les surfaces planes. La première partie de ce chapitre décrit le dispositif expérimental réalisé pour la caractérisation des conductances de transfert latentes et sensibles à l'interface de séchage. Des corrélations pour la prévision des coefficients d'échange sont établies à partir des résultats expérimentaux. L'influence de la vitesse superficielle sur l'évolution des conductances de transfert est également soulignée. Les résultats mettent en évidence l'amélioration des capacités de séchage résultant d'une augmentation de ces vitesses.

La deuxième partie du chapitre 3 est consacrée à l'étude de l'amélioration des conditions aérauliques dans une serre de séchage. En s'appuyant sur les résultats expérimentaux précédents, le concept de soufflage d'air par fentes linéaires sur la largeur de la serre est proposé comme un dispositif permettant de maîtriser les conditions de vitesses superficielles et d'améliorer les conditions de séchage par rapport à une configuration de ventilation conventionnelle. Les essais aérauliques réalisés sur une installation expérimentale permettent de valider ce choix.

La dernière étape dans la conception du procédé de séchage combiné consiste en une modélisation complète du système. La première partie du chapitre 4 est dédiée à la description du modèle global combinant un modèle numérique des pompes à chaleur (compresseur, échangeur) et un modèle décrivant les échanges de chaleur et de masse entre les différents composants du procédé d'un point de vue macroscopique (air, serre, boues, PAC). Les corrélations établies aux chapitres 2 et 3 sur l'évolution des caractéristiques des boues et leur influence sur les transferts mis en jeu sont intégrées. Le modèle numérique permet de simuler, heure par heure, le fonctionnement du procédé de séchage et d'évaluer ses performances sur un cycle de séchage annuel. L'exploitation du modèle aboutit à une optimisation des conditions de fonctionnement des pompes à chaleur induisant un minimum des consommations énergétiques.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, l'influence des conditions météorologiques sur le choix des températures de consigne est examinée pour des conditions climatiques ponctuelles. Les résultats de ces investigations confirment les tendances observées à la première partie du chapitre. Finalement, l'exploitation du modèle met en relief l'effet de la réduction de l'épaisseur des boues sur l'amélioration des performances du séchage combiné.

L'évolution de l'analyse tout au long des chapitres suivants permettra de présenter le système de séchage combiné comme une solution potentielle à la problématique de départ.

CHAPITRE 1

Le séchage des boues de stations d'épuration Contexte et enjeux énergétiques

1. Epuration des eaux et production de boues

Avec le développement de l'urbanisation et de l'industrialisation, et l'évolution des modes de consommation, les rejets d'eaux dites "usées" ont considérablement évolué en quantité et en qualité. Les rejets domestiques simples se sont enrichis de produits plus complexes (lessives...) et les réseaux d'assainissement recueillent des rejets industriels, commerciaux ou artisanaux aux caractéristiques très diverses. Les eaux de pluies, lessivant des surfaces croissantes de bitume et de toitures, se chargent en produits minéraux et organiques et augmentent ainsi le flux polluant à traiter. Lorsque les eaux usées ne sont pas traitées, les cours d'eau sont dépassés dans leur capacité naturelle d'épuration et se retrouvent pollués.

Depuis la loi sur l'eau du 3 janvier 1992, tout immeuble doit être raccordé à un système d'assainissement. Le but d'un tel système est de regrouper les eaux usées, puis de les épurer par traitement, avant de les rejeter dans le milieu naturel. Des réseaux de collecte ou "égouts" ont pour fonction de recueillir les eaux usées de toutes origines et de les acheminer vers les stations d'épuration. L'entretien des réseaux de collecte et les traitements en stations d'épuration génèrent plusieurs sortes de sous-produits tels que les boues.

La notion d'équivalent habitant (EH) représente la charge moyenne rejetée par habitant et par jour. Elle reflète la pollution quotidienne engendrée par un individu et détermine le dimensionnement des stations d'épuration en fonction de la charge polluante. Elle permet également d'estimer la pollution brute produite par une commune. On admet que l'épuration de 1 équivalent habitant produit 15 à 20 kg de boues, en matières sèches, ce qui correspond généralement à une quantité de matières fraîches quatre fois plus grande compte tenu de la teneur en humidité des boues après déshydratation en sortie de la station d'épuration [LEO03].



Figure 1.1 Schéma de fonctionnement d'une station d'épuration

À leur arrivée dans une station d'épuration, les eaux brutes subissent d'abord un pré-traitement de dégrossissage, destiné à extraire les gros éléments, ou les éléments gênants pour les traitements ultérieurs. Il consiste en un dégrillage et un tamisage (l'eau traverse une grille et un tamis qui retiennent les déchets), un dessablage (évacuation des sables et graviers déposés au fond des bassins), un déshuilage (récupération des graisses remontées en surface grâce à une injection d'air) et enfin, une évacuation et un traitement des sables et déchets ainsi récupérés. Dans une deuxième étape, l'eau subit un traitement de décantation, visant à éliminer les particules de plus grosse taille. Cette phase est parfois suivie de traitements physico-chimiques plus poussés tels que la coagulation, la floculation, et la clarification par décantation ou flottation, en vue d'éliminer les particules. Ces traitements sont

ensuite complétés par une épuration biologique, dans le but d'éliminer les matières organiques carbonées (excréments...) et une partie de l'azote.

Le traitement des eaux usées produit d'une façon inévitable des boues qui doivent être éliminées ou de préférence valorisées. En 2001, 937 000 tonnes de boues de stations d'épuration urbaine (matières sèches), soit environ 9,9 Mt de boues brutes ont été éliminées en France [IFE02]. 56 % de ces boues ont été épandues sur des sols agricoles, 24 % mises en décharges et 17 % incinérées. Les prévisions font état d'une tendance à l'augmentation de la production des boues, de sorte que le million de tonnes est aujourd'hui très vraisemblablement dépassé.

A la suite de la législation européenne en matière d'épuration des eaux usées, les quantités des boues croîtront de manière très significative dans les années à venir. En même temps, les filières d'élimination s'amenuisent, notamment comme conséquence de la réduction planifiée par l'Union Européenne des quantités des déchets biodégradables mis en décharge [RCE99]. La gestion de ces boues devient d'autant plus problématique que la mise en décharge de produits organiques est soumise à de sérieuses restrictions.

2. Les principales filières d'élimination et de valorisation

Outre les traitements dédiés à l'épuration de l'eau, la filière boue reprend les opérations concernant spécifiquement les boues. Au pied des décanteurs, les boues contiennent encore une proportion d'eau élevée (supérieure à 95 %). Différentes phases de conditionnement et de déshydratation sont appliquées afin de les stabiliser et de réduire leur teneur en eau pour permettre une valorisation ultérieure. Au niveau européen, les principales filières de gestion des boues restantes sont la valorisation en agriculture ou épandage, la mise en décharge et l'oxydation thermique par voie humide ou par incinération, le rejet à la mer étant interdit depuis 1998.

Afin d'illustrer l'importance de la problématique des boues, le tableau 1.1 présente pour les tonnages de boues en France, la répartition suivant les différentes filières de valorisation ou d'élimination. Le poids prépondérant de la filière « valorisation agricole » par rapport à la moyenne nationale est souligné.

Tableau 1.1 - Boues produites par les stations d'épuration urbaines [IFE02]

| | France entière |
|---|----------------|
| | 2001 |
| Total Boues Urbaines (Tonnes matière sèche/an) | 11 000 000 |
| Épandage agricole | 51 % |
| Compostage | 6% |
| Incinération | 17 % |
| Décharges | 24 % |
| Autres | 2% |

En ce qui concerne leur composition, les boues d'épuration comportent de l'eau, des sels minéraux, de la matière organique ainsi que des éléments fertilisants tels que l'azote, le phosphore et le soufre. Lorsqu'elles sont chaulées ou compostées, elles peuvent améliorer les sols en les enrichissant en bases ou en matière organique.

Néanmoins, la composition de la matière organique interdit toute utilisation alimentaire et tout rejet en rivière. De par leur caractère fort fermentescible, les boues ne conviennent pas en tant que matériau solide pour la construction. La réglementation s'est considérablement renforcée ces dernières années pour l'épandage agricole ou pour la mise en décharge, avec,

pour cette dernière, l'exigence d'une siccité minimale : la siccité étant le rapport de masse de matières sèches aux boues humides. Cette réglementation fut suivie de l'interdiction de mise en décharge depuis le 1^{er} Juillet 2002, associée à la notion de déchet ultime. Quel que soit le type de traitement adopté pour les eaux usées, les boues produites par le système d'assainissement doivent trouver une voie de recyclage ou d'élimination qui soit écologiquement et économiquement durable. Les principales filières d'élimination et de valorisation sont détaillées ci-après.

2.1. Épandage agricole

Tous les pays disposant de systèmes d'assainissement doivent éliminer les boues d'épuration qui en résultent. L'épandage agricole est une pratique généralisée qui a fait l'objet d'un débat public à l'instar de la France dans différents pays tel que l'Allemagne, la Suède, la Grande Bretagne, la Finlande et le Danemark. La France est en position intermédiaire par rapport aux pays européens. En terme de pratique d'épandage et de quantités de boues épandues, elle se situe au niveau des meilleurs et ses propositions en matière de normalisation européenne font autorité.

L'épandage agricole est une pratique très ancienne permettant de profiter des capacités biologiques naturelles des sols à digérer les boues et en réintroduire leurs éléments dans les cycles naturels. Cette pratique permet également de valoriser les propriétés fertilisantes des boues pour les cultures agricoles.

Bien que pratiqué depuis plus de trente ans sans aucun accident portant atteinte à la santé publique, l'épandage agricole des boues de stations d'épuration fait l'objet d'une vigilance renforcée. En 1997-98, l'encadrement juridique et réglementaire de l'épandage agricole des boues d'épuration a été redéfini. A l'heure actuelle, les contraintes associées à la filière d'épandage, comme la nécessité de stabiliser les boues et de les stocker pendant plusieurs mois, rendent la mise en œuvre de la réglementation difficile et des dérogations sont d'ailleurs accordées à de nombreuses stations d'épuration.

2.2. Incinération

L'incinération se présente comme une solution alternative à l'épandage agricole. Malgré les coûts élevés engendrés, les stations d'épuration de collectivités supérieures à 50 000 EH utilisent l'incinération en France. Pour que cette option soit accessible à de stations de plus petite taille, des centres de regroupement de boues sont envisagés avant incinération. Si, économiquement, l'incinération reste plus onéreuse que le recyclage agricole, son surcoût décroît avec l'augmentation de la taille de la station d'épuration.

Deux caractéristiques des boues influencent leur faculté d'incinération : la teneur en matière organique, la siccité ou teneur en matières sèches. Ces caractéristiques déterminent la valeur du Pouvoir Calorifique Inférieur ou PCI. Selon la méthode d'incinération choisie, l'introduction des boues en incinérateurs requiert des siccités particulières : si la co-incinération avec les ordures ménagères peut se satisfaire de siccités basses de l'ordre 20 ou 30 %, l'incinération nécessite des PCI plus élevés et par suite des niveaux de siccités plus importants (60 à 90 %). Une opération de séchage après la déshydratation mécanique s'avère souvent indispensable avant d'introduire les boues dans les incinérateurs ou dans les fours spécialisés.

2.3. Dépôt en centre de stockage

Une alternative à l'incinération et l'épandage consiste à déposer les boues dans des centres de stockage. L'arrêté du 9 Septembre 1997 précise les contraintes générales de la conception et de l'exploitation des centres de stockage. Il impose, pour les boues de stations d'épuration, une teneur minimale de 30 % en matière sèche nécessitant ainsi une phase de séchage ou bien le stockage dans des alvéoles équipées pour la récupération du biogaz. Des contraintes techniques d'exploitation sont également imposées en fonction de la qualité des boues et de leur emportement à l'enfouissement.

2.4. La mise en décharge

Cette option concerne les stations d'épuration urbaines d'une taille supérieure à 15 000 EH et reste la plus onéreuse, son coût reste deux fois plus élevé que le recyclage agricole. De plus, la réglementation européenne a condamné la mise en décharge depuis le 1^{er} Juillet 2002. Cette échéance est restée très théorique et n'est pas respectée dans l'ensemble des départements français, ni dans les autres pays de la CEE. Une directive européenne du 26 avril 1999 a donc planifié la réduction progressive de la mise en décharge des déchets municipaux biodégradables (dont les boues d'épuration) jusqu'en 2015. Une seule condition est imposée aux boues: contenir au moins 30 % de matières sèches.

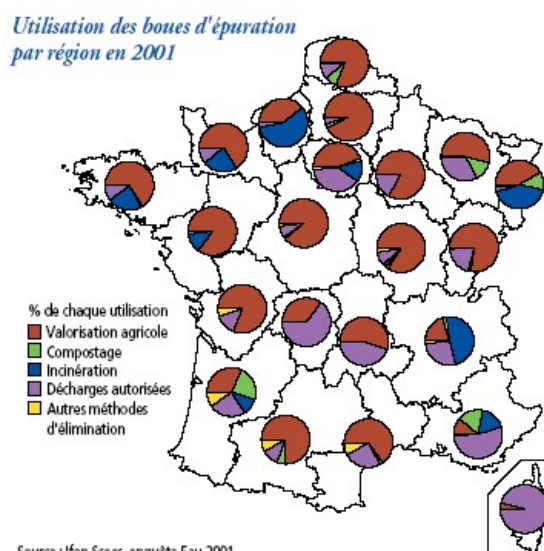


Figure 1.2 Utilisation des boues d'épuration en 2001 [IFE02]

3. Intérêts du séchage des boues

Dans ce contexte, le séchage se positionne comme un procédé intermédiaire, qui préserve l'ensemble des possibilités d'élimination ou de valorisation dans les principales filières actuelles. Le séchage a pour but d'éliminer par évaporation ou vaporisation l'eau imprégnant les boues. Si l'eau libre, faiblement absorbée, s'élimine par déshydratation mécanique, l'eau liée, chimiquement attachée par des liaisons aux bactéries ou aux autres particules, ne peut-être éliminée que par un procédé de séchage.

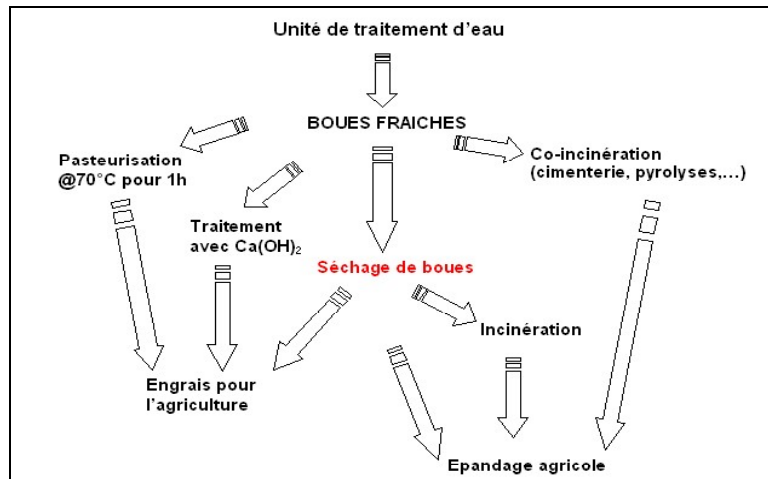


Figure 1.3 Devenir des effluents des eaux usées

L'importante quantité d'énergie à fournir par unité de masse pour évaporer l'eau, grève le plus souvent le coût énergétique de l'opération. C'est pourquoi une séparation solide/liquide par épaissement ou par voie mécanique (déshydratation mécanique) est nécessaire préalablement au séchage de façon à obtenir une boue urbaine contenant 20 à 25 % de matières sèches. La majorité des stations d'épuration disposent d'une centrifugeuse qui assure la déshydratation des boues liquides et permet de récupérer à sa sortie des boues à une siccité d'environ 20 %.

Une opération de séchage en aval de la déshydratation augmente la siccité jusqu'à environ 60 %, lorsqu'il s'agit alors d'un séchage partiel, ou jusqu'à 90 à 95 % s'il s'agit d'un séchage poussé [E&T04].

Malgré son coût énergétique élevé, le séchage des boues présente plusieurs avantages. Il permet de réduire de façon conséquente le volume des boues. Par rapport à une boue épaissie à 5 % de siccité, la déshydratation mécanique jusqu'à une siccité de 25 % induit une réduction de volume d'un facteur cinq. Le séchage à 90 % de siccité permet à la réduction d'atteindre un facteur 21 [E&T04]. Une opération de séchage de boues, tant en amont de la valorisation agricole que de l'incinération, présente différents atouts concernant les exigences européennes en matière d'hygiénisation et de stabilisation, mais également de réduction des frais de stockage, de transport et de manutention engendrés par la diminution du volume et de masse après élimination de l'eau.

3.1. Le séchage thermique des boues : technologie et mise en œuvre

De manière générale, les sècheurs utilisés dérivent de ceux des industries chimiques, pharmaceutiques et agroalimentaires et sont adaptés aux propriétés spécifiques des boues. Ces procédés reposent tous sur le principe d'un apport énergétique pour fournir l'énergie nécessaire à l'évaporation de l'eau. L'apport d'énergie s'effectue de trois manières différentes selon la technologie du sècheur retenue.

- Séchage par conduction : l'énergie thermique nécessaire au chauffage est apportée par contact avec une paroi chauffée ; les vapeurs dégagées par le produit durant le séchage sont aspirées ou entraînées par un gaz de balayage.
- Séchage par convection : le produit à sécher est mis en contact avec un gaz chaud. Ce mode de séchage est le plus utilisé car il permet un transfert simultané de chaleur et de masse. Le fluide sécheur utilisé habituellement est l'air chaud.
- Séchage par rayonnement : pour le séchage thermique, les techniques d'énergies radiantes utilisées (UV, IR, HF, MO) permettent d'obtenir un séchage de très bonne qualité lorsque le produit le permet, et de réduire considérablement les dépenses liées au poste énergie.

Les premiers développements du séchage thermique remontent au début du 20^{ème} siècle, principalement au Royaume Uni où l'épuration des eaux usées était déjà mise en œuvre. Ce n'est seulement que vers le début des années 1970 que débutèrent en France en Suisse et en Hollande les premières expériences de séchage thermique des boues urbaines. Le séchage thermique des boues de stations d'épuration a été développé pour le simple séchage ou en préalable à une incinération. Les technologies de séchage thermique se divisent en trois catégories :

- les sècheurs directs (ou séchage convectif) dans lesquels les boues entrent en contact direct avec une source de chaleur telle que l'air chaud ou la vapeur surchauffée ;
- les sècheurs indirects (ou séchage par conduction ou rayonnement) dans lesquels l'énergie nécessaire au séchage des boues est amenée par l'intermédiaire d'une paroi chauffée par un fluide caloporteur et sur laquelle reposent les boues ;
- les sècheurs mixtes utilisant à la fois les propriétés des sècheurs direct et indirect ; la paroi est chauffée et l'air chaud permet d'évaporer la vapeur d'eau issue des boues.

3.1.1. Les sècheurs directs

L'analyse du marché montre que 40 % des sècheurs thermiques utilisés pour le séchage des boues sont des sècheurs directs où les gaz chauds rentrent en contact direct avec les boues et le séchage s'effectue essentiellement par convection [EFE03]. Les différents sècheurs directs se distinguent par la manière dont l'agent séchant est mis en contact avec les boues. La technologie a l'avantage d'être simple.

Le sécheur rotatif (ou à tambour)

La technologie du sécheur rotatif est décrite à la figure 1.4. Il est constitué d'un long cylindre rotatif horizontal, ou légèrement incliné pour faciliter le déplacement du solide (1 à 2,5 m de diamètre et ~10m de longueur). Ce cylindre est précédé d'une chambre de combustion permettant de préchauffer l'air de la boucle thermique. Le séchage s'effectue par une circulation d'air chaud dans le même sens ou en sens inverse des boues.

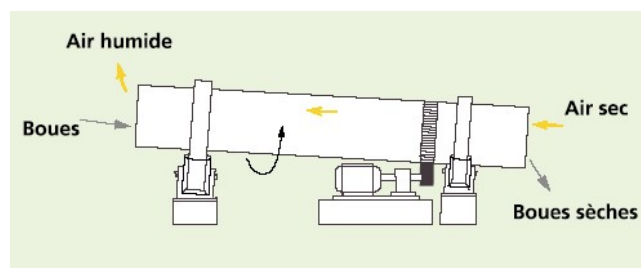


Figure 1.4 Sécheur rotatif [ADE00]

Le sécheur pneumatique dit sécheur flash

Le matériau à sécher est transporté jusqu'à l'entrée du sécheur où il est dispersé dans le réacteur par un injecteur. Le courant d'air chaud transporte ensuite les particules avant que le produit sec soit séparé des buées. La forme la plus simple de ce type de sécheur est un tube vertical dans lequel les boues granulées sont séchées en étant maintenues en suspension dans l'air chaud (cf. figure 1.5).

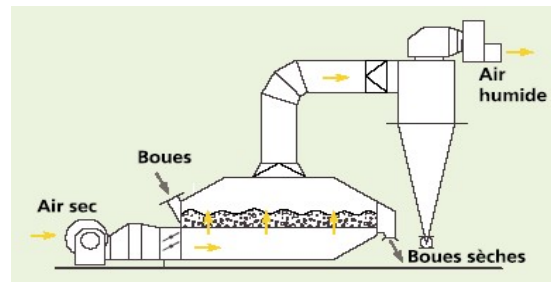


Figure 1.5 Sécheur Flash [ADE00]

3.1.2. Les sécheurs indirects

Les sécheurs indirects constituent 52 % des installations de séchage de boues. Le séchage s'effectue principalement par conduction ou par rayonnement selon les positions relatives du matériau à sécher et des surfaces chaudes.

Les sécheurs rotatifs

Ils sont constitués d'une enveloppe cylindrique fixe, souvent chauffée, dans laquelle tournent un ou plusieurs rotors. Ces derniers comportent des unités creuses de malaxage, dans lesquels circule de la vapeur sous pression ou une huile chaude.

Le rotor est muni en surface d'ailettes ou de palettes assurant le transfert de chaleur vers les boues. L'axe du cylindre est légèrement incliné par rapport à l'horizontal pour faciliter l'avancée des boues.

L'aspiration d'air en continu assure le nettoyage à fond de toutes les pièces et le bon fonctionnement du système, d'autant plus que la circulation de l'air de séchage en circuit fermé élimine toute émanation d'odeurs.

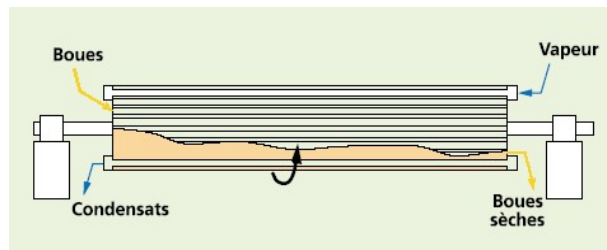


Figure 1.6 Sécheur rotatifs [ADE00]

Le sécheur à palettes

Les sécheurs à palettes disposent d'une double enveloppe extérieure immobile et d'un ou plusieurs rotors sur lesquels sont fixées les palettes. Le fluide caloporteur (huile thermique ou vapeur surchauffée) circule dans la double enveloppe, les rotors et les palettes. Il existe également des sécheurs à disques, conçus de la même façon que les sécheurs à palettes, mais des disques assurent le malaxage des boues.

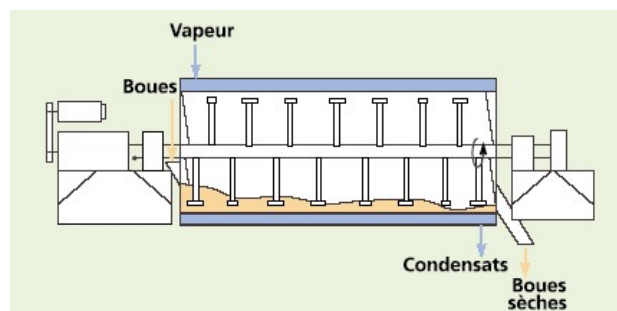


Figure 1.7 Sécheur à palettes [ADE00]

Il existe également des sécheurs couplant la déshydratation mécanique et le séchage indirect où les boues circulent sur un filtre chauffé, ou des sécheurs radiatifs dans lesquels les boues sont posées sur un convoyeur entouré d'émetteurs infrarouges gaz ou électriques.

3.1.3. Considérations énergétiques et inconvénients des sècheurs thermiques

La conception d'un atelier de séchage est aussi importante que le choix de la technologie du sècheur. Une installation de séchage de boues comprend un nombre important d'équipements annexes assurant la manutention des boues humides puis des boues séchées, la boucle du fluide caloporteur, le traitement des buées et des odeurs, le stockage des produits humides et séchés ainsi que la sécurité globale de l'atelier de séchage. Ces équipements périphériques conditionnent, pour une part importante, la qualité de fonctionnement de l'installation et leur coût est souvent du même ordre de grandeur que celui du sècheur proprement dit.

Aucune catégorie de sècheur ne se distingue particulièrement en terme d'investissement ou de consommation spécifique. Globalement, la consommation énergétique d'un atelier de séchage se situe entre 800 et 1 000 kWh par tonne d'eau extraite [NUM97]. Le coût rapporté à la tonne de matière sèche de boues se situe entre 230 et 305 € selon leurs sources. L'énergie représente généralement entre 1/3 et la moitié du coût total de séchage, le reste correspondant aux frais de maintenance et de main d'œuvre, variables selon le procédé utilisé.

Les propriétés mécaniques des boues à traiter et la qualité des matériaux obtenus influencent d'une manière significative la technologie de séchage thermique à mettre en œuvre et exigent parfois des technologies particulières. La complexité de la technologie pour les sècheurs thermiques indirects, et des périphériques pour les sècheurs directs nécessitent une surveillance attentive et limitent l'utilisation de ces procédés de séchage. Au cours d'un cycle de séchage, la formation d'une croûte à la surface des boues provoque des pannes des éléments de malaxage et parfois un dysfonctionnement du sècheur.

Outre ces problèmes techniques, le séchage thermique présente des risques de pollution tels que le dégagement de poussières, de fumées et de buées ainsi que des nuisances olfactives. Finalement, le séchage thermique renchérit sensiblement les coûts de traitement tout en imposant des investissements initiaux importants, il n'est donc envisageable que pour des stations de taille importante, supérieure à 50 000 EH, les stations de petite et moyenne tailles n'ayant pas toujours de solution économiquement acceptable pour traiter leurs boues.

Une étude de l'ADEME permet de fixer les ordres de grandeur du coût de l'épandage agricole en comparant pour différentes tailles de stations les filières 'Epandage de boues liquides ou pâteuses' d'une part et 'Epandage de boues séchées ou compostées' d'autre part (cf. tableau 1.2). Ces coûts d'élimination comportent : les frais de stockage, de transport et d'épandage, les amortissements des installations et équipements, les intérêts d'emprunts, les coûts d'entretien, de main d'œuvre et de réactifs.

Tableau 1.2 Coûts des filières d'élimination des boues

| COÛTS DES FILIERES D'ELIMINATION DES BOUES (en € de matières sèches) (D'après publications Agence de l'Eau Loire/Bretagne 1999; ADEME-Cemagref,1999) | | | | | |
|--|--|--------------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|-------------------------|
| Taille de la station d'épuration en équivalent habitant | Épandage, Boues liquides, pâteuses ou chaulées | Épandage Boues séchées et compostées | Co-incinération Boues pâteuses | Co-incinération Boues séchées | Incinération spécifique |
| 3 000 à 10 000 | 381 à 640 € | - | - | - | - |
| 50 000 à 100 000 | 320 à 411 € | - | - | - | - |
| 100 000 à 300 000 | 274 à 320 € | 396 à 457 € | 304 à 396 € | 381 à 442 € | 487 à 609 € |
| 300 000 à 500 000 | 259 à 274 € | 350 à 396 € | 243 à 304 € | 298 à 381 € | 350 à 487 € |

Il apparaît sur ce tableau que les stations de petites et moyennes tailles n'ont pas actuellement de solution économiquement acceptable pour fiabiliser le devenir de leurs boues : l'épandage des boues liquides et pâteuses est remis en question et le séchage trop coûteux.

Une solution partielle à cette problématique a été apportée depuis quelques années par le séchage solaire. Les premières expériences significatives de séchage solaire appliquées aux boues datent de la fin des années 90 et du début des années 2000 et ont été réalisées en Allemagne et en Suisse. Le procédé utilise le rayonnement solaire, l'effet de serre et une importante circulation d'air pour évaporer l'eau contenue dans les boues. Il permet ainsi d'atteindre des siccités de boues élevées (60 – 70 %) sans apport d'énergie thermique. Les boues séchées se présentent sous forme de granulats de 1 à 4 cm de diamètre, faciles à manipuler, entreposer et épandre [DEG05].

Le séchage solaire est une solution de traitement de boues qui séduit de nombreuses collectivités à l'heure actuelle grâce aux coûts d'exploitation peu élevés et à son image très écologique. Outre les avantages classiques du séchage – la réduction de masse, la stabilisation des boues, facilité de stockage, élargissement des solutions d'élimination -, le séchage solaire se distingue par de faibles coûts de fonctionnement et un faible impact écologique. Le recours à cette solution s'applique surtout à des boues préalablement déshydratées (15 à 20 % de siccité).

4. Séchage solaire conventionnel (solaire + ventilation)

4.1. Principe du séchage solaire sous serre

L'énergie provenant du rayonnement solaire varie en France selon la latitude entre 1 200 et 1 750 kWh/m².an, dont 40 % émise dans le domaine visible et 50 % dans le domaine infrarouge [DEG05]. L'effet de serre repose sur le fait que les murs de la serre et son toit sont formés de matériaux à propriétés différentes dans ces deux domaines spectraux : transparents aux rayonnements solaires, ils laissent pénétrer la chaleur du soleil mais ne transmettent pas les rayons infrarouges.

Le séchage solaire des boues utilise ce concept pour accélérer le processus d'élimination de l'eau contenue dans les boues déshydratées. L'échauffement de la surface des boues, grâce au rayonnement solaire et au rayonnement infrarouge émis par le matériau transparent de la serre, permet d'augmenter la pression de vapeur d'eau à la surface des boues et par suite de favoriser l'évaporation. Un flux d'air frais admis sous la serre permet d'évacuer la vapeur d'eau issue du séchage.

Depuis quelques années, ce procédé a convaincu plusieurs collectivités locales françaises de son intérêt. Plusieurs procédés de séchage ont été conçus et validés : Ecodyer mis au point par Eco-industries, Solia conçu par Veolia Water systems, Héliantis mis au point par France Assainissement, filiale de Dégremont (groupe de Suez) et finalement Hélicycle conçu par Stéreau adapté aux gisements de petite et moyenne tailles.

Le séchage solaire se déroule selon un cycle annuel : les boues sont introduites sous la serre et étalées sur toute sa surface. Le chargement de la serre en boues peut être continu, à l'aide d'une pompe gageuse, ou discontinu, par bâchées. Les boues sont ensuite réparties sur la largeur de la serre et véhiculées sur la longueur. La différence entre ces procédés de séchage solaire est principalement liée au mode de brassage de boues appliqué. Pour Hélicycle et Héliantis, le brassage est assuré au moyen d'un retourneur couloir ou machine de scarification qui étale les boues en couloirs et les fait progressivement avancer vers le fond de la serre au fur et à mesure du séchage, tandis que Solia et Ecodyer utilisent des robots qui sillonnent la surface des boues.

Le brassage des boues est un paramètre clé du procédé de séchage solaire pour différentes raisons.

- Il assure l'oxygénation des boues nécessaire pour entretenir constamment un milieu aérobie au sein du lit de boues. Ceci permet de limiter les réactions de fermentations anaérobies, sources d'importantes nuisances olfactives.
- Le brassage régulier des boues au cours du séchage permet de renouveler les surfaces d'évaporation et d'éviter les phénomènes de croûtage en surface limitant l'évaporation.
- Le retournement des boues permet d'homogénéiser et de granuler le produit final.
- Finalement, il permet de véhiculer progressivement les boues d'une extrémité de la serre à l'autre. La vitesse d'avancement de l'outil, la vitesse de rotation du tambour et la profondeur de pénétration dans le lit de boues sont réglables grâce au fonctionnement automatisé de l'outil qui ne nécessite aucune surveillance particulière.

Les serres Hélicycle et Héliantis produisent des granulés de siccité finale de l'ordre de 70 %.

Il est essentiel de disposer d'un modèle de cycle de séchage solaire pour évaluer ses performances et définir ses limitations. Les résultats du modèle permettent par la suite de proposer des solutions assurant l'appoint d'énergie pour atteindre des performances égales sur une année entière tout en favorisant l'utilisation de l'énergie solaire gratuite. La

modélisation présentée ci-dessous est basée sur un procédé de séchage solaire de type Héliocycle.

4.2. Procédé de séchage solaire Héliocycle

Au cours d'un cycle de séchage conventionnel, la serre est progressivement chargée en boues. Elle est complètement fermée et munie de portes d'accès pour garantir l'absence des nuisances olfactives. Les boues sont stockées sous la serre le temps nécessaire à l'obtention d'une siccité de 70 % au terme d'un cycle de séchage. L'installation est dimensionnée pour contenir la totalité de la production annuelle de boues, dans l'hypothèse d'une seule reprise de boues séchées par an, à la fin de l'été, ce qui correspond aux dates d'épandage autorisées. Deux types de structure de serre sont généralement utilisés.

- La serre horticole en verre ou en polycarbonate: ce type de serre est couramment utilisé en horticulture. Il assure une bonne transmission du rayonnement solaire qui constitue la principale source d'énergie. Les serres sont généralement hautes 3 à 4 m en fonction des standards des serristes, permettant le passage d'un chargeur à godet à l'intérieur.
- La serre basse polycarbonate : ce type de serre se présente sous la forme de dômes coulissants sur rails, type abri pour piscine. L'isolation et la transmission lumineuse sont celle du polycarbonate. Ce type de serre s'intègre harmonieusement avec l'environnement et présente une prise au vent minimale.

L'implantation sur site détermine le choix du type de serre, haute ou basse. L'intégration paysagère, la présence en zone ventée, la présence de zones touristiques ou proches d'habitations, la géométrie du sol sont autant de paramètres clefs à prendre en compte lors du choix de la serre.

4.2.1. Modélisation du séchage solaire conventionnel

Au cours du séchage d'un milieu poreux tel que les boues, les transferts de chaleur et de masse s'effectuent d'une façon couplée. Toute tentative de modélisation doit prendre en compte simultanément les deux modes de transferts. L'objectif de ce modèle développé est de permettre une évaluation des performances de séchage solaire d'une serre donnée ou inversement, de déterminer, pour des performances de séchage requises, les dimensions de serre correspondantes.

La modélisation du séchage solaire conventionnel (avec ventilation noté séchage S+V) est basée sur une modélisation en régime dynamique des phénomènes physiques ayant lieu au cours du séchage. Ceux-ci sont détaillés ci-après et présentés schématiquement à la figure 1.8.

Les transferts de chaleur ayant lieu au cours d'un séchage solaire conventionnel sont :

- l'échauffement de la boue par le flux solaire transmis à travers la serre
- l'échange de chaleur convectif entre la boue et l'air à l'intérieur de la serre
- l'échange de chaleur convectif entre la paroi de la serre et l'air à l'intérieur de la serre
- l'échange de chaleur convectif entre la paroi de la serre et l'air ambiant
- l'échange radiatif entre la boue et la paroi de la serre
- l'échange radiatif entre la paroi de la serre et la voûte céleste
- l'échange conductif entre la boue et la dalle de béton.

Le transport de masse est celui de la vapeur d'eau entre la surface des boues et l'air sous la serre. Ce transfert est supposé limité uniquement par l'évaporation de la vapeur d'eau à la surface des boues sans prendre en considération l'influence de la capillarité et de la diffusion

à l'intérieur de la boue sur le transport de vapeur. Les calculs sont effectués avec un pas horaire pour un cycle de séchage annuel.

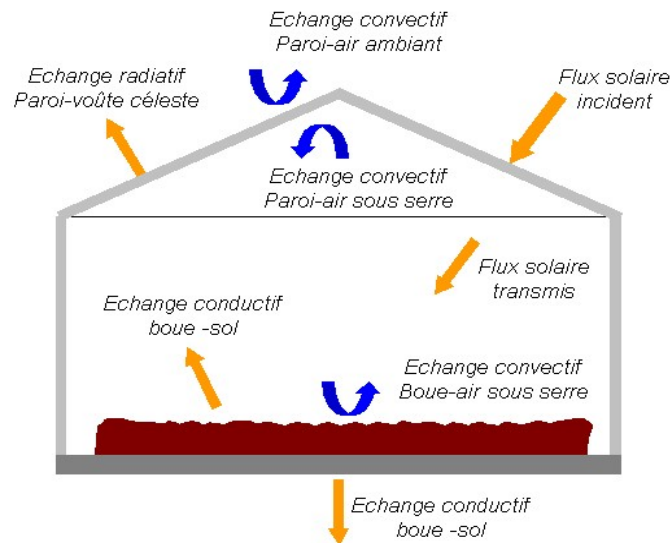


Figure 1.8 Phénomènes physiques pour un séchage solaire

La nature complexe des boues et la dépendance de leur comportement de leur nature biologique confèrent des difficultés lors de la modélisation et de la détermination de coefficients intrinsèques de ce milieu. De plus, l'insuffisance de références bibliographiques mène à la prise en compte de plusieurs hypothèses simplificatrices nécessaires pour la modélisation des boues.

- Le modèle suppose que les boues sont suffisamment brassées. Elles présentent des caractéristiques thermiques identiques sur toute l'épaisseur du lit de boues. Par suite, une température moyenne de boues peut être prise en compte pour la modélisation.
- Les boues sont assimilées à un corps noir. Ceci suppose que la totalité du flux solaire incident, quelles que soient la direction et la longueur d'onde, soit absorbée par les boues. Dans un premier temps, les caractéristiques thermiques des boues sont assimilées à celles de l'eau, ce qui entraîne une majoration des quantités d'énergie à fournir.
- La couverture de la serre se comporte comme une paroi horizontale de surface égale à la surface au sol de la serre.
- En ce qui concerne l'air à l'intérieur de la serre, une température et une humidité relative moyennes sont calculées sur toute la longueur de la serre et utilisées pour la résolution des équations, de même pour la température de la paroi.
- Le modèle suppose que le brassage des boues soit très efficace et que le passage d'une siccité de 20 à 70 % s'effectue à vitesse constante.
- L'exothermicité des réactions biologiques pouvant avoir lieu au sein des boues n'est pas modélisée.

4.2.2. Equations du modèle

Les bilans d'énergie établis pour l'air, les boues, la paroi et la vapeur d'eau permettent de définir les équations régissant le procédé de séchage par énergie solaire. L'équation [1.1] traduit le bilan thermique établi pour l'air pour un volume de serre d'épaisseur dx :

$$\frac{\dot{m}_a}{l} \frac{dh}{dx} = k_m \delta L_v (w_s - w_a) + h_c \delta (T_s - T_a) + h_{int} (T_r - T_a) \quad [1.1]$$

En ce qui concerne le bilan thermique sur la paroi, l'équation [1.2] rassemble les différents échanges à travers la paroi de la serre :

$$\alpha_r F_{sol} + h_{int} (T_a - T_r) + h_{ext} (T_{amb} - T_r) + \sigma \varepsilon_r (T_r^4 - T_s^4) + \sigma \varepsilon_r (T_{amb}^4 - T_r^4) = 0 \quad [1.2]$$

L'équation [1.3] décrit le bilan thermique sur les boues :

$$(1 - \alpha_r) F_{sol} + k_m \delta L_v (w_a - w_s) + k_{sf} (T_f - T_s) + h_c \delta (T_a - T_s) + \sigma \varepsilon_r (T_r^4 - T_s^4) = e_s \rho_s C_{ps} \frac{dT}{dt} \quad [1.3]$$

Le bilan de la vapeur d'eau est exprimé par l'équation [1.4] :

$$\frac{\dot{m}_a}{l} \cdot \frac{dw_a}{dx} = k_m \delta (w_s - w_a) \quad [1.4]$$

La consommation électrique des ventilateurs est exprimée en fonction des pertes de charge qu'ils doivent surmonter et du débit volumique d'air comme décrit à l'équation [1.5] :

$$W_{vent} = \frac{\dot{V}_a \Delta P_a}{\eta_{vent}} \quad [1.5]$$

La modélisation des boues en régime dynamique permet de prendre en compte la variation journalière des conditions climatiques telles que le flux solaire global, la température et l'humidité relative de l'air ambiant. Le modèle admet comme entrées les données géométriques de la serre, les conditions climatiques de la région d'implantation ainsi que les conditions initiales des boues (température, masse, siccité). Un code de calcul est établi en langage C pour permettre la résolution simultanée de ces équations. L'organigramme de résolution est présenté à la figure 1.9.

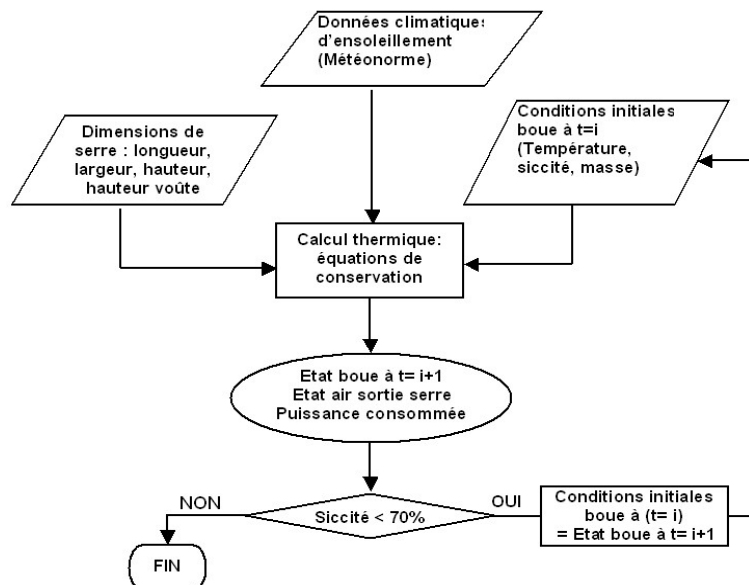


Figure 1.9 Algorithme de calcul solaire + ventilation

Les équations [1.1] à [1.5] sont résolues simultanément afin de déterminer les consommations énergétiques et les propriétés des boues à la sortie telles que la siccité. La

durée de séchage est définie comme étant le temps nécessaire pour atteindre une siccité finale de 70 %.

L'écriture des équations de séchage fait apparaître un nombre de coefficients qui doivent être connus pour la résolution de l'algorithme, termes qui sont, soit calculés, soit recalés par rapport à l'expérience. Une campagne de mesures, menée par Gresles et Al. dans le cadre d'une étude sur le séchage des boues de stations d'épuration sous serre solaire, est analysée dans le document [SAU04]. L'exploitation des mesures leur permet d'identifier une conductance de transfert de masse à la surface des boues de 0,001 kg eau/m².s et un coefficient global de pertes thermiques k_{sf} vers le sol de l'ordre de 0,005 W/m².K qui sont introduites dans le modèle.

Par ailleurs, au cours du séchage et à cause du retournement des boues, la surface externe des boues subit des déformations importantes induisant une amplification de la surface d'échange. Cet effet est d'autant plus accentué que la siccité des boues est élevée. L'évolution de l'état de surface des boues est prise en compte dans le modèle sous forme d'un facteur de correction δ . Dans un premier temps, ce facteur est supposé égal à 2. L'affinement de ce paramètre nécessite une étude détaillée du séchage en surface des boues. Ce travail est exposé ultérieurement au chapitre 3, consacré à l'étude des échanges convectifs et l'effet de changement de surface sur les conductances de transfert latentes et sensibles.

4.2.3. Evaluation des coefficients d'échange convectif

Les échanges par convection sont caractérisés par des coefficients d'échanges qui sont calculés à partir de corrélations présentes dans la littérature, choisies en adéquation avec le cas étudié. Les corrélations sont classées selon le type de la convection : naturelle ou forcée. Le nombre de Richardson permet de déterminer le type de convection dominant (ou dans le cas échéant la présence d'une convection mixte). Il est défini comme étant le rapport du nombre de Grashoff au carré du nombre de Reynolds.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad [1.6]$$

Une valeur de Ri comprise entre 0,1 et 1 indique une convection mixte. Dans le cas où $Ri \gg 1$, la convection naturelle est prépondérante. Le nombre de Richardson calculé pour la configuration de soufflage actuelle appliquée pour les procédés Hélicycle est de l'ordre de 2000. Bien que le soufflage d'air sous la serre soit assuré par un dispositif mécanique (définition d'une convection forcée), la convection naturelle est prépondérante et le coefficient d'échange est calculé en appliquant une corrélation de convection naturelle pour un écoulement interne.

Air-boues

Le coefficient d'échange convectif entre la surface des boues et l'air balayant la serre h_c est calculé à partir des équations [1.7] et [1.8]:

$$h_c = \frac{Nu \cdot k_a}{L} \quad [1.7]$$

$$\text{avec } Nu = 0.15Ra^{0.33} \text{ pour } Ra \geq 2.10^7 \quad [1.8]$$

Les caractéristiques de l'air sont calculées pour une température d'air moyenne de 20 °C et une humidité relative de 40 % à partir des équations de Hyland et Wexler, établies pour l'air

humide et présentées au tableau 1.3. Ainsi, pour une température de surface de boues et une surface d'échange données, l'expression [1.8] permet de calculer le nombre de Nusselt correspondant et de déduire le coefficient de transfert de chaleur à partir de l'équation [1.7].

Tableau 1. 3 Propriétés de l'air retenues pour le calcul des coefficients d'échanges

| T _a = 20°C HR= 40% | | |
|-------------------------------|------------------------|-------------------------------|
| w | humidité absolue | 5,79 g/kg as |
| C _p | chaleur massique | 1007 J/kg.K |
| k | conductivité thermique | 0,02553 W/m.K |
| ρ | masse volumique | 1,16 kg/m ³ |
| μ | viscosité dynamique | 18,14 10 ⁻⁶ kg/m.s |

Air ambient-serre et Air balayage-serre

Les coefficients de convection entre la couverture de la serre et l'air ambient h_{ext} d'une part, et l'air de balayage h_{int} d'autre part sont également calculés à partir de l'équation [1.7] établie pour le cas de la convection naturelle. L'utilisation de cette corrélation ne prend pas en compte l'effet des journées fortement ventées.

4.2.4. Données d'entrée du modèle

Le modèle admet en entrée les données descriptives de la serre ainsi que les conditions opératoires du procédé de séchage solaire conventionnel. Il permet ainsi d'évaluer les performances énergétiques de ce procédé pour différentes tailles de serre et conditions météorologiques.

Données de production

La production mensuelle de boues dépend de la capacité de traitement de la station d'épuration et de son système de déshydratation et peut varier selon le mois étudié. Ces productions mensuelles sont introduites sous forme de tableau admettant en abscisse le mois simulé et en ordonnées la production de boues correspondante. La siccité d'entrée est également précisée.

Siccité visée

La siccité finale requise dépend de la filière de valorisation choisie. En effet, elle peut varier entre 55 % et 90 % selon que la mise en centre de stockage soit privilégiée, l'épandage agricole ou l'incinération. Le modèle développé suppose une siccité finale de 70 %.

Les conditions météorologiques

Les conditions météorologiques et d'ensoleillement de la zone géographique d'implantation de la serre sont intégrées dans les calculs : le flux solaire horizontal global, l'humidité absolue et la température de l'air ambient. Ces données proviennent du logiciel METEONORM v5.2 qui estime les valeurs horaires de flux solaire, température et humidité d'air à partir des moyennes sur 10 ans.

La géométrie de la serre

Les données géométriques de la serre doivent être précisées. La surface au sol est calculée à partir de la longueur et de la largeur. Les propriétés radiatives du matériau constituant la toiture de la serre (transmittivité, réflectivité) sont également introduites. Les températures de paroi et de la sole chauffante sont initialisées à 20 °C. Le modèle admet en entrée également une valeur de débit d'air soufflé et de pertes de charge afin d'évaluer la consommation des ventilateurs.

4.2.5. Sorties du modèle

La capacité évaporatoire de la serre

La capacité évaporatoire de la serre est définie comme étant la quantité d'eau évaporée par jour et par unité de surface. Elle s'exprime en kg d'eau par m² et jour. Ce paramètre est un des paramètres clés pour l'évaluation des performances d'un procédé de séchage.

Les propriétés des boues

Au cours du cycle de séchage, la hauteur et la siccité de la boue dans la serre évoluent simultanément. La hauteur du tas de boues traitées constitue une contrainte lors du dimensionnement de la serre de séchage. La hauteur maximale pouvant être atteinte dépend des propriétés mécaniques de l'outil de retournement et de ses critères de fonctionnement. De plus, la température de surface des boues est calculée.

4.2.6. Validation du modèle sur la serre de Thuit Signol

Afin de valider le modèle développé, une campagne de mesures est effectuée sur une installation de séchage solaire conventionnel. Les mesures couvrent un cycle de séchage débutant au mois de Mars et allant jusqu'à fin Juillet 2006.

Description de la serre de Thuit Signol

L'état des lieux du séchage solaire + ventilation est basé sur une installation pilote SAUR de taille industrielle mise en place à Thuit Signol sur la station d'épuration de Saint Pierre de Bosguérard (France) au cours de l'année 2004. Les boues subissent une déshydratation mécanique dans une centrifugeuse avant leur arrivée sous la serre, ce qui leur confère une siccité de l'ordre de 20 % en début du cycle de séchage.

La serre de Thuit Signol est une serre horticole ayant une largeur de 9,60 m et une longueur de 45 m dont 40 m utiles pour le séchage. Le toit est formé de trois chapelles ayant une hauteur sous chéneau de 3,50 m et au sommet de 5 m. Deux murets périphériques de 1 m de hauteur délimitent la zone de séchage de la serre. Les parois sont recouvertes d'un double vitrage réalisé en verre horticole (cf. figure 1.10). La serre admet une hauteur maximale de boues de 70 cm.



Figure 1.10 Schéma de la serre de Thuit Signol

Le balayage de la serre est assuré par un ensemble automatisé de ventilation maintenant en dépression tout le volume de la serre. Deux ventilateurs axiaux d'extraction sont montés sur une extrémité de la serre ayant un débit unitaire de 10 000 m³/h. La serre de Thuit Signol est alimentée d'une façon continue. Une canalisation reliant la serre à l'unité de déshydratation

assure l'alimentation en boues. Un point d'injection de boues orientable est prévu dans la serre afin d'assurer une répartition uniforme des boues sur la largeur de la serre comme le montre la figure 1.11.

Le retournement des boues est assuré par un outil motorisé ayant une largeur égale à la largeur de la serre. Cet outil est équipé d'un rotor muni de couteaux. Au cours d'un retournement, l'outil circule le long de la serre en étant plongé dans les boues pour assurer leur retournement et leur avancement dans la serre.

La figure 1.11 illustre le schéma d'alimentation en boues ainsi que leur répartition dans la serre au moyen de l'outil de retournement et de la bouche d'alimentation orientable.

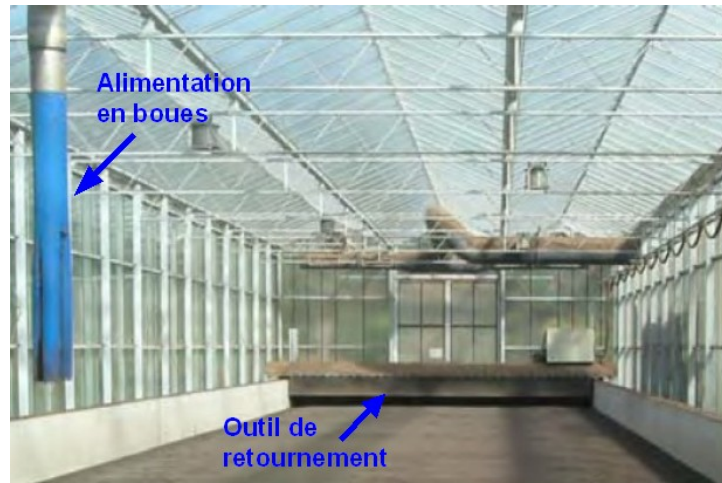


Figure 1. 11 Alimentation et retournement des boues

Instrumentation de l'installation

La serre de séchage est instrumentée pour permettre un suivi du procédé de séchage solaire. Un logiciel de télésurveillance a été mis en place pour assurer l'acquisition continue des différentes mesures.

- Mesure de températures : les températures de l'air à l'intérieur de la serre et de l'air ambiant sont mesurées au moyen de thermocouples placés en entrée et en sortie de la serre. La température de surface des boues est également mesurée en six points de la surface du lit de boues séchées.
- Mesure de l'hygrométrie de l'air : des hygromètres sont prévus au point de mesure de température d'air pour mesurer l'humidité relative de l'air
- Mesure de l'ensoleillement : l'intérieur de la serre est muni d'un pyranomètre permettant de mesurer la part flux solaire transmise aux boues à travers les parois de la serre.

Comparaison des mesures expérimentales aux résultats de simulations

Les propriétés géométriques de la serre de Thuit Signol sont introduites dans le code de calcul en imposant des conditions opératoires identiques à celles existant sur site telles que les débits d'air, les quantités de boues introduites ainsi que la fréquence de retournement. Cependant, n'ayant pas les données météorologiques de Thuit Signol, les calculs sont effectués avec les données climatiques de la ville de Rouen.

Les courbes bleue et orange de la figure 1.12 tracent l'évolution de la température de surface de boues mesurée et obtenue par simulation respectivement. Les résultats montrent une cohérence entre les températures de boues simulées et les températures réelles mesurées.

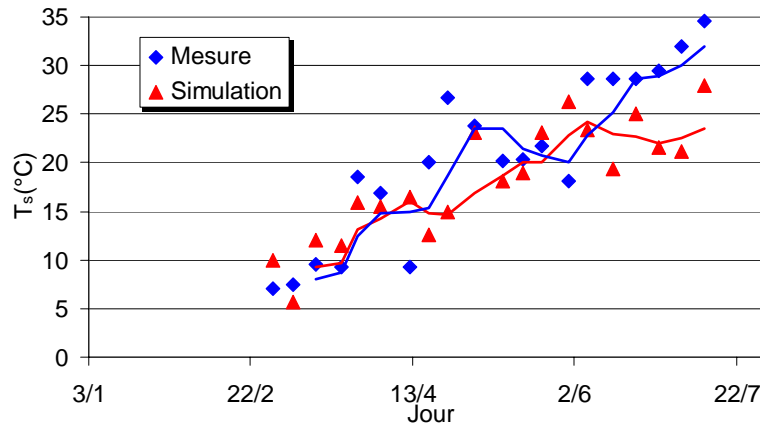


Figure 1.12 Températures de surface de boues réelles et mesurées

Les écarts au jour le jour sont principalement liés aux différences de données météorologiques. En effet, pour la simulation, ces données sont estimées à partir de valeurs moyennes sur 10 ans. Il s'ensuit que, pour la simulation, les jours de beau temps ou de mauvais temps ne se produisent pas a priori les mêmes jours que pour une année réelle. Ces écarts ne deviennent significatifs qu'à partir du mois de Juin où la température des boues réelles est plus élevée que celle simulée. Ceci s'explique simplement par les périodes de canicule survenues à cette période de l'année 2006, qui ont induit des températures d'air et des flux solaires plus élevés qu'en moyenne.

Au cours de cette série de mesures, la siccité est estimée en calculant la perte en masse sur des échantillons identiques prélevés chaque mois. Les séries de points bleus et oranges de la figure 1.13 tracent l'évolution de la siccité mesurée et simulée respectivement. Ces deux séries de points décrivent une allure croissante identique. Cependant, un écart constant est observé sur les mois.

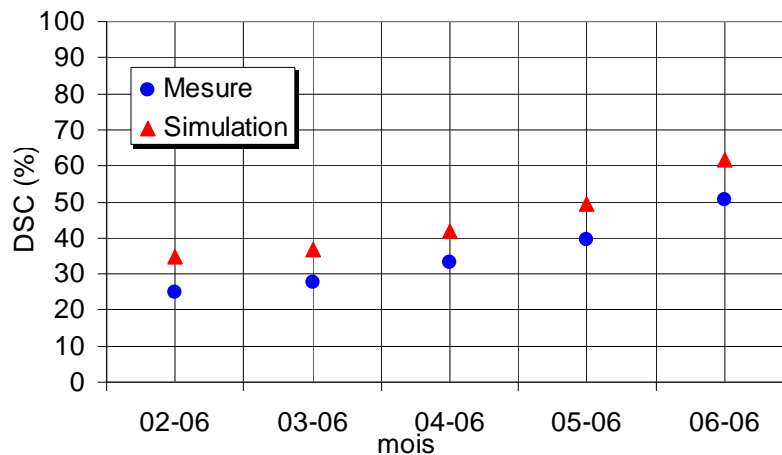


Figure 1.13 Comparaison des siccités réelles et simulées

Il est nécessaire de rappeler que le modèle suppose une répartition uniforme des boues sur toute la surface de séchage au moment où, sur la serre de Thuit Signol, la surface de serre participant au séchage et recouverte de boues dépend des conditions du bon fonctionnement de l'outil de retournement : une épaisseur de boues minimale est à respecter selon la technologie du retourneur utilisé. Cependant, pour un chargement en continu, la quantité de boues introduites au démarrage d'un cycle de séchage est faible une partie seulement de la serre est recouverte de boues pour assurer un bon fonctionnement de l'outil de retournement. Ainsi, pour les premiers mois de la campagne de mesures, la moitié de la

serre participe au séchage au moment où le modèle suppose toute la surface de serre recouverte de boues et calcule, à partir de cette hypothèse, une épaisseur de boues résultante, inférieure à celle mesurée sur site.

Les quantités de boues par unité de surface au sol simulées sont inférieures à celles existant sur site, ce qui permet d'atteindre des siccités plus élevées en simulations qu'en réalité et justifie l'écart des résultats pour les premiers mois de séchage. De plus, le séchage étant continu, la siccité à la fin d'un mois conditionne la siccité du mois suivant, ce qui explique l'écart de siccité observé tout le long de la campagne de mesures, même lorsque la surface de la serre est complètement recouverte de boues. En outre, les modes d'échantillonnage et de retournement engendrent des incertitudes lors de la mesure des siccités sur site.

Malgré ces écarts et parce qu'ils sont explicables, les résultats de la première série de mesures permettent de valider le modèle établi pour le séchage solaire. Ce modèle va être exploité afin d'évaluer l'influence des conditions météorologiques sur les performances du procédé de séchage solaire conventionnel.

4.2.7. Performances du séchage solaire + ventilation

Les performances du séchage solaire conventionnel sont évaluées pour cinq villes françaises correspondant à cinq zones climatiques couvrant la France : Agen, Nancy, Nice, La Rochelle et Trappes (cf. figure 1.14).

Les données météorologiques et de flux solaire horaire sont importées du logiciel de calcul des conditions climatiques METEONORM.

Les simulations sont effectuées avec un pas horaire pour une masse initiale de boues de 30 tonnes, supposée introduite à 20 % de siccité et ce pour une durée de séchage de 365 jours.

L'efficacité du séchage solaire conventionnel S+V est évaluée par sa capacité évaporatoire, ce qui permet de définir une surface de serre pour un climat donné et une quantité annuelle de boues produites.

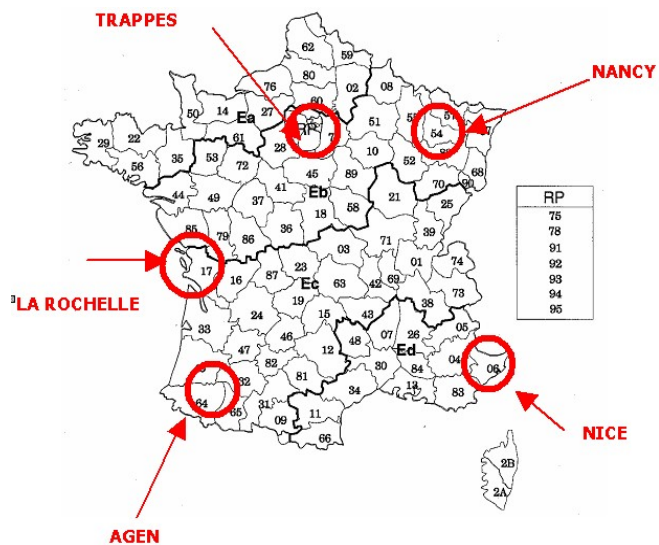


Figure 1.14 : Villes françaises étudiées en simulation

$$DR = \frac{M_e}{t_s S} \text{ (kg/j.m}^2\text{)} \quad [1.9]$$

Sachant qu'une production de boues de 200 t/an nécessite une surface au sol de 700 m² et correspond à une station de 10 000 EH [SAU04], une relation est établie entre le nombre d'équivalents habitants et la capacité évaporatoire. Cette relation permet de tracer les limitations du séchage solaire conventionnel et d'estimer les gains que doit apporter le couplage d'une pompe à chaleur à un tel procédé de séchage. La figure 1.15 trace la variation du pouvoir évaporatoire pour chacune des cinq villes pour un cycle de séchage annuel.

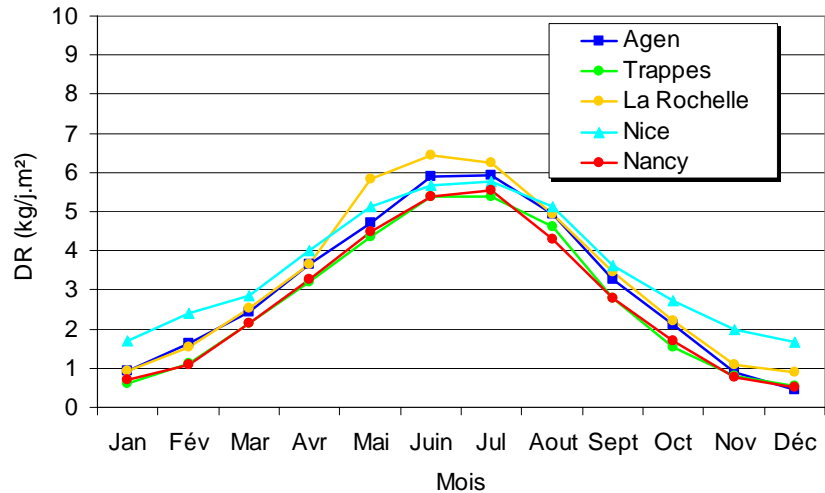


Figure 1.15 Evolution de la capacité évaporatoire au cours d'une année pour les 5 villes

La figure 1.15 montre une inégalité de performances du séchage solaire au cours de l'année. Pour la période située entre les mois d'Avril et de Septembre, une capacité évaporatoire moyenne de 5,5 kg/j.m² est calculée. Par ailleurs, cette valeur décroît pour la deuxième moitié de l'année et une capacité de 2 kg/j.m² est trouvée. Ces résultats montrent que le séchage S+V dépend fortement des conditions climatiques et n'est efficace que durant une période de l'année. Ce comportement est observé quelle que soit la région d'implantation de la serre. Cependant, il est plus accentué pour les régions les plus froides et humides : les performances du séchage solaire à Nancy présentent des niveaux évaporatoires plus faibles que ceux calculés pour Nice.

L'analyse des données météorologiques montre que, pour les périodes humides et froides, l'humidité relative élevée de l'air ambiant introduit dans la serre et sa température faible réduisent sa capacité à se charger en eau. Les transferts de masse à l'interface de séchage boues-air sont significativement limités, et entraînent des capacités évaporatoires faibles pour ces périodes.

De plus, l'analyse des températures de boues calculées montre que, pour les périodes de fort ensoleillement, la température de surface des boues varie entre 35 et 48 °C au moment où pour les périodes de faible ensoleillement, cette température diminue jusqu'à atteindre 15°C. Ces deux paramètres associés expliquent l'écart important observé entre les capacités de séchage calculées en période estivale et celles retrouvées en période hivernale.

4.3. Lacunes du séchage solaire

En dépit de ses coûts d'exploitation peu élevés et son image très écologique, le séchage solaire présente plusieurs inconvénients. Etant une technique toute récente, le dimensionnement et les méthodes de conception des unités restent assez empiriques et varient d'un concepteur à l'autre. Pour le procédé Héliocycle, une station d'épuration de 10 000 EH requiert une surface de serre de 700 m² pour une production annuelle de boues de 200 t. Ces surfaces importantes rendent l'aspect foncier prohibitif, surtout lorsqu'il s'agit d'une implantation en zone urbaine ou dans une zone à relief. Ainsi, le marché du séchage solaire se limite actuellement aux stations d'épuration de petite taille (5 000 à 20 000 EH).

En outre, un inconvénient majeur du séchage solaire réside dans le fait que ce procédé n'est efficace que quelques mois de l'année : ses performances sont conditionnées par les conditions climatiques et d'ensoleillement ambiantes. Il n'est efficace qu'en période chaude et à fort ensoleillement. Durant les périodes froides et humides, les serres solaires remplissent plus une fonction de stockage de boues que de séchage. Ceci induit un surdimensionnement des serres afin de supporter la production annuelle. Par conséquent, les régions humides et à faible taux d'ensoleillement sont largement désavantagées par rapport à l'utilisation d'un séchage solaire.

L'enjeu majeur est de concevoir un procédé de séchage qui valorise et favorise l'utilisation de l'énergie solaire tout en offrant des performances et une fiabilité compatibles avec les besoins des collectivités de petite et moyenne tailles (de 10 000 à 50 000 EH environ). Les préoccupations énergétiques des dernières années, la nécessité industrielle constante d'affiner les relations entre moindre coût, efficacité maximale et qualité du produit fini mènent aux choix d'utilisation de la pompe à chaleur comme appoint d'énergie.

4.4. Introduction du principe du séchage solaire assisté par une pompe à chaleur

4.4.1. Les pompes à chaleur (PAC)

La technologie de pompe à chaleur trouve de larges applications dans l'industrie, les bâtiments commerciaux et les propriétés résidentielles. Bien qu'elles consomment de l'énergie électrique, les PAC valorisent des énergies renouvelables. Dans ce cas d'étude, elles valorisent une chaleur puisée de l'environnement et permettent de réduire le taux d'émission de CO₂ de plus de 40 % comparativement aux technologies de chauffage usuelles.

Une pompe à chaleur est une machine thermodynamique permettant de transférer la chaleur du milieu le plus froid vers le milieu le plus chaud, alors que spontanément la chaleur se diffuse du plus chaud vers le plus froid jusqu'à l'égalité des températures. Il faut donc fournir de l'exergie pure pour réaliser ce transfert de chaleur non spontané. L'utilisation d'une pompe à chaleur est intéressante dans la mesure où elle engendre de faibles consommations d'énergie électrique. L'énergie thermique fournie doit être supérieure à l'énergie électrique consommée d'un facteur égal au coefficient de performance de la PAC (COP).

L'utilisation de la pompe à chaleur permet d'assurer un appoint d'énergie à moindres coûts. Cependant, plusieurs questions se posent : où puiser la chaleur, où la fournir et dans quelles proportions pour maintenir les coûts d'exploitations inférieurs à ceux du séchage thermique et rendre ce procédé compétitif ?

4.4.2. Principe du séchage combiné solaire et PAC

Le terme pompe à chaleur regroupe plusieurs systèmes thermodynamiques, selon la nature de la source de chaleur (air, eau, ou sol) d'une part et selon le vecteur d'émission de chaleur (air ou eau).

- Le choix de la source de chaleur, ou source froide, revêt une importance considérable puisque l'efficacité énergétique instantanée d'une pompe à chaleur dépend, entre autres, de la température de la source froide et de sa stabilité au cours de la période de chauffe. Les installations de traitement de boues sont, dans la majorité des cas, situées à proximité des stations d'épuration, ce qui permet de disposer d'une réserve d'eau (l'effluent de la STEP) dont la température même en hiver reste voisine de 12 °C.

D'autre part, au cours d'un cycle de séchage solaire conventionnel, l'évacuation de la vapeur d'eau de la serre est assurée au moyen d'une circulation d'air permanente. Au lieu d'être rejeté à l'atmosphère, cet air humide peut être utilisé comme source froide et ses calories récupérées à l'évaporateur de la pompe à chaleur.

- Si les sources de chaleur sont disponibles, il est nécessaire de savoir où diffuser la chaleur puisée. Lorsqu'un matériau humide est soumis à un cycle de séchage, deux processus se produisent simultanément : le transfert de vapeur d'eau piégée à l'intérieur de la structure vers la surface du matériau, et le transport ultérieur de cette vapeur d'eau dans l'environnement immédiat. La dégradation des performances de séchage provient d'une limitation d'un de ces processus d'évaporation. L'énergie d'appoint apportée par la PAC peut être judicieusement utilisée pour assurer des conditions favorables à l'évaporation de l'eau, permettant même d'intensifier ces phénomènes d'évaporation.

Quel que soit le mode d'évaporation à l'intérieur des boues, les mouvements de vapeur d'eau à l'intérieur de la matrice solide sont régis par des gradients de température et de pression qui s'établissent dans l'épaisseur de la structure solide. L'évaporation est d'autant plus intense que ces gradients sont élevés. Inspirée des technologies répandues dans le chauffage résidentiel, une option technique est envisagée : le chauffage conductif des boues au moyen d'un plancher chauffant qui puise sa chaleur au condenseur d'une pompe à chaleur.

Le fonctionnement de la pompe à chaleur est piloté par une température de surface à maintenir afin d'atteindre des capacités évaporatoires requises. Le chauffage conductif est avantageux dans la mesure où les niveaux de températures de condensation requises permettent d'atteindre des COP intéressants. Mais le chauffage par la sole peut être avantageusement complété par un chauffage convectif de surface.

L'enlèvement de la vapeur d'eau à la surface des boues dépend des conditions régnant à l'interface de séchage air-boues : la température de surface des boues ainsi que les conditions de l'air, telles que température, hygrométrie et vitesse (cf. équation [1.4]). Pendant les périodes froides, les températures ambiantes faibles et l'absence de flux solaire provoquent le refroidissement des boues entraînant ainsi une diminution de l'intensité des transferts massiques en surface.

A partir de ces premières observations, une deuxième option technique est envisagée : chauffer l'air avant de l'introduire sous la serre, ce qui permet de s'affranchir de la contrainte de refroidissement de la surface des boues pour des conditions climatiques froides et humides.

Le chauffage simultané de la sole et de l'air de balayage est l'option technique privilégiée et sera donc étudiée en détail. De plus, l'énergie supplémentaire peut être fournie indépendamment par deux pompes à chaleur : la première PAC assure le chauffage de la sole tandis que la deuxième fournit l'énergie nécessaire au chauffage de l'air.

5. Conclusions

En s'appuyant sur le modèle établi pour le séchage solaire ainsi que la validation expérimentale présentée au cours de ce chapitre, un des objectifs des travaux consiste à concevoir des configurations d'appoint d'énergie possibles permettant de valoriser l'énergie solaire tout en minimisant les consommations énergétiques induites. La conception de ce procédé de séchage « hybride » solaire + PAC nécessite alors la compréhension des différents modes de transferts rencontrés afin de souligner leur importance et définir leurs limitations.

Outre le transfert de chaleur par rayonnement, le séchage solaire conventionnel, et le séchage combiné par énergie solaire et pompe à chaleur dépendent également des échanges convectifs avec l'air de la serre et conductifs avec la dalle chauffante. Une étude détaillée de chacun de ces modes de transfert est indispensable pour une meilleure utilisation de l'énergie d'appoint.

Le chapitre 2 est consacré à l'étude du séchage des boues par conduction. La nature complexe des boues et l'insuffisance de bibliographie sur le séchage conductif de matériaux poreux nécessitent le passage par une méthode expérimentale. Les résultats des essais effectués souligneront l'influence de la siccité des boues et de la fréquence de retournement sur les performances du séchage conductif.

Les conditions de convection à l'interface de séchage air-boues sont étudiées et évaluées au chapitre 3. Un banc expérimental permet de caractériser les échanges convectifs et de suivre l'évolution des conductances de transfert latentes et sensibles au cours du séchage. L'effet des vitesses à la surface des boues est également investigué et les gains apportés par l'augmentation de ces vitesses est souligné en termes d'amélioration des capacités de séchage .

Si le modèle de séchage solaire proposé à la section 1.5 s'est avéré suffisant pour la description du séchage solaire conventionnel, l'introduction des pompes à chaleur et la complexité des phénomènes mis en jeu nécessitent l'affinement de ce modèle. Les connaissances acquises aux chapitres 2 et 3 sur l'évolution des caractéristiques des boues et leur influence conséquente sur les transferts mis en jeu permettent de développer au chapitre 4 un modèle complet du procédé de séchage combiné par énergie solaire et pompe à chaleur. L'exploitation du modèle aboutit à une optimisation des conditions de fonctionnement des pompes à chaleur en termes de consommations énergétiques marginales.

CHAPITRE 2

Etude du séchage des boues par conduction

Après avoir proposé le concept du séchage combiné, les transferts de chaleur et de masse présents au cours du séchage conductif sont abordés. L'impédance exhibée par la matrice poreuse à la diffusion de vapeur est évaluée en fonction de la siccité des boues. Des corrélations pour la prévision de ce paramètre sont élaborées à partir de résultats expérimentaux.

L'étude expérimentale met en valeur l'influence de la fréquence de retournement sur les performances du séchage conductif.

1. Résumé de l'article soumis à la revue Journal of Porous Media

1.1. Introduction

Le concept du séchage combiné par énergie solaire et pompes à chaleur consiste à fournir aux boues l'appoint d'énergie nécessaire pour améliorer les conditions d'évaporation au sein et en surface des boues lorsque l'énergie solaire devient insuffisante. Le chauffage par une dalle chauffante a été proposé au chapitre 1 comme solution permettant d'améliorer le transport de vapeur des couches inférieures des boues vers les couches superficielles. Dans ce chapitre présenté sous forme d'article, l'intérêt est porté sur l'étude des mécanismes de transferts qui ont lieu au cours d'un séchage conductif appliqué sur la face inférieure des boues via une dalle chauffante.

Les mécanismes de séchage d'un milieu poreux sont complexes à décrire du fait que les transferts de chaleur et de masse sont étroitement imbriqués et conditionnés par la structure de la matrice poreuse. Les éléments développés dans ce chapitre tentent de constituer une synthèse permettant d'étudier les mécanismes de transferts de chaleur et de masse ayant lieu au sein des boues, dans le but de proposer un modèle prédictif pour le séchage par conduction des boues de stations d'épuration et une meilleure gestion de l'énergie d'appoint.

D'un point de vue bibliographique, l'intérêt porté aux boues résiduelles est assez récent, et les travaux réalisés dans le domaine de la rhéologie portent essentiellement sur les boues liquides, soit dans le cadre de l'optimisation des procédés de traitement, où les paramètres rhéologiques peuvent affecter les opérations de filtration d'épaississement ou de déshydratation, soit dans le calcul des pertes de charge dans le cas de dimensionnement de systèmes de pompage. Depuis quelques années, des laboratoires européens, conscients des enjeux et du manque d'informations scientifiques, ont entrepris des recherches fondamentales dans le domaine des boues. Ces nouveaux développements concernent les procédés de séchage thermique et plus précisément le séchage convectif, ce qui laisse le séchage par conduction une voie non explorée et les propriétés des caractéristiques des boues inconnues.

Le séchage est une opération visant à évaporer l'eau contenue dans les boues. L'évacuation de cette eau engendre généralement des déformations importantes de la matrice poreuse dues au phénomène de retrait, évoluant en fonction de la teneur en eau des boues. L'aspect rhéologique des boues devient ainsi un paramètre clé pour la modélisation du séchage, et son évolution doit être prise en compte pour la description des phénomènes de transferts mis en jeu.

1.2. Méthodologie

Dans une première partie de l'étude, les notions indispensables à la caractérisation des milieux poreux sont introduites et les équations régissant le séchage conductif établies. L'article présente un recueil de l'étude bibliographique effectuée sur le séchage des matériaux poreux exhibant une porosité ou un comportement à l'évaporation identiques à ceux observés pour les boues. L'étude permet d'introduire un facteur décrivant l'impédance de la matrice poreuse à la diffusion de la vapeur d'eau au cours du séchage. Cependant, l'application régulière du retournement ainsi que la nature et la texture particulières des boues ne permettent pas l'application directe des résultats présents dans la littérature. Il est alors nécessaire de procéder par voie expérimentale dans le but d'élaborer une loi décrivant l'évolution de ce facteur en fonction de la siccité des boues ou de la porosité.

L'approche retenue pour l'évaluation des diffusivités de la vapeur d'eau dans les boues est une approche macroscopique. Elle tient compte uniquement de l'effet de la porosité externe

définie par l'agrégation des boues au cours du séchage. Le transfert de vapeur est décrit par une équation de diffusion Fickienne modifiée par l'introduction de l'impédance à la diffusion.

Un dispositif expérimental est réalisé et permet de reproduire les conditions de séchage par conduction d'un échantillon de boues ayant une siccité initiale d'environ 20 %. Le dispositif est instrumenté pour suivre les températures des boues au cours du séchage et évaluer à partir du gradient de température qui s'établit sur l'épaisseur de l'échantillon, la chaleur transmise aux boues par conduction. Un système de pesée en continu permet d'évaluer les capacités évaporatoires. Les expériences sont effectuées avec trois flux thermiques : 300 W/m^2 , 525 W/m^2 et 700 W/m^2 afin de détecter l'influence de ce paramètre sur l'évaporation. Dans la plage de flux thermique examinée, aucun effet de la densité de flux imposée sur la diffusivité de la vapeur d'eau dans les boues n'est décelé. Cependant, les résultats expérimentaux permettent d'élaborer des corrélations pour la prévision des résistances à la diffusion de vapeur en fonction de la siccité des boues.

D'autres expériences sont conduites pour étudier l'effet de l'augmentation de la fréquence de retournement sur le comportement des boues. Les résultats montrent que la diffusion de vapeur est d'autant plus accentuée que la fréquence de retournement est élevée.

1.3. Conclusions

Le transport de masse se produisant dans les boues au cours d'un séchage conductif est expérimentalement étudié dans l'objectif de modéliser les transferts de chaleur et de masse qui ont lieu au sein des boues au cours d'un séchage conductif. Les résultats expérimentaux permettent de corréler l'impédance de la matrice poreuse à l'évaporation en fonction de la siccité des boues. L'analyse des résultats montre qu'une augmentation de la fréquence de retournement entraîne une accélération des transferts de vapeur au sein des boues. Toutefois, aucune influence de la puissance de chauffage imposée sur ce paramètre n'a été détectée.

2. Characterization of sewage sludge water vapor diffusivity in low temperature conductive drying (copy of the submitted paper)

Article à paraître dans journal of Porous Media
Par les auteurs : Slim R. Zoughaib A., Clodic D.

2.1. ABSTRACT

In order to study the low temperature conductive drying of urban sewage sludge and evaluate their essential drying characteristics, a laboratory-scale drying device was set up. Sludge was modelled as a coarse aggregated porous medium and experiments were conducted to study its rheological behaviour throughout a drying cycle and the effects of aggregation on diffusion. The investigations are based on a macroscopical model of sludge aggregates where only external porosity is accounted for. The paper presents a method to evaluate water vapor diffusivity within urban sludge, based on the analytical solution of a fickian diffusive model which enables diffusivity determination by simple exponential regression over experimental data. Experiments were carried out with three different levels of heating fluxes: 300W/m^2 , 525W/m^2 and 700W/m^2 without any remarkable effect of flux density on water vapor diffusivity over the tested range. Further experiments were conducted to highlight the effect of mixing frequency. Predictive correlations for water vapor diffusivity as a function of sludge dry solid content (DSC) and mixing frequency are reported in this work.

2.2. Introduction

Knowledge of product moisture diffusivity is essential in simulating and optimizing a drying process. In a phenomenological global approach, the moisture diffusion represents all moisture gradient driven transfer mechanisms such as capillary flow (diffusion in liquid phase), migration in the adsorbed layer, vapo-condensation and true diffusion of vapor in air. Moreover, diffusion in a porous medium is of great importance since it covers a great number of foodstuffs and soils. The study of the diffusion mechanism in a porous medium is more complicated due to additional restrictions to fluid flow generated by the solid matrix of the porous medium.

Many articles were published recently about the determination of the moisture diffusivity for various foodstuffs and soils, using different experimental data processing methods ([MOL0a], [KOH02], [JON03]), especially in soil physics and agro-alimentary studies. The analytical solutions of these models relied on restrictive assumptions such as constant moisture diffusivity and product constant volume. However, no work focused on water vapor diffusivity estimation in sewage sludge throughout a drying cycle. Therefore, this paper aims at studying the evolution of water vapor diffusivity in sewage sludge during a low temperature conductive drying cycle.

Throughout the cycle, the sludge is frequently mixed in order to hygienize and aerate it. This drying process is applied to the sludge, mechanically dehydrated to a dry solid content of 20%, and stopped when a dry solid content of 70% is reached.

The drying mechanisms of a porous medium are complex to describe due to the fact that heat and mass transfers narrowly overlap. Many studies focused on the engineering of a drying process. They either stressed on understanding the physical phenomena occurring in a drying cycle or adopted a system approach disregarding the phenomenological aspects. J.P.Nadeau defines, in his study on drying, three modelling levels evolving successively with increasing geometrical scale [NAD95].

A first microscopic model of knowledge, or “process scale”, analyses the transfer mechanisms within the material and requires the knowledge of many physical properties of the material to be dried. A second scale corresponding to the “product scale” is considered. This macroscopic model offers a complete description of the product behavior in terms of process engineering, usually by means of drying kinetics curves. Finally, a third model is developed and consists of analysing a drier as a system of “megascopic scale” compared to the product dried with no explicit description of the physics of the phenomena.

The interest in a complete model resides in the fine understanding of elementary mechanisms occurring. However, its application is not always conceivable, especially in the case of a work aiming at designing and managing an industrial drier. In fact, the number of independent experiments needed to determine the physical properties of the material as well as the computing time needed to resolve the set of governing equations become very important. Within the framework of this paper, a macroscopic model of urban sludge is developed in order to understand the evolution of water vapor diffusivity in a low temperature conductive drying.

At the beginning of a drying cycle, the urban sludge arises in a pasty form (dry solid content of 20%), and then it acquires a porous structure throughout the drying cycle. Throughout this cycle, the water content evolves causing the modification of the sludge structure: aggregation occurs when primary sludge particles group into aggregates which have a higher density than the bulk density of the sludge as a whole. The random sludge

aggregation enables us to refer to them as coarse aggregated porous media with porosity varying relatively to the water content and to the frequency of mixing.

A sludge aggregate consists of an agglomeration of elementary sludge particles showing some cohesion and defining a geometrical form. It is essential to distinguish an aggregate external porosity Φ_e from its internal one Φ_i . Millington and Shearer accounted for internal and external aggregate porosities separately when describing the gas diffusion through an aggregated porous media [MIL71]. Their system was illustrated for idealized spherical aggregates. The internal aggregate porosity contains pores that are much smaller than pores making up the external porosity leading in general to internal pores saturation before external pores wetting. In addition, experiments, led by B. Jones et Al, on the measurement of gas diffusion in soil showed that the internal aggregate porosity contribution to diffusion compared to the external aggregate pore space was minor as described by a dual porosity diffusion model [JON03]. Thus, this work describes the water vapor diffusion through aggregated coarse media where only external porosity is accounted for and internal pores are assumed to be always saturated.

2.3. Literature review of mass transfer in porous aggregated media

Porosity is a key parameter when studying the drying of a porous medium. The pores size influences partly the hygroscopic character of the material. Bulk porosity is defined as the ratio of pore volumes to the apparent volume of the product disregarding the scale of porosity studied.

$$\phi = \frac{V_{bulk}}{V} = 1 - \frac{\rho_{app}}{\rho_{ws}} \quad [2.1]$$

For instance, at macroscopic scale, one defines external porosity Φ_e as being the ratio of existing porous volume between the aggregates to the total volume of occupied by aggregates, as expressed by equation [2.2]:

$$\phi_e = \frac{V_{e_bulk}}{V} = 1 - \frac{\rho_{e_app}}{\rho_{ws}} \quad [2.2]$$

Sewage sludge structure resembles to great lengths to soil structure where aggregation occurs when primary solid particles group into aggregates themselves denser than the sludge as a whole. When the influence of gravity is negligible and the gaseous phase pressure is uniformly constant (air in void spaces), the major mechanism for gas exchange and transport within a porous medium lacking convective forces is by diffusion through the gaseous and the liquid phases. Along with the set of assumptions stated above, the water vapor migration is best described by a fickian diffusion where coefficients should be identified from a set of laboratory experiments.

The driving force for water vapor diffusion is a gradient of concentrations or partial pressures of water vapor within the sludge air. The dissymmetrical heating of the sample generates a temperature gradient on its thickness. The water vapor transport through the gaseous phase is best described by Fick's first law, expressed in free air as in equation [2.3]:

$$J = -D_0 \cdot \nabla C \quad [2.3]$$

In general, the gas behavior at low density and low pressure is rather accurately described by ideal gases law, since the interaction forces between molecules (Van Der Waals force)

become negligible. Therefore, the water vapor transport can be expressed in terms of temperature gradient or vapor partial pressure gradient as in equation [2.4]:

$$J = -D_0 \cdot \rho_0 \cdot \frac{P}{P - P_v} \cdot \nabla \rho_v \quad [2.4]$$

Macroscopically, one dimensional diffusion of a dilute conservative solute in a saturated porous medium can be described by Fick's second law as stated by [KOH02]:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D_0 \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} \quad [2.5]$$

Yet, the diffusion of gases, vapor and liquids through a solid structure is more complex than in a fluid due to the solid phase heterogeneity and potential interactions with fluids in diffusion. Collis-George et Al introduced a factor of impedance F that represents the ratio of molecular to effective diffusion coefficient and depends mainly on water content and on the diffusion path tortuosity, modifying consequently Fick's second law (Eq. [6]) [COL93]:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D_{eff} \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} \quad [2.6]$$

$$\text{with } D_{eff} = F \cdot D_0 \quad [2.7]$$

In order to improve the predictive capability of transport models, physically based methods including understanding of the control pore continuity and tortuosity on transport are generally required as reported by [COL93].

Conventional gas diffusion measurements in coarse textured and aggregated porous media are severely limited due to hydrostatically induced variations in water content and air filled porosity [JON03]. Consequently, no effective theory describing the diffusion through a porous solid matrix was developed. Researchers established analogies between the heat transfer by conduction and the mass transport by diffusion.

Moreover, semi-empirical correlations were developed describing diffusion in porous media. Extensive efforts have been undertaken to measure the soil gaseous diffusivity in laboratory and correlations were introduced to predict gaseous effective diffusivity, defined as the ratio between the diffusion coefficient in soil, D_{eff} and in free air, D_0 . These equations include relatively easy measurable properties such as total porosity, air filled porosity or volumetric air content.

A first generation of models consisted of models based only on ε representing the air filled porosity (volumetric soil air content). The first ε -based model was introduced by Edgar Buckingham, as part of his research on water and gas transport in soils during the period of 1902 and 1906. He suggested that the relative oxygen diffusion coefficient in soil is best described by equation [2.8]. At air saturation, ε is replaced by Φ representing soil total porosity.

$$\frac{D_{eff}}{D_0} = \varepsilon^2 \quad [2.8]$$

Later on, other classical linear models were proposed by Penman in 1940 in his work on gas and water movement in soils, Marshall and Millington in 1959 [MOL00a]. The latter two can be considered mechanistically based (cutting and randomly rejoining pores) models.

A second group of models consisted of simple empirical nonlinear models taking into account both air-filled porosity ε and soil total porosity Φ . These predictive models introduce a minor soil type effect through Φ dependant on soil type and management. Among these models are the Millington and Quirk model proposed in 1961 for the evaluation of the porous media permeability, which is almost universally accepted and used in vadoze zone transport and fate models to describe both gas and solute diffusivity.

$$\frac{D_{eff}}{D_0} = \frac{\varepsilon^{10/3}}{\phi^2} \quad [2.9]$$

Moldrup et Al. combined the Penman and Millington-Quirk approaches into the general PMQ model described by equation [2.10] [MOL97]:

$$\frac{D_{eff}}{D_0} = 0.66 \varepsilon \left(\frac{\varepsilon}{\phi} \right)^{\frac{12-m}{3}} \quad [2.10]$$

They showed that $m=3$ best describes gas diffusivity in undisturbed soils while $m=6$ corresponds to gas diffusivity in sieved and repacked soils.

The latest works on gas diffusivity in soils use the soil water retention curve as an additional input to take into account the effect of soil type on gas diffusivities. In the case of undisturbed soils, a soil water characteristic – and thus pore size distribution – dependent model for predicting gas diffusivity was presented by Moldrup et Al. (Eq. [2.11]) by modifying the Burdine-Campbell relative, unsaturated hydraulic conductivity model to describe gas diffusivity in unsaturated soil [MOL00a]. The model requires measurement of the soil water retention curve at a minimum of two different soil water potentials, using a reference measurement at a water potential of $-100 \text{ cm}^2 \text{ H}_2\text{O}$ corresponding to a water pressure of 10kPa).

$$\frac{D_{eff}}{D_0} = \left(2 \varepsilon_{100}^3 + 0.04 \varepsilon_{100} \right) \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{100}} \right)^{2 + \frac{3}{b}} \quad [2.11]$$

In equation [2.11], b is the Campbell soil water retention parameter in the Burdine-Campbell model [MOL04]. This model is highly recommended by Moldrup et Al for it gives accurate predictions even when extrapolated to nearly dry soil ($\varepsilon/\Phi > 0.9$) where the classical soil type independent gas diffusivity models failed to adequately describe gas diffusivity [MOL00b].

On the other hand, far from soil sciences, a linear model predicting gaseous diffusivity in porous media was introduced by Pruess combining the effect of the porous medium tortuosity ζ , total porosity Φ , and in the case of unsaturated media, the gaseous saturation S_g [PRU85].

$$D_{eff} = D_0 \cdot \frac{\phi}{\tau} \cdot S_g \quad [2.12]$$

Pruess also stated that their effects can be treated as a single combined fitting parameter for gaseous phase since the parameters representing fluid tortuosity and the filled pore space connectivity are generally not derived from theoretical considerations.

These results can not be applied directly to predict the water vapor diffusivity for sludge; indeed, Moldrup et Al. recommended more investigations before applying these formulations to soils having high C concentration which is the case of sludge [MOL01]. In addition, in the case of sludge drying, the frequent mixing leads to porosity change throughout a drying cycle, which is not included in the above. Therefore, an experimental mock up was realized in order to investigate the evolution of Pruess fitting parameter or Collis impedance factor with respect to water content or dry solid content and to external porosity.

2.4. Preliminary Assumptions

In addition to the complexity generated by the coupling of heat and mass transfer in a porous medium, the frequent mixing of the sludge layer throughout the drying process adds difficulty to the problem studied. Therefore, a number of simplifying assumptions is introduced beforehand:

- The sludge is dried over large surfaces which permits to consider a 1 dimensional model and neglect the edge effects;
- A thermodynamic equilibrium exists between present phases at a given point of the porous medium. Thus, one temperature is enough to describe the existing phases.
- The various chemical reactions occurring between phases are not investigated.
- The heat transfer by radiation is not taken into account.
- As previously stated, the paper describes the water vapor diffusion through aggregated coarse media where only external porosity is accounted for. Internal pores are assumed to be always saturated whereas no unbound water exists between aggregates. Hence, our work considers a two-phase porous medium: the gaseous phase constituted by air filling the pores between the aggregates, saturated with water vapor and the porous matrix or the solid phase.

2.5. Laboratory Experimental set-up and Procedure

In order to determine the water vapor diffusivity in sludge, some properties should be known such as sludge apparent and bulk densities, dry solid content, thermal conductivity as well as porosity accordingly with sludge water content. Therefore, an experimental device reproducing sludge conductive heating by the lower face was set up in order to describe properly the various transfers occurring during the drying cycle.

Thermal conductivity measurements prove to be difficult and thermal conductivity models are often used. The most widespread model, when investigating foodstuff and agricultural products dehydration and drying, is based on calculating a weighted average of various phases thermal conductivities as stated in equation [2.13].

$$k_{eff} = k_s(1 - \phi) + k_w \phi S_g + k_g \phi (1 - S_g) \quad [2.13]$$

In this work, the sludge thermal conductivity is evaluated experimentally: 4 samples were taken at several dry solid contents during a drying cycle and their thermal conductivities were measured at the laboratory L'Ecole des Mines of ALBI using the hot disc method. This method is regarded as being the most reliable apparatus and most widespread for measurement of thermal conductivity [MUJ95]. The sludge thermal conductivity (k_{eff}) showed a decreasing linear trend when plotted against sludge dry solid content (figure 2.1) and can be described by equation [2.14]:

$$k_{eff} = -0.5592.DSC + 0.7116$$

[2.14]

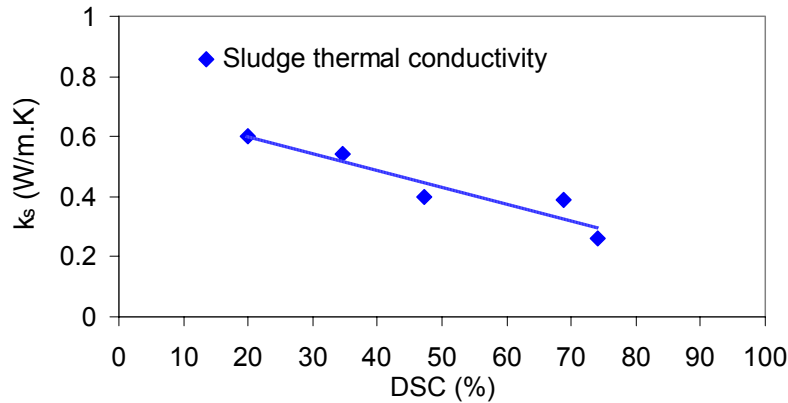


Figure 2. 1 Sludge apparent thermal conductivity vs. DSC

Figure 2.2 shows a picture of the test device used to reproduce the drying cycle. The device consists of a highly insulated box containing a heating resistance connected to a power regulator and a wattmeter to measure and control the heating flux applied. The box is placed on a balance to evaluate sludge mass losses and therefore calculate the dry solid content evolution throughout a drying cycle.

The device is equipped with measuring instruments and temperature sensors to calculate the energy balances. Knowing the thermal conductivity for a given dry solid content and imposed flux, one can deduce the diffusive part of the heating flux and thereby the water vapor effective diffusivity.

The box is made of five laminated wooden panels maintained together by wooden cleats. The box 6th face is left open and will be covered with the material which conductivity is to be measured.

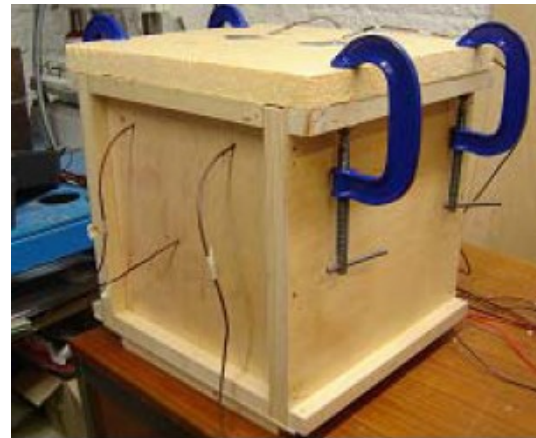


Figure 2. 2 Photo of the experimental set up

Figure 2.2 shows the box 6th face covered with a polystyrene panel to evaluate the share of heat crossing it. In order to minimize the box thermal losses at the time of measurements, the box walls are isolated with extruded polystyrene panels (XPS). The XPS panels are 5 cm thick. Dimensions of limbs are presented in table 2.1.

Table 2. 1 Mock up internal dimensions

| Dimensions in mm (length .width .depth) | | |
|---|---|--------------------------------------|
| | Internal dimensions without polystyrene | Internal dimensions with polystyrene |
| Box | 35 x 39 x 41 | 25 x 29 x 36 |

Figure 2.3 shows the electric installation: the power regulator also plays the role of power generator. The wattmeter inlets are the current and the voltage measured at the resistor borders and the reporting is in Watt.

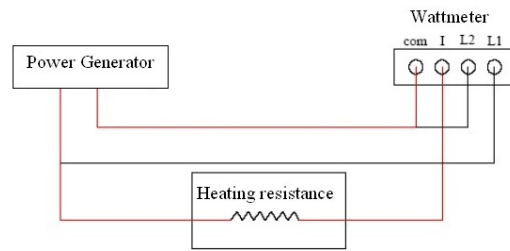


Figure 2. 3 experimental device electrical installation

2.6. Characterization of the test bench losses

Prior to any material characterization, one should identify the box thermal losses with respect to ambient conditions. Once the thermal losses evaluated, it is possible to define the share of flux crossing the material to be characterized. Therefore, a reference case is necessary and the open face is covered with a material of known thermal conductivity such as a XPS panel.

Figure 2.4 illustrates the test assembly scheme. T type thermocouples are fixed on the box faces, the temperature of the room is also reported. The measuring devices are connected to an acquisition module which transmits data to a computer and stores it in an Excel ® sheet format. The used sensors uncertainties are indexed in table 2.2.

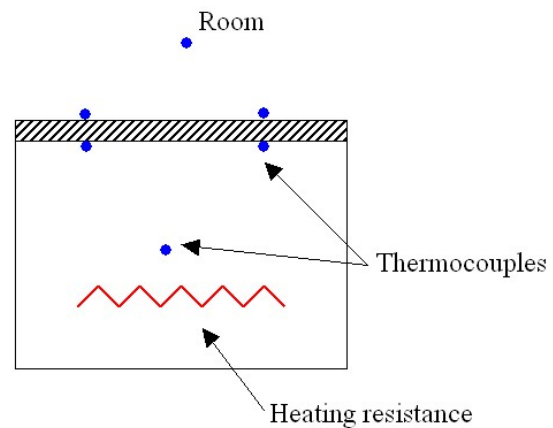


Figure 2. 4 Scheme of the test bench

Table 2. 2 Sensors sensitivity level

| Measurement | Sensor Type | Uncertainty |
|----------------------------|---------------------|-------------|
| Temperature | T type thermocouple | ± 0,2 K |
| Power | wattmeter | ± 0,05 W |
| Dimensions (length, width) | ruler | ± 0,001 m |
| thickness | ruler | ± 0,05 mm |

The thermal conductivity of polystyrene being known, the temperature measurement on the XPS panel both sides makes it possible to evaluate the flow crossing it (Eq.[2.15]). The heating power being measured by the wattmeter, thermal losses are deduced by difference. The power regulator allows the testing of various power levels and consequently various temperature gradients between room air and the interior of the box.

$$Q_{poly} = \frac{k_{poly} \cdot S_{poly}}{e_{poly}} \cdot \Delta T_{poly} \quad [2.15]$$

A series of tests is carried out in order to evaluate the box thermal losses according to the temperature gradient between the box interior and the ambient air. For each test, in steady state conditions, the heating power and the temperatures are recorded. Several power levels are tested. Table 2.3 depicts the values recorded for different parameters.

Table 2. 3 test bench characterization results

| test | T room (°C) | T box in (°C) | ΔT box - room | U (V) | I (A) | Power (W) | ΔT polystyrene | Q poly (W) | Box losses (W) |
|------|-------------|---------------|---------------|-------|-------|-----------|----------------|------------|----------------|
| 1 | 17.56 | 35.25 | 17.69 | 19.85 | 0.29 | 5.70 | 13.78 | 1.26 | 4.43 |
| 2 | 17.45 | 49.63 | 32.18 | 28.60 | 0.42 | 12.01 | 26.19 | 2.40 | 9.61 |
| 3 | 17.42 | 49.44 | 32.02 | 27.96 | 0.41 | 11.46 | 26.57 | 2.43 | 9.03 |
| 4 | 17.98 | 60.04 | 42.06 | 33.20 | 0.49 | 16.15 | 35.35 | 3.24 | 12.91 |
| 5 | 17.42 | 54.22 | 36.80 | 30.40 | 0.45 | 13.53 | 30.11 | 2.76 | 10.77 |
| 6 | 17.24 | 66.06 | 48.82 | 35.30 | 0.53 | 18.71 | 40.55 | 3.71 | 15.00 |

From table 2.3, one can deduce the power lost by the box walls to the environment (column 7) for each imposed power (column 10), as well as the temperature gradient between the box interior and the room air(column 4). Thus, thermal losses can be plotted temperature gradient using a linear function: $L_{\text{box}} = 0.298 \Delta T_{\text{box-room}}$ as shown on figure 2.5.

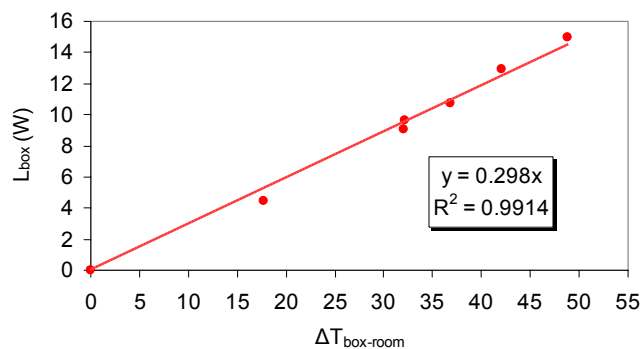


Figure 2. 5 Box thermal losses vs. temperature gradient

Having characterized the thermal losses across the five isolated box faces, the share of flow crossing the 6th face can be deduced using equation [2.16]. The sludge sample is placed on the 6th face in order to study the sludge conductive drying. A plastic container is embedded in the polystyrene panel to contain the pasty sludge sample. The container has the following dimensions: a height of 14 cm, a length of 19 cm and a width of 15.1 cm. Since the thickness of the container material is less than a millimetre, its conductivity can be neglected when calculating the heat flux crossing the sludge sample.

$$Q_s = Q_{\text{cond}} - Q_{\text{poly}} \quad [2.16]$$

Figure 2.6 shows the experimental device with sludge container embedded. T-type thermocouples are placed at two different points on both sides of the polystyrene panel. Other thermocouples measure the box interior temperature as well as room temperature. In order to quantify the mass losses during a drying cycle, the box is placed on a balance having an error of $\pm 2\%$. The data are received by Fieldpoint modules connected to a PC and recorded each 300s.

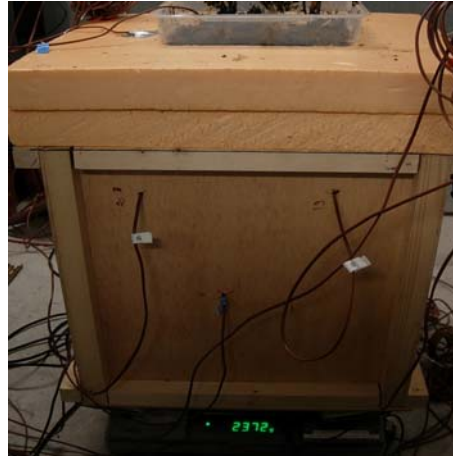


Figure 2. 6 Sludge container embedded in experimental device

2.7. Mathematical model used to interpret the results

Knowing the temperatures of the sample bottom and surface, one can calculate the heat transferred to the sample by conduction. Since the sample is being mixed throughout the test, no thermocouple was placed in the sludge and no intermediate temperature was recorded. The temperature profile remains unknown but is certainly not linear due to coupled heat and mass transfer. The vapor flux is determined by the vapor-pressure gradient across the air filled pores. Thus, for a more accurate evaluation of the impedance factor F , a multilayer four node model is applied to predict the temperature profile within the sludge sample as shown in figure 2.7.

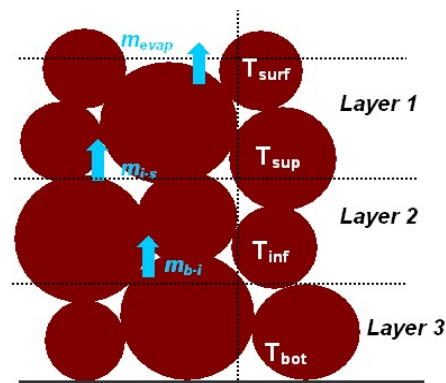


Figure 2. 7 Multilayer four-node-model of sludge

Thus, four sludge temperatures are taken into account when writing the energy balances on the sludge layers. This approach provides additional accuracy in the F factor evaluation and allows to predict a non linear temperature profile across the sludge sample.

The time-independent energy balances are derived for the surface and bottom nodes and also for the two internal nodes as described by equations stated below. Equation [2.17] states the energy balance of the lowest layer (Layer 3).

$$Q_s = \frac{k_s}{e_s} \cdot (T_{bot} - T_{inf}) + \Delta \dot{m}_{f-i} L_v \quad [2.17]$$

The vapor diffusion is expressed, according to the Fick's law modified for a porous media in equation [2.18]:

$$\Delta \dot{m}_{f-i} = -D_0 \rho_0 F \frac{P_{vsat}(T_{bot}) - P_{vsat}(T_{inf})}{P_{atm}} \quad [2.18]$$

Replacing equation.[2.18] in.[2.17], the energy balance on the lowest layer becomes (equation [2.19])

$$Q_s = -\frac{k_s}{e_s} \cdot (T_{bot} - T_{inf}) - D_0 \rho_0 F \frac{P_{vsat}(T_{bot}) - P_{vsat}(T_{inf})}{P_{atm}} \cdot L_v \quad [2.19]$$

The energy balance of intermediate layer is written in terms of 3 unknowns: T_{inf} , T_{sup} and F (equation.[2.20]):

$$\begin{aligned} \frac{k_s}{e_s} \cdot (T_{bot} - T_{inf}) + D_0 \rho_0 F \frac{P_{vsat}(T_{bot}) - P_{vsat}(T_{inf})}{P_{atm} \cdot e_s} \cdot L_v &= \frac{k_s}{e_s} \cdot (T_{inf} - T_{sup}) \\ + D_0 \rho_0 F \frac{P_{vsat}(T_{inf}) - P_{vsat}(T_{sup})}{P_{atm} \cdot e_s} \cdot L_v & \end{aligned} \quad [2.20]$$

Equation [2.21] states the energy balance for sludge layer 1 :

$$\begin{aligned} \frac{k_s}{e_s} \cdot (T_{sup} - T_{surf}) + D_0 \rho_0 F \frac{P_{vsat}(T_{sup}) - P_{vsat}(T_{surf})}{P_{atm} \cdot e_s} \cdot L_v &= \frac{k_s}{e_s} \cdot (T_{inf} - T_{sup}) \\ + D_0 \rho_0 F \frac{P_{vsat}(T_{inf}) - P_{vsat}(T_{sup})}{P_{atm} \cdot e_s} \cdot L_v & \end{aligned} \quad [2.21]$$

Since air filled pores are assumed to be vapor saturated, the vapor partial pressure P_v is equal to the saturation water-vapor pressure P_{vsat} , and is calculated using the psychrometric formulas of Hyland and Wexler to predict the saturation water-vapor pressure P_{vsat} at a given air temperature [HYL83].

Dry solid content (DSC) is defined as being the mass ratio of dry matter over wet sludge. The initial mass and DSC being measured, the dry matter mass is calculated. The dry matter mass quantity is assumed constant throughout a drying cycle. Hence the mass loss recorded on a time interval refers to the water loss and allows the calculation of the DSC evolution. The thickness is measured with a ruler at each mixing and linear interpolation is applied to evaluate it between two mixing times. Once solved, the temperature profile can be plotted as a function of the sample thickness and the evolution of the impedance factor F can be determined as a function of DSC.

2.8. Results and discussions

The studied sample is provided by the Saint Arnoult wastewater treatment plant in France after having undergone a preliminary dehydration treatment by centrifugation. A sample was sent to the industrial partner laboratory in order to measure an initial DSC of 15%. Within the scope of this work, a 70% dry solid content is to be obtained at the drying cycle end. Therefore, a cycle is defined as well as the time needed to reach this final DSC.

The sample initial dimensions are: $e_s = 0.11$ m (corresponding to the container insulated height), $S_c = 0.151 \times 0.19$ m², $M_{ws} = 3.85$ kg. The sample volume is considered representative since it's larger than the porous media aggregates, and smaller than the distance between dissimilar regions. In these series of tests, the mixing is done manually by means of a stem having a width of 0.03 m and a thickness of 0.007 m identical to industrial mixing tooth. A mixing frequency of 1 mixing per 48 hours is first tested.

The whole experimental procedure was carried out for three different fluxes using identical sludge samples having an initial DSC of 15%. The fluxes selected in this work correspond to the typical range that can be reached for low temperature conductive drying (with applied temperatures lower than 60°C). In each series, a different density flux is imposed at the sample bottom in order to analyse the heating flux effect on the sludge rheological behavior throughout the drying process. The first sample was tested with a heating flux of 350 W/m², the second one with 525 W/m² and the third one with 700 W/m².

2.8.1. Sample behavior

Organic sludge has a specific behavior which influences considerably the kinetics of a drying process. This behavior depends on the reached DSC. According to the "Memento Technique de l'eau" [DEG05], the dry solid content evolution can be divided into three zones:

- The first zone includes DSC between 20 and 35% where sludge presents a low viscosity and a pasty coherence.
- The second zone is spread out over dry solid contents from 35 to 60%: sludge presents a strong viscosity and a binding coherence.
- For dry solid contents higher than 60%, a last zone is reached where sludge aggregates of different dimensions and shapes are observed.

In fact, as long as its solid composition does not change, the water content of the sewage sludge influences its rheological behavior [BAUD04]. The water content evolution generates deformation and shrinkage, causing the modification of the porous structure which flashes back on the drying characteristics by decelerating and even by blocking the transfers. This evolution is clearly observed during the tests and photos of the sample behavior throughout a drying cycle are illustrated in figure 2.8:



Figure 2. 8 Deformation and shrinkage due to water content evolution

2.8.2. Estimation of water vapor diffusivity during a bottom conductive heating

The environmental conditions had slight fluctuation during the drying cycles, with the dry bulb temperature oscillating within $\pm 1.5^\circ\text{C}$ around the value of 19.5°C. The evolution of the impedance factor F with respect to DSC for the three fluxes is plotted in figure 2.9. For each applied heating flux, the F factor increases with the DSC and reaches an upper limit for a DSC of 70%. The reached upper value is 1 where the effective diffusivity in porous media coincides with the diffusivity in free air. The increased porosity of sludge does not constitute any additional resistance to water vapor diffusion.

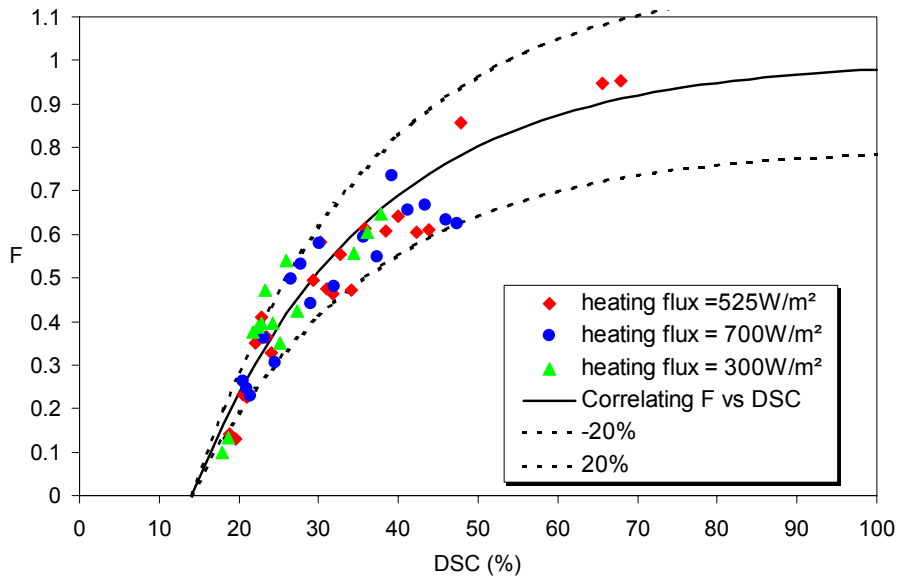


Figure 2. 9 Impedance factor F for different conductive heating fluxes :
a) 350W/m², (b) 525 W/m², (c) 700W/m²

Furthermore, the comparison of the series illustrated in figure 2.9 did not show any remarkable slope variation relative to the applied heating flux. The analytical fitting of F yielded a close approximation of data for the three heating fluxes. Therefore, for a constant mixing frequency and in the range of fluxes investigated in this work, F depends only on the sample dry solid content since the bottom temperature did not exhibit any effect on the rheological behavior of the sewage sludge.

The exponential correlation stated in equation [2.22] was determined from the experimental plot and can be used subsequently in F determination for different DSC throughout the drying cycle.

$$F = \left(1 - \exp^{-(DSC - DSC_0) \cdot k}\right) \quad [2.22]$$

where DSC_0 stands for the DSC where mass transfer start to be detected and k a correlation factor.

For this series, the initial DSC was 14%, and a good agreement with the measured points was found for a k value of 4.5. Equation [2.23] states the corresponding expression of the impedance factor. The experimental curves agree well with the correlated evolution curve as shown in figure 2.9.

$$F = \left(1 - \exp^{-(DSC - 0.14) \cdot 4.5}\right) \quad [2.23]$$

The experimental error, estimated from exponential fitting error is around 20% and corresponding error margins are plotted in figure 10. According to this correlation, and for this mixing frequency, no water vapor diffusion occurs before 14%, but as DSC increases, the diffusion phenomenon is enhanced and reaches an upper limit for 70% of DSC corresponding to a F of 1.

2.8.3. Estimation of water vapor diffusivity as a function of mixing frequency

A second set of experiments was carried out with a different mixing frequency to highlight the mixing frequency effect on F evolution and thereby on porosity: one mixing per 24 h is applied in the second set. A heating flux of 525 W/m² is measured and results are compared to those found previously for an identical heating flux but with lower mixing frequency (one mixing per 48 h). The comparison is illustrated in figure 2.10.

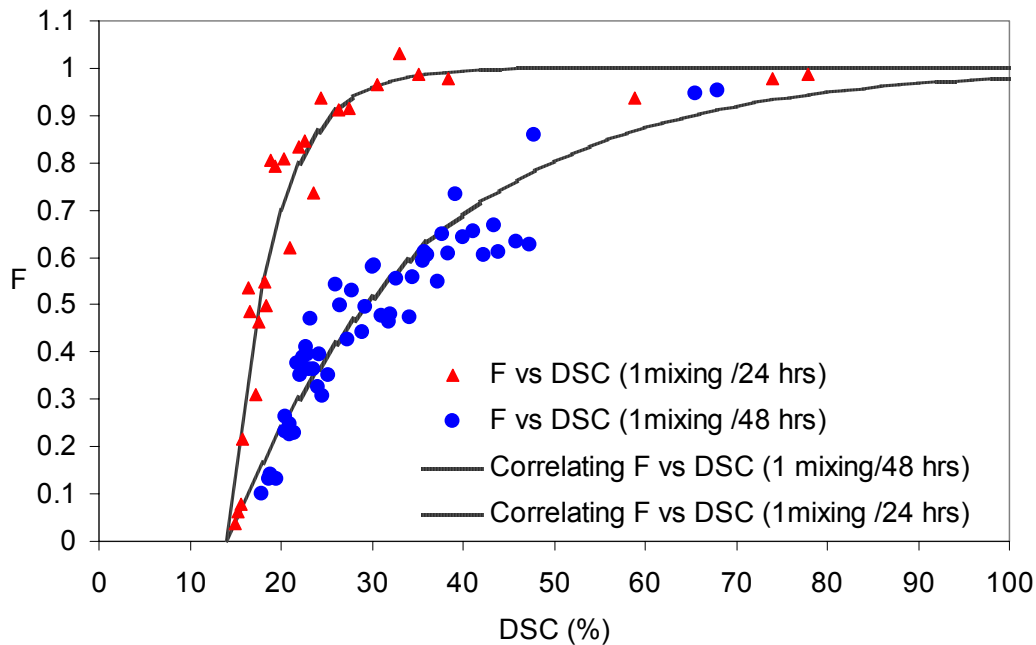


Figure 2. 10 Mixing frequency effect on sludge rheological behaviour for 2 different frequencies

It is quite obvious that increasing the mixing frequency enhances greatly the diffusion within the sludge. A higher slope is observed when plotting the impedance factor evolution according to the DSC. When the mixing frequency is increased, the sludge is textured faster and is more aerated . The expression of F factor becomes as stated in equation [2.24]:

$$F = \left(1 - \exp^{-(DSC-0.14) \cdot 20}\right) \quad [2.24]$$

For the same starting DSC, the k factor is increased approximately by a factor of 4. Only two frequencies were tested and results demonstrated that the higher frequency yielded to better performances, however this value of mixing frequency is not optimised and it is an interesting perspective to determine an optimal value and find frequencies limitations.

2.8.4. Correlating with porosity (Bulk density Vs apparent density)

The objective of this paragraph is to correlate the diffusivity or the impedance factor with external porosity of aggregates in order to compare the results to previous expressions developed for soils or coarse aggregated porous media. The external porosity can be determined using equation [2.2]. Hence, both bulk and apparent densities must be calculated. Since the sludge container section is known, and the sample weight and thickness are reported at every mixing during the drying cycle, it is possible to evaluate its apparent density with respect to DSC using equation [2.25]:

$$\rho_{e_app} = \frac{M_{ws}}{e_s S_c} \quad [25]$$

Figure 2.11 shows ρ_{e_app} evolution for different heating fluxes and mixing frequencies. For the same mixing frequency, this evolution was found identical when different heating fluxes were tested and thus can be correlated by a unique linear function as stated in equation [2.26].

$$\rho_{e_app} = -1000.3DSC + 1242 \quad [2.26]$$

The dashed lines show the error margins corresponding to a maximum deviation of 15% from correlated values. Since all the points fall within this range of error, it is adequate to use a unique apparent density expression for the series tested with different heating fluxes but one mixing frequency.

For a higher mixing frequency, the sludge apparent density followed a decreasing linear trend for an increasing DSC, however a higher slope was found. For this mixing frequency the expression of apparent density is stated in equation [2.27]

$$\rho_{e_app} = -1167.8DSC + 1209.7 \quad [2.27]$$

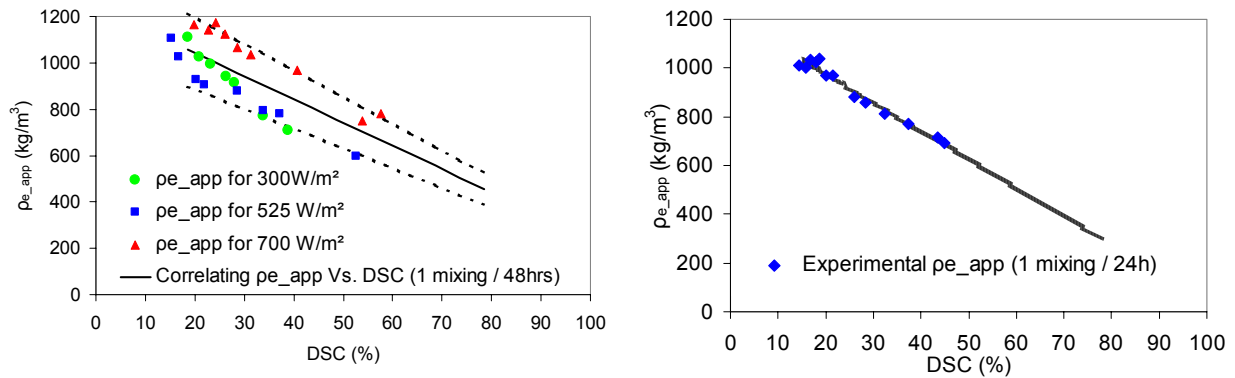


Figure 2. 11 Apparent density evolution for two mixing frequencies:
To the left, one mixing per 48 hours
To the right, one mixing per 24 hours

In order to evaluate the sludge external porosity, the sludge bulk density ρ_s must be known. Since the sludge is made of dry matter and water, the resulting bulk density can be calculated using a binary mixture law stated in equation [28]. However, the dry matter density must be known. A series of tests were carried out in the Ecole Des Mines of Albi using a Helium pycnometer in order to evaluate the missing property. Its was found equal to 1645 kg/m^3 .

$$\rho_{ws} = \rho_w \cdot (1 - DSC) + \rho_{DM} \cdot DSC \quad [2.28]$$

Φ_e can be determined for each DSC by replacing apparent and bulk densities with their values in equation [2.2]. Hence, F can be plotted as a function of Φ_e for previously measured points. The evolution of F is showed on figure 2.12 for the tested heat fluxes. This evolution can be correlated with the sludge external porosity using an exponential function similar to the expression developed with respect to DSC previously (equation[2.29]).

$$F = \left(1 - \exp^{-k(\phi_e - \phi_{e0})}\right) \quad [2.29]$$

Applying equation [2.2] for an initial DSC of 18%, ϕ_{e0} is equal to 0.024. For one mixing per 48 hrs, the fitting parameter k is equal to 3.92. Equation [2.28] establishes the correlation relating F to ϕ_e . The external continuous lines of figure 2.12 show the margins of error corresponding to 20% maximum deviation.

$$F = \left(1 - \exp^{-3.92(\phi_e - 0.024)}\right) \quad [2.29]$$

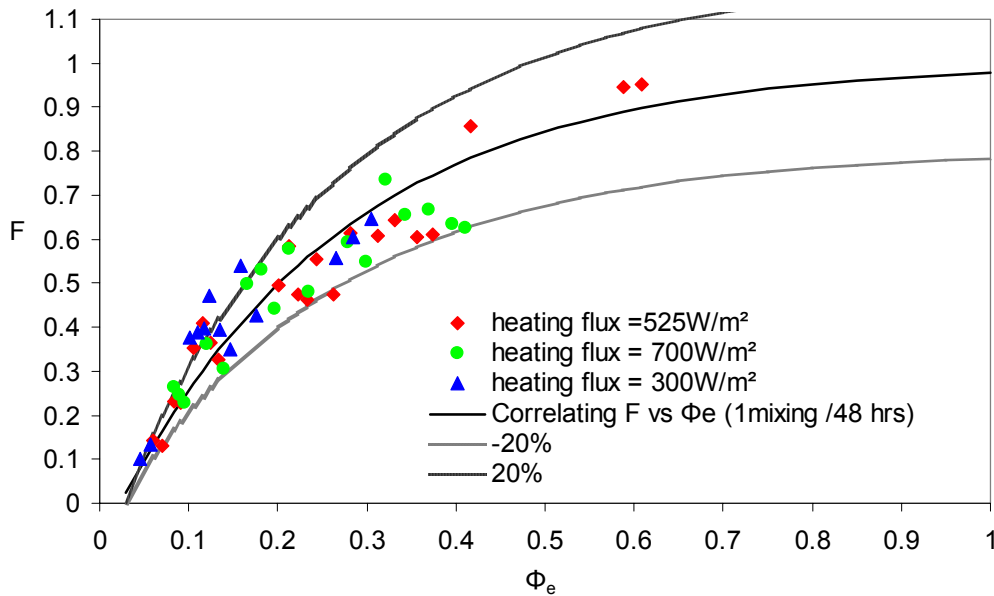


Figure 2. 12 Impedance F factor vs. external porosity for different flux densities

For a higher mixing rate, the correlation of F as a function of porosity is illustrated in equation [2.29] and figure 2.13. Here also, the correlation coefficient k is nearly four times higher than in the case of 1 mixing per 48 hrs. It seems that the mixing rate does not effect only the porosity evolution as a function of the DSC but also the whole rheology of the sludge leading to a higher impedance.

$$F = \left(1 - \exp^{-10.2(\phi_e - 0.024)}\right) \quad [2.30]$$

For the values of initial porosity and correlation coefficient k , 76% of the experimental points fall within the range of 20% error from the correlated values for both mixing frequencies. The maximum error was found for low porosity where the impedance factor is low and more accuracy in measurement is needed.

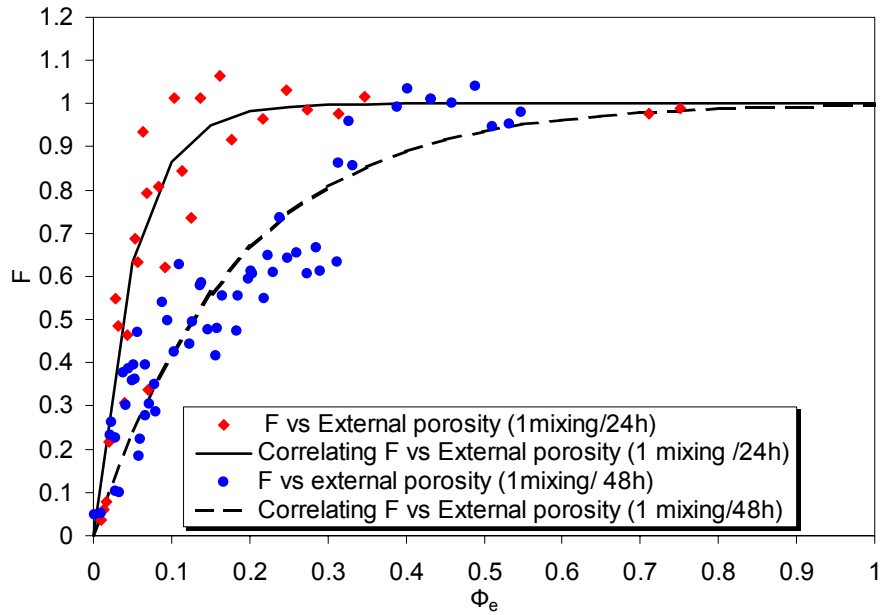


Figure 2. 13 Correlating F against external porosity for 2 mixing frequencies

The exponential behaviour of the measured impedance is compared to the correlations found in literature and stated previously. Figure 2.14 shows a clear difference between the literature correlations and the one found in this work. The difference is mainly related to the mixing applied frequently during the drying cycle even if differences in sludge composition may have an impact.

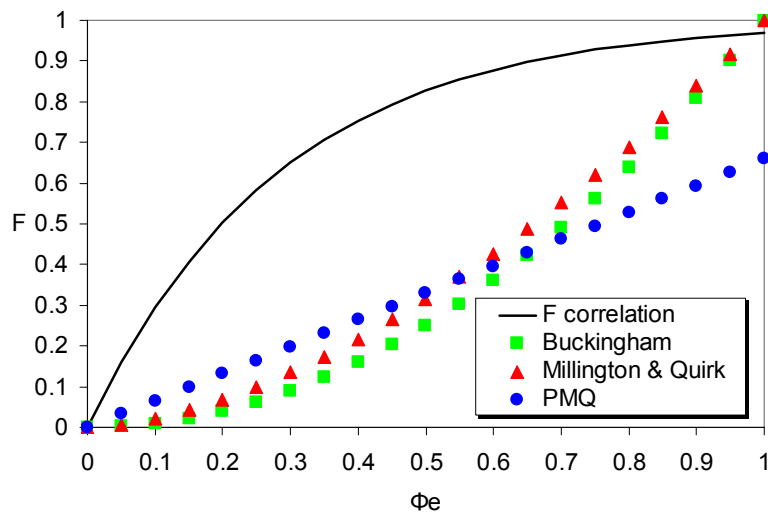


Figure 2. 14 Comparison with soil proposed models

2.8.5. Conclusions

The diffusive mass transfer occurring within the sludge throughout low temperature conductive drying is experimentally investigated and theoretically modelled to predict water vapor effective diffusivity. The investigations are based on a macroscopical one-dimensional diffusive model where only external porosity is accounted for.

An experimental diffusion device was developed for the determination of the diffusion impedance factor F or the effective diffusion coefficient of a group of sewage sludge aggregates during a conductive drying process. The heating fluxes applied showed no remarkable effect of flux density on water vapor diffusivity. On the other hand, experiments highlighted the effect of increased mixing frequency on the enhancement of the water vapor diffusion.

Predictive correlations for impedance factor F as a function of sludge dry solid content (DSC) or porosity, and mixing frequency were established and a good agreement was found between predicted and measured parameters.

CHAPITRE 3

Etude des échanges convectifs au cours d'un séchage combiné

Après la caractérisation des échanges diffusifs ayant lieu au sein des boues au cours d'un séchage conductif, l'évaluation des conductances de transferts convectifs de chaleur et de masse à la surface des boues est abordée. Des corrélations pour la prévision des coefficients d'échange sont établies à partir des résultats expérimentaux.

Le concept de soufflage d'air par fentes linéaires sur la largeur de la serre est proposé comme moyen d'améliorer les conditions aérauliques dans une serre de séchage. Des essais réalisés sur une installation expérimentale ont permis de valider ce choix.

1. Introduction sur le rôle de la convection dans le séchage

Le chapitre 2 a traité les phénomènes diffusifs ayant lieu au sein des boues au cours d'un séchage conductif. L'approche expérimentale adoptée a montré que le taux évaporatoire est piloté par la siccité des boues, leur porosité ainsi que la fréquence de retournement appliquée. Le chauffage de la face inférieure du lit de boues crée un gradient de pression de vapeur partielle, qui, à son tour, induit le mouvement de la vapeur d'eau piégée à l'intérieur de la structure poreuse vers la surface. Ayant atteint la surface des boues, cette vapeur d'eau est évacuée par convection avec l'air en circulation dans la serre.

La quantité d'eau évaporée en surface ainsi que l'efficacité du séchage dépendent donc de l'intensité des échanges convectifs de chaleur et de masse qui varient en fonction du régime d'écoulement, du débit d'air soufflé et de l'état de l'interface boues-air. La modélisation mathématique de tout procédé de séchage nécessite l'analyse des phénomènes de transferts convectifs de chaleur et de masse ayant lieu à l'interface de séchage. La compréhension de l'interaction existant entre l'écoulement externe et la surface de séchage est essentielle pour concevoir et améliorer le procédé de séchage étudié.

La détermination des coefficients de transfert demande à ce que les équations régissant l'écoulement d'air soient résolues. Ceci n'est possible qu'en appliquant des méthodes de résolution numériques. Cette démarche est consommatrice en temps de calcul et complexe à mettre en place, notamment dans le cas des boues dont l'état de surface est géométriquement inconnu et varie énormément au cours du séchage. Pour des raisons pratiques, l'analogie entre le transfert de masse et de chaleur basée sur la théorie classique de la couche limite est appliquée. Les résultats obtenus semblaient satisfaisants pour le cas de surfaces saturées en eau. Quant aux surfaces non saturées, cette théorie est corrigée par des coefficients de correction dépendant uniquement du produit à sécher.

Au cours du séchage, la texture du matériau évolue, notamment par l'apparition de crevasses et de fissures, ce qui se traduit par un changement de la surface du matériau et par conséquent, une évolution des coefficients d'échange avec l'environnement immédiat. L'objectif de ce chapitre est de déterminer, à partir d'un dispositif expérimental, les coefficients de transfert de chaleur et de masse et de suivre leurs évolutions au cours d'un séchage convectif. L'effet du débit de ventilation sur les performances du séchage est étudié. Des corrélations pour la prévision des coefficients d'échange sont élaborées à partir des résultats expérimentaux.

Les résultats de l'étude expérimentale montrent l'importance des conditions d'air en surface des boues et de la maîtrise de l'aéraulique dans une serre de séchage. La deuxième partie de ce chapitre porte sur la conception de l'aéraulique. Le nouveau dispositif est testé et validé sur une serre expérimentale.

2. Définition des coefficients de transfert de chaleur et de masse

Les phénomènes de transferts de chaleur et de masse par convection constituent la base de toute modélisation mathématique d'un procédé de séchage. Ces phénomènes peuvent être étudiés à l'échelle du matériau seul et dans des conditions bien contrôlées de laboratoire ou dans des conditions de mise en œuvre industrielle dans des séchoirs de types très variés où les conditions de températures, humidités, vitesses sont très variables en temps et en espace. Toute tentative de conception et d'amélioration d'un séchoir nécessite une compréhension préalable des échanges existants entre l'agent sécheur et la surface du produit à sécher.

Les échanges entre l'air balayant la serre et les boues humides sont caractérisés par un transfert couplé de chaleur et de masse. Le transfert de chaleur sensible est dû à l'écart de température entre l'air et la surface des boues humides.

$$\dot{Q}_{sens} = h_c (T_s - T_a) S \quad [3.1]$$

L'expression [3.1] permet de définir un coefficient de transfert de chaleur sensible, h_c (W/m².K) qui caractérise ce flux de chaleur et qui dépend des propriétés de l'écoulement d'air.

Une relation identique est établie pour décrire le transfert de chaleur latent, où le gradient de concentration en vapeur d'eau existant entre les boues humides et l'air constitue la force motrice du transfert de masse. Le coefficient de transfert de masse, k_m (m/s) permet de caractériser le transfert de masse décrit par l'équation [3.2] :

$$\dot{m}_v = k_m (C_s - C_a) S \quad [3.2]$$

La concentration volumique de vapeur est directement liée à la pression partielle. En considérant le mélange air vapeur comme un gaz parfait, l'expression [3.3] s'écrit également :

$$\dot{m}_v = k_m \frac{(p_{sat(T_s)} - p_{v,a})}{rT} S \quad [3.3]$$

Le transfert de masse s'accompagne d'un transfert de chaleur latente exprimée comme suit :

$$\dot{Q}_{lat} = L_v \frac{k_m}{rT} (p_{sat(T_s)} - p_{v,a}) S \quad [3.4]$$

Les zones dans lesquelles s'effectuent les transferts de chaleur et de masse sont respectivement la couche limite thermique et la couche limite de diffusion, correspondant, pour l'une, à la zone dans laquelle la température varie progressivement de T_s à T_a , et pour l'autre, à la zone dans laquelle la concentration de vapeur d'eau varie progressivement de C_s à C_a .

Les coefficients d'échange h_c et k_m permettent de caractériser de façon globale ces échanges au travers des couches limites. Ils dépendent des propriétés physiques des fluides, de la nature de l'écoulement et des caractéristiques de la surface d'échange. Dans le cas où p_{sat,T_s} et $p_{v,a}$ sont petits devant la pression totale (pression atmosphérique), les équations décrivant les transferts de chaleur et de masse, ainsi que leur conditions aux

limites sont de formes analogues. Les nombres de Nusselt (Nu) et le nombre de Sherwood (Sh) caractérisent respectivement les échanges de chaleur et de masse :

$$Nu = \frac{h_c d_h}{k_a} \quad [3.5]$$

$$Sh = \frac{k_m d_h}{D_a} \quad [3.6]$$

Le nombre de Lewis (Le) permet de caractériser le rapport entre les transferts de chaleur et de masse :

$$\frac{Sh}{Nu} = \left(\frac{1}{Le} \right)^{1/3} \quad [3.7]$$

Des essais présentés par L. Berman [BER61] montrent que pour des températures d'eau comprises entre 20 °C et 50 °C, le rapport Sh/Nu reste constant et proche de 1. D'autres essais [SAC93] montrent que lorsque la température d'eau est plus élevée, ce rapport augmente : les pressions partielles de vapeur ne sont plus négligeables devant la pression atmosphérique et il n'existe plus une analogie exacte entre les phénomènes de transferts de chaleur et de masse.

La fonction de Lewis est définie par l'équation (3.8) :

$$F(Le) = \frac{h_c}{k_m \rho C_p} = \frac{Nu}{ShLe} \quad [3.8]$$

Dans les conditions particulières de pression de vapeur faible, elle s'approche de 0,9 pour un écoulement laminaire. En régime turbulent, la valeur est supérieure et voisine de l'unité.

2.1. Analyse bibliographique

Le séchage par convection avec l'air est le mode de séchage le plus répandu dans les industries chimiques et agricoles. On distingue deux types de séchage convectif : à flux traversant ou à flux surfacique. Le séchage combiné des boues étudié dans ce travail concerne uniquement le séchage en surface. L'attention sera portée uniquement aux résultats concernant le deuxième type de séchage.

Récemment, plusieurs approches théoriques ou expérimentales concernant le séchage convectif en surface, ont été développées afin d'étudier les caractéristiques de séchage de divers produits agricoles et déterminer le coefficient de transfert thermique au cours du séchage. Ben Mabrouk L. et al. [MAB06] ont développé un modèle de transferts couplés de chaleur et de masse ayant lieu au cours du séchage en lit fixe de produits granuleux tels que le raisin. Karim et al. [KAR05] ont proposé un modèle de séchage pour les bananes, Akpinar E.K. et al. [AKP06] pour les feuilles de persil, Sun L. et Al. pour les pommes de terre [SUN96] et Jain D. pour la déshydratation des poissons [JAI06]. La plupart de ces études sont effectuées sous des conditions de convection forcée. Un nombre limité de travaux expérimentaux est dédié au séchage par convection naturelle tel que le modèle de séchage de pomme de terre proposé par Rahman N. et Al. [RAH06] ainsi que le modèle de séchage de poivron rouge élaboré par Kooli S. [KOO07].

Dans l'étude du séchage en général, et des produits agricoles en particulier, le coefficient de transfert de chaleur par convection, h_c , constitue un paramètre critique pour la modélisation mathématique et les simulations numériques d'un procédé de séchage. L'étroite relation entre les coefficients de transferts de masse et de chaleur accroît la nécessité de déterminer rigoureusement le coefficient de transfert de chaleur. Ce paramètre dépend des propriétés de l'écoulement telles que la vitesse de l'agent séchant et ses propriétés physiques (température et humidité relative), mais n'est pas affecté par les propriétés du produit à sécher. Outre l'influence de la géométrie de la surface d'échange et de sa rugosité, les propriétés intrinsèques du matériau n'interviennent pas dans la détermination du coefficient d'échange.

Plusieurs valeurs de coefficients de transfert thermique ont été publiées pour le séchage des produits agricoles. Cependant, les valeurs de h_c annoncées varient énormément pour un même produit étudié. Une telle variation est probablement due aux différentes configurations de séchage étudiées, aux conditions opératoires ainsi qu'à l'état de surface de l'échantillon à sécher. La plupart des modèles développés ne prennent pas en compte l'effet du retrait et du rétrécissement que subit l'échantillon au cours du séchage et postulent que la surface externe du matériau est constante. Les coefficients de transferts de chaleur et de masse, locaux ou moyens, sont évalués à partir de corrélations établies, pour des écoulements en surface de plaque plane en régime laminaire ou turbulent, telles qu'exposées aux expressions [3.9] et [3.10], où x_1 et x_2 représentent les positions entre lesquelles les coefficients sont évalués [SUN05].

$$h_c = 0.664 \left(\frac{k_a}{\Delta x} \right) Pr^{1/3} \left(\frac{v_a}{\nu_a} \right)^{1/2} (x_2^{1/2} - x_1^{1/2}) \quad [3.9]$$

$$k_m = 0.664 \left(\frac{D_0}{\Delta x} \right) Sc^{1/3} \left(\frac{v_a}{\nu_a} \right)^{1/2} (x_2^{1/2} - x_1^{1/2}) \quad [3.10]$$

Ces modèles de convection supposent des coefficients d'échange constants au cours du séchage, ce qui ne reflète pas la réalité. En effet, lors d'une étude menée sur le séchage convectif de matériaux sujets à un rétrécissement, Rahman et Al. [RAH06] ont observé que le coefficient de transfert de chaleur croît avec le degré de rétrécissement subi par le produit, et peut doubler de valeur en fin de séchage. Les auteurs ont ainsi établi une corrélation reliant le coefficient de transfert de chaleur à un paramètre adimensionnel décrivant le taux de rétrécissement subi. Les boues étant un matériau particulièrement déformable et subissant d'importants retraits au cours du séchage, il est alors indispensable de prendre en compte l'évolution de la surface de séchage, et par conséquent l'évolution des coefficients de transferts [LEO03]. De plus, dans le procédé de séchage étudié, le retournement périodique des boues contribue à la modification de l'état de surface.

Si les corrélations correspondant aux plaques planes peuvent être utilisées pour déterminer le coefficient de transfert sensible à de faibles siccités, les rétrécissements accrus au cours du séchage ainsi que les déformations provoquées par le retournement fréquent des boues nécessitent l'intégration des aspects mécaniques. Toutefois, pour les milieux complexes et cellulaires comme les produits agroalimentaires, avec lesquels les boues peuvent s'apparenter, cette analyse est très délicate. Sjöholm et al. ont proposé un moyen pour contourner ces aspects mécaniques : les changements de volume et de surface peuvent être intégrés sous forme de coefficients de correction [SJO95].

Par ailleurs, en ce qui concerne le transfert de masse, A. Hukka a également remarqué au cours de ses études sur le séchage du bois [HUK99], que la théorie classique de la couche limite échoue quand le matériau manifeste une résistance interne à l'évaporation, limitant ainsi le flux de masse à la surface. Ainsi, les valeurs établies pour la fonction de Lewis en fonction de la nature de l'écoulement ne sont plus valables. Les nouvelles valeurs doivent intégrer le taux de résistance interne que manifeste le produit à l'évaporation. L'équation de transfert de masse est alors modifiée en introduisant un facteur de correction traduisant cette résistance au cours du séchage de bois.

$$\dot{Q}_{lat} = L_v \frac{k_m}{rT} (p_{sat(T_s)} - p_{v,a}) \frac{k_{m,wo}}{k_{m,w}} \quad [3.11]$$

Le rapport $\frac{k_{m,wo}}{k_{m,w}}$ décrit la résistance interne au transfert de masse et varie principalement avec la température et la teneur en eau de l'interface de séchage. Les auteurs soulignent également la forte dépendance de ce rapport de la nature du produit à sécher. Par conséquent, il ne peut pas être utilisé pour la description du comportement d'autres matériaux tels que les boues.

L'équation 3.11 reste valable tant que la siccité critique du matériau à sécher n'est pas atteinte. La siccité critique correspond à la siccité à partir de laquelle l'interface de séchage n'est plus alimentée en eau de manière suffisante, ce qui se traduit par un ralentissement des échanges massiques à l'interface de séchage. Cependant, la valeur de siccité critique reste dépendante des conditions de séchage notamment l'intensité de la convection, la température de l'air, le type et la fréquence de retournement.

Dans le cas de séchage des boues étudié, l'application du retournement périodique permet de renouveler l'interface de séchage constamment et d'élargir la limite de séchage à flux massique constant. Ceci permet d'avoir des valeurs de siccité critique supérieures à celles obtenues en absence de retournement.

2.2. Détermination des coefficients d'échange sensible et latent

Bien qu'il soit établi que la prise en compte du retrait soit essentielle, les développements dans ce domaine restent peu nombreux et récents. L'évaluation des performances d'un système de séchage nécessite la connaissance des coefficients d'échange mis en jeu. Ces coefficients dépendent de plusieurs paramètres, tels que l'écoulement du fluide (vitesse et régime), les caractéristiques géométriques de l'échantillon (forme, rugosité) ainsi que les caractéristiques du fluide (masse volumique, viscosité, la chaleur massique, température). Il est donc fort complexe de les décrire à partir d'une approche microscopique du problème.

Pour le procédé de séchage étudié, le régime de convection n'est pas connu et les boues sont mélangées fréquemment de sorte que la surface d'échange avec l'air de balayage varie en permanence. L'approche retenue est une approche expérimentale macroscopique. Elle permet d'établir les expressions des coefficients d'échange pour un échantillon de boues de faible épaisseur en fonction des débits de ventilation et de leur siccité.

La mesure des propriétés de l'air humide en entrée et sortie du dispositif expérimental est essentielle pour la détermination des coefficients d'échange. Si la mesure de la température ne présente pas de problème métrologique, la mesure de l'humidité relative pose un problème de précision. En effet, les incertitudes de mesure de l'humidité relative, bien qu'elles soient faibles (1 %), aboutissent à une incertitude très grande sur le calcul de l'humidité absolue : l'incertitude de mesure est du même ordre de grandeur que la différence

d'humidité entrée – sortie du dispositif. Dans ces conditions il est impossible d'avoir une interprétation des résultats de mesures.

De plus, comme le séchage étudié est un séchage à basse température, la variation de l'humidité de l'air échangeant chaleur et masse avec l'échantillon de boues est faible, ce qui augmente l'erreur de mesure des hygrométries entre l'entrée et la sortie. Une méthode alternative de mesure du débit d'eau évaporée fournissant des résultats plus fiables doit être choisie. La pesée en continue de l'échantillon de boues s'avère indispensable bien qu'elle soit délicate à mettre en œuvre puisque le dispositif doit pouvoir mesurer des variations de masse inférieure à 1g/s.

2.3. Conception du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental présente des complexités, au niveau de la conception, liées principalement aux contraintes de représentativité du mode de séchage étudié. Le dispositif expérimental doit reproduire les conditions de séchage convectif rencontrées dans une serre de séchage. L'écoulement dans la cellule de mesures doit être maîtrisé afin d'assurer une distribution de vitesse uniforme à la surface de l'échantillon étudié.

Trois composants principaux constituent le dispositif expérimental :

- une cellule de mesure adiabatique où le système de pesée est placé
- un support creux isolé servant de conteneur pour les boues. Au cours des essais, le support est posé sur la balance dans la cellule de mesures ,
- un système de ventilation assurant l'introduction et l'extraction d'air.

La figure 3.1 permet de visualiser les différents composants du banc de mesures.



Figure 3.1 Cellule de caractérisation des échanges convectifs

2.3.1. Conception de la cellule de mesures et de la configuration aéraulique

La figure 3.2 illustre le schéma de conception du dispositif expérimental. Afin de limiter les déperditions thermiques vers l'extérieur, la cellule est réalisée en panneaux de polystyrène isolants ayant une épaisseur de 5 cm et une conductivité thermique de 0,0335 W/m.K.

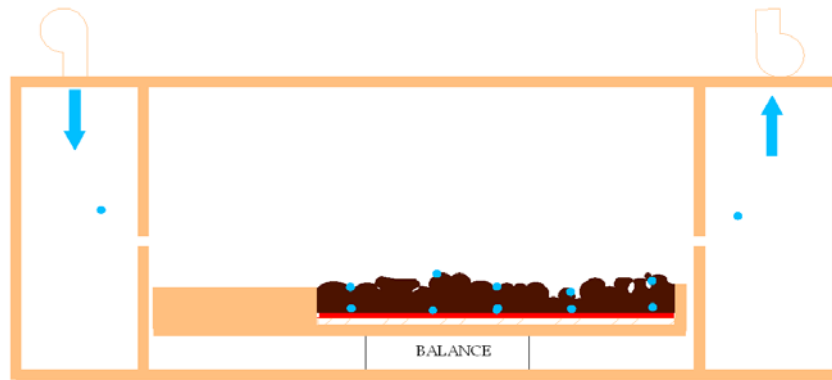


Figure 3.2 Schéma de conception du dispositif expérimental

Cette cellule est divisée en trois compartiments. Les compartiments périphériques représentent les caissons de soufflage et d'extraction, quant au compartiment central, il est réservé aux boues et constitue le caisson de séchage. Sa face supérieure est amovible et permet d'accéder aux boues pour effectuer le retournement. Sa structure est composée de panneaux de polystyrène délimitant une couche isolante transparente formée de deux plaques en polycarbonate séparées par une lame d'air. Cette face transparente permet de visualiser le déroulement des essais et d'éviter les accidents de mesure qui peuvent surgir au cours d'un essai, tel que l'arrêt de la balance et la délocalisation des thermocouples.

La conception de l'aéraulique dans la cellule constitue un point clé pour le dimensionnement du dispositif. L'objectif étant d'établir un écoulement d'air rasant la surface des boues avec un profil de vitesse homogène, une première étape de modélisation s'avère nécessaire et permet de prévoir les configurations assurant une bonne maîtrise de l'écoulement d'air et des profils de vitesses superficielles.

Le soufflage et l'extraction sont assurés par des fentes linéaires. Pour une distribution homogène du jet d'air sur toute la largeur de la fente, les pertes de pression dans le caisson ne doivent pas dépasser 10 % des pertes de pression calculées entre l'amont et l'aval de la fente. Ainsi, à une épaisseur de fente de 1 cm correspond un diamètre hydraulique minimal de 35 cm. La section du caisson est choisie rectangulaire de largeur 33 cm et de hauteur 40 cm. D'autre part, les fentes de soufflage et de reprise d'air sont positionnées de manière à assurer l'adhérence du jet à la surface des boues. Les fentes sont alors situées à 4 cm de la surface des boues et à 36 cm du couvercle. Une longueur de 160 cm est choisie dans un premier temps.

Cette géométrie est décrite et maillée sous Gambit et ensuite modélisée sous Fluent. Le soufflage est imposé en tant que vitesse uniforme à la fente de soufflage. Une condition de pression de sortie est imposée à la fente de reprise. Le modèle de turbulence retenu est le modèle $k-\varepsilon$ standard. La figure 3.3 décrit le suivi de particules résultant des simulations aérauliques.

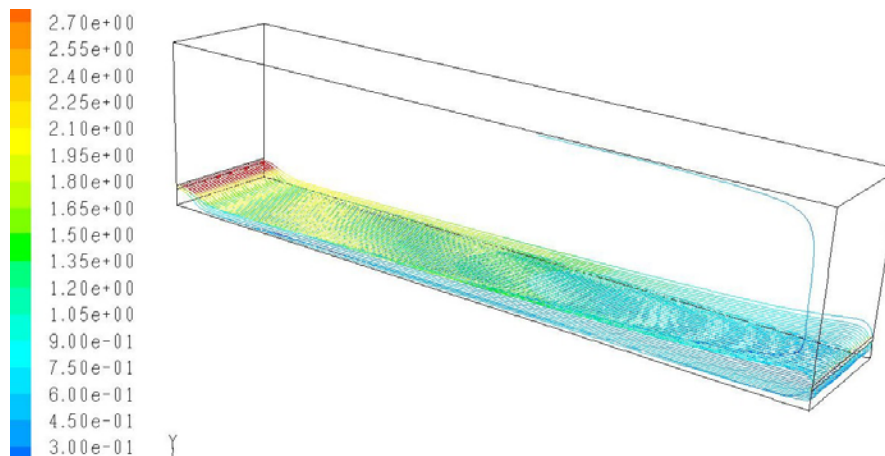


Figure 3.3 Suivi de particules obtenu pour la configuration de fente retenue

Les résultats de simulations montrent qu'à la sortie de la fente, le jet d'air subit une déviation vers la surface inférieure immobile et y reste collé le long du caisson de mesure. Par ailleurs, le tracé des vitesses superficielles montrent une première zone de turbulence à proximité de la fente de soufflage. La figure 3.4 illustre l'évolution de la vitesse superficielle moyenne ainsi que le coefficient de transfert sensible calculés par Fluent sur la longueur du compartiment de caractérisation. Une hétérogénéité accrue est observée à la sortie de la fente et s'atténue au fur et à mesure que le jet avance dans la cellule. Il est alors essentiel de prévoir une zone d'établissement du jet avant que l'écoulement atteigne la surface de l'échantillon de boues.

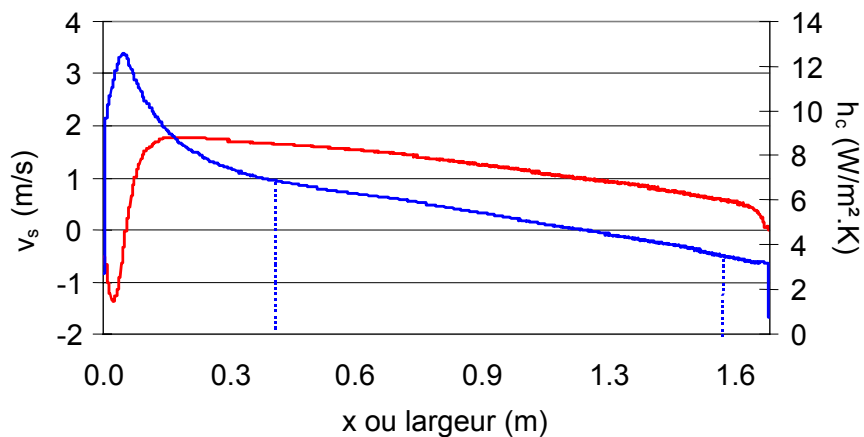


Figure 3.4: Vitesse superficielle et h_c pour la configuration de soufflage retenue

Les résultats obtenus sous Fluent montre un changement du comportement de l'écoulement à environ 50 cm de la fente. Les courbes rouge et bleue de la figure 3.4 tracent l'évolution de la vitesse superficielle et du coefficient de transfert de chaleur convectif respectivement. En se référant à la courbe bleue, un changement de pente de la courbe de coefficient de transfert est détecté : la pente devient moins raide traduisant une diminution du degré de l'hétérogénéité de l'écoulement. Ainsi, un éloignement de 50 cm entre la fente de soufflage et les boues assure un degré d'homogénéité acceptable pour l'évaluation des coefficients de convection comme le montre la courbe bleue.

En ce qui concerne la longueur de la surface à balayer, elle est prise égale à 100 cm pour disposer de plusieurs points de mesure et calculer des valeurs moyennes.

Les dimensions du conteneur sont choisies en respectant les dimensions de la cellule et les conditions aérauliques attendues. Il est également formé de deux panneaux de polystyrène superposés, de dimensions légèrement inférieures à celles de la cellule de mesure : 30 cm x 160 cm. Ces écarts permettent de sortir et de remettre le conteneur de boues hors et dans la structure rigide de la cellule de mesures et, d'éviter par la suite la perturbation des pesées au cours d'un cycle de séchage. Dans ce conteneur, à 50 cm d'une de ses extrémités, une poche de 20 cm de largeur et de 100 cm de longueur est creusée pour mettre en place l'échantillon de boues.

Comme le diamètre des granulats de boues en fin de séchage varie entre 1 et 4 cm [SAUR04], la profondeur de la poche est de 4 cm. Ainsi, le conteneur de boues est constitué de deux parties : la première est formée de polystyrène et de longueur égale à 50 cm pour assurer le développement du jet d'air, la deuxième partie est formée par la poche contenant les boues (cf. figure3.5).

Une résistance chauffante est collée au fond de la zone du conteneur destinée à porter les boues pour augmenter la température de surface des boues, et par conséquent, l'écart de températures entre l'air soufflé et les boues. Ceci réduit le niveau d'incertitude pour les calculs d'échanges de masse et de chaleur. Afin de réduire les déperditions thermiques vers le bas par rapport à la part de flux transmise aux boues par la résistance chauffante, le fond de la poche est isolé par deux couches de polystyrène.



Figure 3.5 Photo des différentes zones du conteneur des boues

2.3.2. Instrumentation du dispositif expérimental

L'objectif des essais est de quantifier le débit d'eau évaporée des boues au cours d'un séchage convectif. La méthode de pesée continue est retenue. Une balance digitale à haute précision (type Mettler PC 16) est introduite dans la cellule de mesures surmontée du conteneur de boues. Sa plage de mesures s'étend de 0 à 16 kg avec une erreur de mesure de l'ordre de 10 g.

Les températures de l'air ambiant, de l'air soufflé et extrait de la cellule sont mesurées par des thermocouples de type K placés dans les caissons de soufflage et de reprise d'air. Des thermocouples sont également placés dans la cellule de mesures afin de suivre l'évolution des conditions thermiques de l'air de balayage. L'humidité relative de l'air ambiant est mesurée au moyen d'un hygromètre. En ce qui concerne la mesure de l'hygrométrie à l'entrée et à la sortie, elle est effectuée en se basant sur la méthode de la température humide de l'air : une sonde de température est enveloppée dans un échantillon de chiffon mouillé et placée à l'aspiration du ventilateur de soufflage et au refoulement du ventilateur de reprise respectivement. Bien que la pesée soit la méthode retenue pour évaluer la quantité d'eau évaporée, ces mesures ont permis de vérifier la cohérence des résultats.

Des thermocouples de type K, à très faible inertie sont collés à la surface de la résistance chauffante pour permettre une mesure « intrusive » de la température du fond des boues au cours des essais. Des sondes de températures posées à la surface des boues en opposition à celles du fond permettent d'évaluer le gradient de température établi sur l'épaisseur de

l'échantillon et par conséquent la quantité de chaleur transmise par conduction à l'échantillon. Les connexions électriques sont souples pour ne pas gêner la pesée. Comme l'échantillon de boues est retourné toutes les 24 heures, aucun thermocouple n'est placé dans les couches intermédiaires de l'échantillon. Les températures d'air dans la cellule sont également mesurées à une hauteur de 2 cm de la mesure de la température de boues correspondante.

La résistance chauffante est reliée à un régulateur de puissance pour contrôler la température de surface des boues. L'ensemble est connecté à un wattmètre pour mesurer la puissance de chauffage imposée.

L'ensemble des thermocouples et instruments de mesures est relié à un module d'acquisition Fieldpoint connecté à un PC. L'interface d'acquisition est programmée en langage C sous environnement CVI/Labview Windows. Les valeurs acquises sont enregistrées dans des fichiers texte et traitées sous Excel.

3. Modélisation du séchage dans la cellule expérimentale

Un modèle numérique représentant le dispositif de séchage est développé pour déterminer les coefficients de transferts de chaleur et de masse. Ce modèle permet de calculer le fonctionnement dynamique du cycle de séchage de l'échantillon de boues. Il représente les boues sur le séchoir, décomposées en cinq surfaces élémentaires. Le volume d'air dans la cellule est également divisé en 5 volumes. La figure 3.6 illustre la conception de ce modèle numérique.

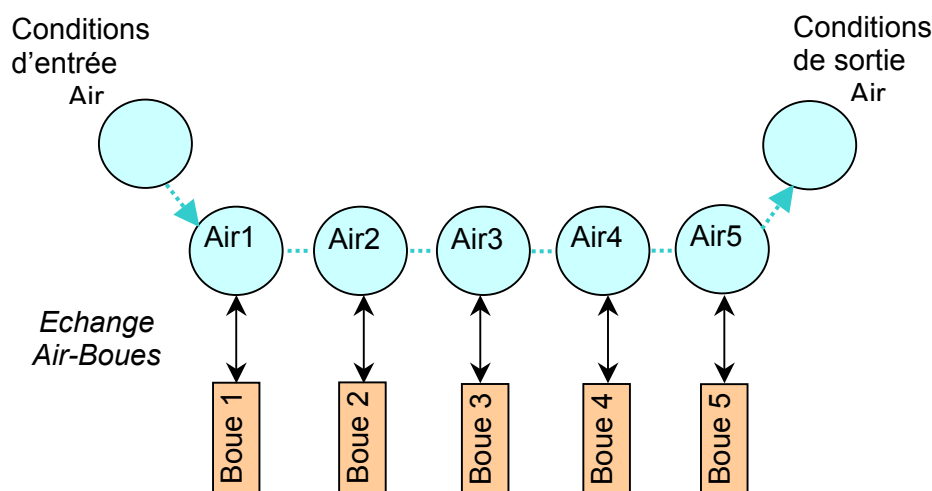


Figure 3.6 Structure du modèle pour la simulation du séchage de boues dans la cellule expérimentale

Les propriétés de l'air humide sont calculées pour chaque volume d'air élémentaire. Le débit d'eau vaporisée dans chaque surface élémentaire de boues humides est mélangé au débit d'air humide et les nouvelles conditions sont calculées pour le volume d'air élémentaire suivant.

L'échange convectif sensible entre l'air et les boues aboutit à un transfert de chaleur de l'air vers les boues, proportionnel à l'écart de températures. L'équation de transfert de chaleur pour un volume élémentaire d'air s'écrit comme suit :

$$h_c S(T_{s,i} - T_{a,i}) = \dot{m}_a C_p (T_{a,i+1} - T_{a,i}) \quad [3.11]$$

L'écart de pression partielle entre l'eau à saturation et l'air humide aboutit à un transfert de chaleur latente par évaporation décrit par l'équation 3.12 pour un volume élémentaire d'air.

$$k_m S \frac{(P_{vsat,i} - P_{va,i})}{rT_{a,i}} = \dot{m}_a (w_{a,i+1} - w_{a,i}) \quad [3.12]$$

D'autre part, le modèle suppose un séchage uniforme à la surface des boues (un coefficient de transfert de masse constant), ce qui permet d'établir l'équation [3.13] avec ΔM_s représentant la perte en eau totale :

$$\Delta M_s = \sum_{i=1}^5 k_m S \frac{(P_{vsat,i} - P_{va,i})}{rT_{a,i}} \quad [3.13]$$

Les coefficients d'échange h_c et k_m sont des variables paramétrables dans le modèle. Ces coefficients sont ajustés pour chaque essai, pour minimiser l'écart entre les valeurs calculées et les résultats de l'expérience en termes de températures enregistrées et de masse d'eau évaporée.

3.1. Etude du séchage convectif sur des échantillons de boues

L'objectif des essais est d'évaluer les transferts de masse et de chaleur en fonction de la siccité des boues pour une vitesse de soufflage donnée. Ensuite, l'effet de variation du débit d'air sur la cinétique de séchage est investigué. Les ventilateurs sont alors munis de variateurs de tension pour permettre de contrôler et de varier les vitesses d'air à la surface des boues. Afin d'établir les bilans d'énergies sur les boues et sur l'air balayant la cellule de caractérisation, il est nécessaire d'évaluer les déperditions thermiques en fonction des conditions d'essai. La détermination des pertes thermiques permet d'évaluer la part de puissance transmise aux boues et à l'air.

3.1.1. Détermination des déperditions de la cellule de caractérisation

Les pertes thermiques sont rencontrées au niveau des faces supérieure et inférieure de la cellule avec l'air ambiant. Il est alors nécessaire d'effectuer une mesure de référence permettant de les évaluer. Pour cela, le conteneur de boues est rempli d'un matériau à conductivité thermique connue et constante, le polystyrène est choisi comme matériau de référence. La mesure de températures de part et d'autre de ce matériau permet d'évaluer le flux qui le traverse.

La puissance fournie par la résistance chauffante est mesurée au moyen du wattmètre. Les pertes thermiques de la face inférieure sont déterminées par différence entre le flux traversant le polystyrène et le flux injecté, en fonction de l'écart de températures entre la face supérieure de la résistance et la température de l'air ambiant en appliquant l'équation [3.15] :

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{Q}_{poly} + \dot{Q}_{sol} \quad [3.14]$$

$$\dot{Q}_{poly} = \frac{k_{poly} \cdot S_{poly}}{e_{poly}} \cdot \Delta T_{poly} \quad [3.15]$$

L'équation [3.16] est celle du bilan d'énergie pour l'air en circulation permettant d'évaluer les pertes de la face supérieure.

$$\dot{m}_a (h_{a,s} - h_{a,e}) = \dot{Q}_{poly} - \dot{Q}_{amb} \quad [3.16]$$

Le régulateur de puissance permet de tester différents niveaux de puissances et par suite différents écarts de températures entre l'intérieur de la cellule et l'air ambiant d'une part et la surface de la résistance chauffante de l'autre. Trois puissances de chauffage sont imposées et trois points de mesure sont obtenus afin d'établir les relations reliant les pertes thermiques aux écarts de température correspondants. A chaque essai, au régime établi, la puissance électrique des résistances chauffantes ainsi que les températures sont enregistrées.

Le panneau de polystyrène utilisé pour la caractérisation de la cellule présente les caractéristiques suivantes : une conductivité thermique de 0,0335 W/m.K et une épaisseur de 0,052 m. Le panneau couvre totalement la surface de la résistance chauffante. Cinq points de mesure sont considérés avec un pas de 20 cm entre deux points de mesure consécutifs. Les températures aux surfaces interne et externe du panneau sont reportées. Ces données réunies permettent d'évaluer la part de flux thermique traversant le panneau suivant l'expression [3.15].

La figure 3.7 récapitule les résultats de caractérisation de la cellule expérimentale. Ainsi, connaissant l'écart de température entre l'ambiance et le fond du conteneur (où est mise en place la résistance chauffante), les pertes thermiques ont été mesurées et une équation de régression [3.17] a été établie:

$$\dot{Q}_{sol} = 0,0365 \cdot \Delta T_{rc_amb} \quad [3.17]$$

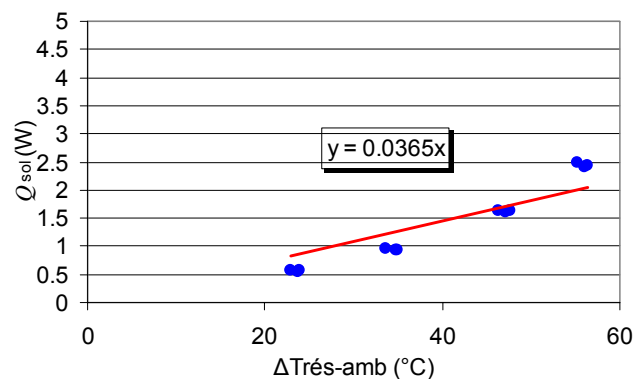


Figure 3.7 Courbe des pertes thermiques de la boîte

Les résultats de caractérisation ont montré que les pertes vers l'ambiance ne dépassent pas 2% de la puissance traversant le panneau de polystyrène et seront négligées par la suite.

3.2. Plan expérimental de l'étude du séchage convectif

L'analyse du séchage consiste à déterminer l'évolution du flux massique d'eau en fonction de la teneur en eau du produit à sécher. Le calcul de ce flux massique nécessite la détermination de la vitesse de séchage ainsi que de la surface externe évoluant à la suite du retrait.

3.2.1. Conditions opératoires

La vitesse superficielle de l'air est la seule variable opératoire étudiée. L'air soufflé n'est pas conditionné. Sa température et son humidité relative sont celles de l'air ambiant. Au cours des essais, la température d'air variait entre 19 et 23 °C et son hygrométrie entre 45 et 55 %. Les essais sont effectués avec trois débits d'air différents : 20, 40 et 70 m³/h. Les vitesses d'air à la fente de soufflage sont mesurées à l'aide d'un anémomètre à fil chaud. Connaissant les caractéristiques géométriques de la fente de soufflage, le débit d'air est déduit. Cependant, étant un paramètre clé dans cette étude, il est nécessaire de déterminer le débit d'air rigoureusement : des essais « à blanc » sont effectués avant toute introduction

de l'échantillon de boues dans la cellule. En tenant compte des déperditions thermiques correspondantes, la puissance fournie par la résistance chauffante est transmise à l'air sous forme de chaleur sensible. Le premier principe de la thermodynamique appliqué sur l'air s'écrit :

$$\dot{m}_a C_p dT_a = \dot{Q}_{rc} - \dot{Q}_{sol} \quad [3.18]$$

Connaissant les températures d'entrée et de sortie d'air, ainsi que la puissance de chauffage et les pertes thermiques correspondantes, le débit d'air est calculé afin de s'assurer des valeurs retrouvées par anémométrie. Une fois le débit retrouvé, l'échantillon de boues est placé dans le conteneur et cinq thermocouples sont positionnés à sa surface avec un pas de 20 cm entre deux points de mesure consécutifs.

Les conditions de soufflage testées sont simulées sous Fluent pour déterminer les vitesses à la surface des boues dans la cellule de caractérisation. La figure 3.8 trace l'évolution des vitesses superficielles pour les trois débits d'essais. Des vitesses moyennes de 0,9 m/s pour le plus faible débit et de 2,1 m/s pour un débit soufflé de 70 m³/h sont calculées sur la longueur de l'échantillon de boues.

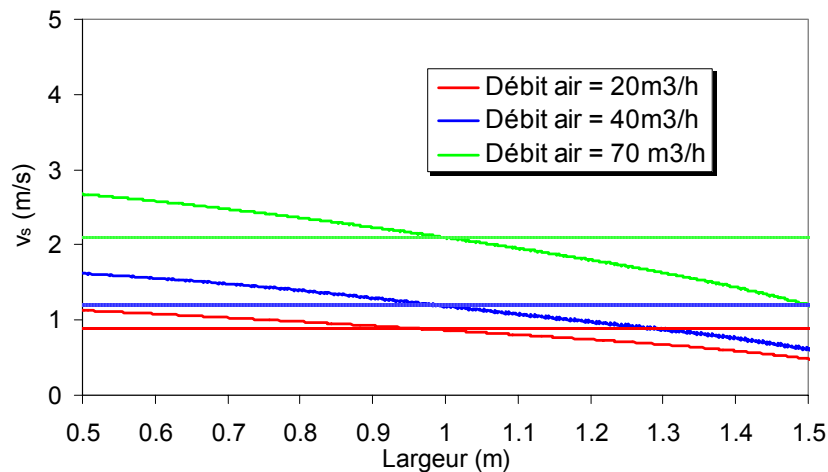


Figure 3.8 Vitesse superficielle calculée par Fluent

Le retournement est effectué manuellement au moyen d'une fourche formée de trois dents. La dent présente les dimensions suivantes : une longueur de 10 cm et une épaisseur de 0,5 cm avec un espacement de 2 cm entre deux dents consécutives. Pour cette étude expérimentale, l'effet de l'augmentation de la fréquence de retournement n'est pas investigué. Une seule fréquence correspondant à un retournement par jour est appliquée. Les échantillons de boues proviennent de la station d'épuration de Saint Arnoult en Yvelines. La siccité initiale, mesurée par la méthode de l'étuve, est de 20 % pour les échantillons utilisés dans les trois séries d'essais. Le cycle de séchage débute avec un échantillon de boues de 5 kg et est arrêté lorsqu'une siccité de 70 % est atteinte.

Avant de démarrer un cycle de séchage, un temps de mise en régime est nécessaire. Une fois que le débit d'air et la puissance de chauffe sont réglés et les conditions de soufflage et de température sont stabilisées, le conteneur est chargé en boues. Un deuxième temps de mise en température des boues est nécessaire. Une fois que les températures de boues se stabilisent, l'acquisition des mesures.

Lors d'un essai de séchage, l'acquisition de la masse est réalisée toutes les 5 secondes. Pour chaque essai, la variation de la siccité des boues est calculée à partir de l'enregistrement de la pesée continue des boues pendant le séchage. La courbe obtenue permet ensuite, en calculant sa dérivée par rapport au temps, de tracer la vitesse de séchage en fonction de la teneur en eau. La vitesse de séchage est exprimée en%/s.

La figure 3.9 trace l'évolution de la siccité d'un échantillon de boues au cours d'essais de séchage. Les boues introduites présentent une masse de 5 kg et une siccité initiale de 20 %. La puissance de chauffage est réglée à 50 W et le débit d'air à 70 m³/h.

Les périodes d'interruption sont principalement dues au retournement des boues qui nécessite l'arrêt du séchage une fois par jour et par conséquent l'interruption des mesures. Les perturbations de la pesée engendrées par le retournement restent négligeables devant la masse totale de l'échantillon comme le montre la courbe bleue de la figure 3.9.

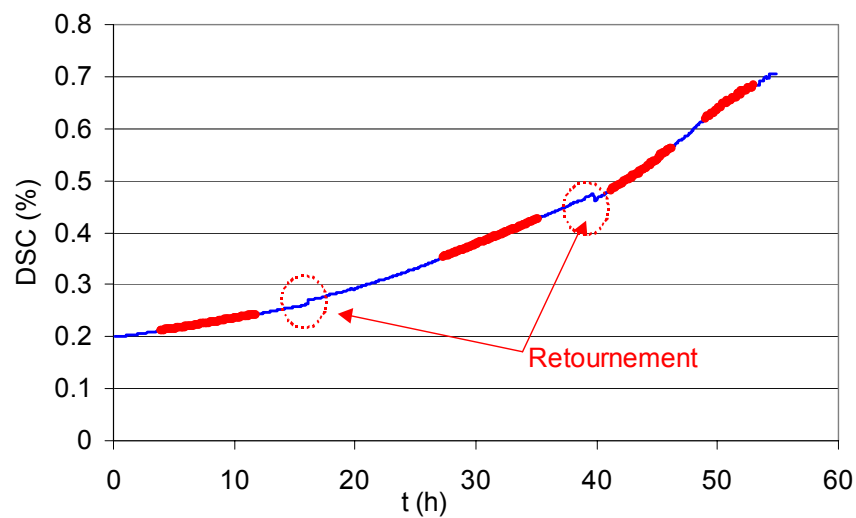


Figure 3.9 Evolution de la siccité de boues au cours d'un cycle de séchage

Par ailleurs, les régimes transitoires qui ont lieu au démarrage du cycle de séchage et à la suite de chaque retournement, ne sont pas pris en compte. Ce qui explique les écarts de siccité de fin et de départ entre deux retournements consécutifs. Les portions de courbe rouges présentent les périodes de régime quasi-permanent stable exploitées pour l'interprétation des résultats de l'essai correspondant.

3.3. Résultats et évaluation des conductances de transfert

Pour calculer les coefficients de transferts de chaleur et de masse, il faut évaluer les puissances sensibles et latentes échangées. L'écriture du premier principe intègre les échanges sensibles et latents entre les boues et l'air.

$$\dot{m}_a (h_{a,s} - h_{a,e}) = h_c (T_s - T_a) S + k_m L_v \frac{(P_{sat(T_s)} - P_{v,a})}{rT} S = \dot{Q}_{rc} - \dot{Q}_{sol} \quad [3. 19]$$

Le bilan massique sur l'eau est rappelé [3.13]:

$$\Delta M_b = \sum_{i=1}^5 k_m S \frac{(P_{vsat,i} - P_{va,i})}{rT_{a,i}}$$

La puissance latente s'exprime aussi en fonction des coefficients de transfert de masse, de la surface externe d'échange et de l'écart des pressions de vapeur. Le coefficient de transfert de masse s'écrit :

$$k_m = \frac{\Delta M_s}{\sum_{i=1}^5 \frac{(P_{vsat,i} - P_{va,i})}{rT_{a,i}}} S \quad [3.20]$$

Ayant trouvé k_m , il est possible de déduire le coefficient de transfert de chaleur à partir de l'équation [3.19].

Les mesures sur le banc permettent l'accès à toutes les données nécessaires pour le calcul des coefficients de transfert. La température de surface des boues permet d'évaluer la pression de vapeur saturante. Cependant, en fin de cycle de séchage, lorsqu'une partie des boues deviennent sèches, il devient également difficile de maîtriser l'emplacement du thermocouple, les valeurs de coefficient retrouvés doivent être considérés comme valide uniquement pendant la phase de séchage principale, entre 20 et 65% de siccité.

3.4. Résultats des essais

Il est difficile d'évaluer la surface d'échange entre les boues et l'air compte tenu du phénomène de retrait et des déformations de la structure solide au cours du séchage. De plus, le retournement régulier des boues, induit des déformations supplémentaires qui ne peuvent pas être quantifiées. Pour cela, le coefficient de transfert et l'amplification de la surface d'échange ne sont pas évalués séparément. Les produits $h_c \delta$ et $k_m \delta$ interviennent dans le calcul des puissances sensible et latente respectivement et sont considérés pour l'interprétation des résultats.

3.4.1. Relation conductance de transfert de masse et siccité des boues

La puissance de chauffage est réglée à 50 W. La figure 3.10 présente, pour une masse initiale de boues humides de 5 kg, l'évolution des conductances de transfert de chaleur et de masse au cours d'un cycle de séchage pour un débit d'air de 40 m³/h.

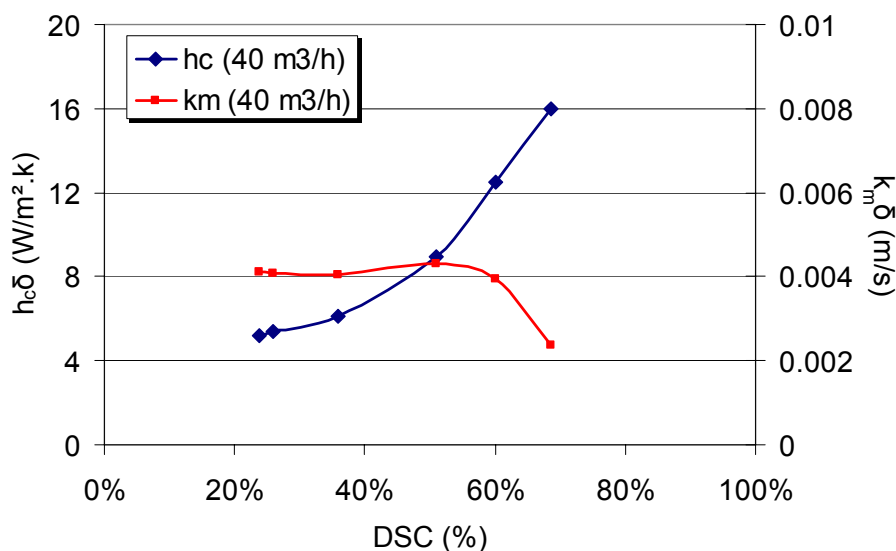


Figure 3.10 Conductances de transfert pour une vitesse superficielle de 1,2 m/s (débit d'air de 40 m³/h)

La figure 3.10 montre que la conductance sensible augmente au fur et à mesure que la siccité des boues augmente à une température de surface de boues quasi-constante. En effet, au démarrage de la série de mesures, le coefficient de transfert de chaleur retrouvé correspond à la valeur calculée pour un écoulement en surface de plaque plane à partir de l'équation [3.9]. Cependant, au cours du séchage, le rétrécissement subi par les boues ainsi que le retournement induisent un accroissement de la surface de contact avec l'air de balayage. De plus, le passage d'une surface lisse à une surface corruguée donne naissance à des mouvements de turbulence intensifiant les échanges convectifs. Ceci se traduit en une augmentation de la conductance de transfert sensible.

Par ailleurs, ce comportement n'est pas observé au niveau du transfert de masse. Une première période de séchage à flux massique constant est observée et une conductance de transfert latente de 0,004 m/s est déterminée jusqu'à une siccité d'environ 60 %, correspondant à la siccité critique. Au-delà de cette siccité, les transferts massiques décroissent induisant une diminution de la conductance latente. En effet, la zone plateau correspondant aux siccités inférieures à 60 %, résulte de la combinaison de deux effets opposés que subissent les boues.

Le premier effet concerne l'amplification de la surface d'échange entraînant une intensification des échanges convectifs de transfert et de masse, et d'autre part, le passage d'une surface lisse à une surface rugueuse, responsable de l'augmentation de la conductance de transfert sensible. L'analogie entre transfert de chaleur et transfert de masse implique dans ce cas une intensification du coefficient de transfert de masse.

Cependant, au cours du séchage d'un matériau poreux subissant d'importantes déformations au cours du séchage, la surface effective d'échange massique décroît au fur et à mesure que la siccité du produit augmente. Une résistance interne à la diffusion de la vapeur se développe au fur et à mesure que la teneur en eau diminue limitant ainsi le flux massique atteignant la surface d'échange [PER02]. Les boues, pouvant être associées à cette classe de matériau poreux, subissent un assèchement partiel de la surface d'échange, ce qui se traduit par une réduction de la surface d'échange effective.

Dans les conditions d'essais et de retournement testées, il apparaît que ces deux effets combinés se compensent et entraînent une période de transfert latent constant au cours du séchage. Lorsque la fréquence de retournement ne permet plus d'alimenter la surface de séchage suffisamment en eau et lorsque l'assèchement l'emporte sur l'amplification du coefficient de transfert de masse, la siccité critique est atteinte. Une chute de la conductance de transfert latente est observée et une période à flux massique décroissant est atteinte comme le montre la figure 3.10 pour les siccités supérieures à 60 %.

Ces résultats soulignent l'importance du retournement sur l'amélioration des performances du séchage étudié. Sans retournement, l'effet d'assèchement de la surface l'emporterait très tôt sur l'amplification des coefficients de transfert et une décroissance des échanges latents serait observée à une siccité critique inférieure.

3.4.2. Influence du débit de ventilation sur le transfert de chaleur

Afin d'étudier l'influence du débit de ventilation, ou de la vitesse superficielle sur l'évolution du séchage, trois débits d'air sont testés : 20, 40 et 70m³/h. La figure 3.11 illustre l'évolution de la conductance de transfert sensible en fonction de la siccité des boues pour une masse initiale de boues humides de 5 kg et une puissance de chauffage de 50 W.

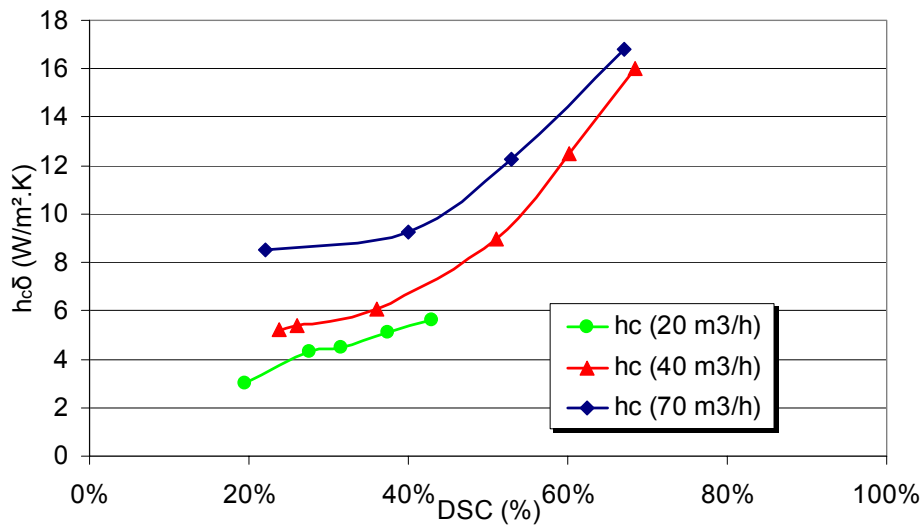


Figure 3.11 Evolution de coefficient de transfert sensible en fonction du débit de ventilation

Une augmentation du débit de ventilation engendre une intensification des échanges convectifs sensibles observée à la figure 3.11. Dans le cas de la convection forcée, le coefficient de transfert de chaleur dépend des nombres adimensionnels de Reynolds (Re) et de Prandtl (Pr). D'autre part, quel que soit le débit d'air testé, la conductance sensible adopte une allure croissante au cours du séchage : au fur et à mesure que la siccité des boues augmente, la conductance sensible augmente. Pour une vitesse superficielle de 2,1 m/s (débit 70 m³/h), un facteur 2 est retrouvé entre les coefficients de départ et de fin de cycle. Cette même allure a été constatée par Rahman et al. [RAH06] dans le cas d'une convection naturelle. Néanmoins, l'insuffisance des points de mesures ne permet pas d'établir de corrélation reliant l'évolution du coefficient d'échange à la siccité des boues.

3.4.3. Influence du débit de ventilation sur la conductance de transfert massique

L'évolution de la conductance de transfert latent en fonction des débits testés est illustrée à la figure 3.12. Il apparaît que pour une masse de boues donnée, cette conductance augmente au fur et à mesure que le débit de ventilation augmente. La relation entre la conductance de transfert de masse et le débit d'air apparaît à la lecture de la figure 3.12.

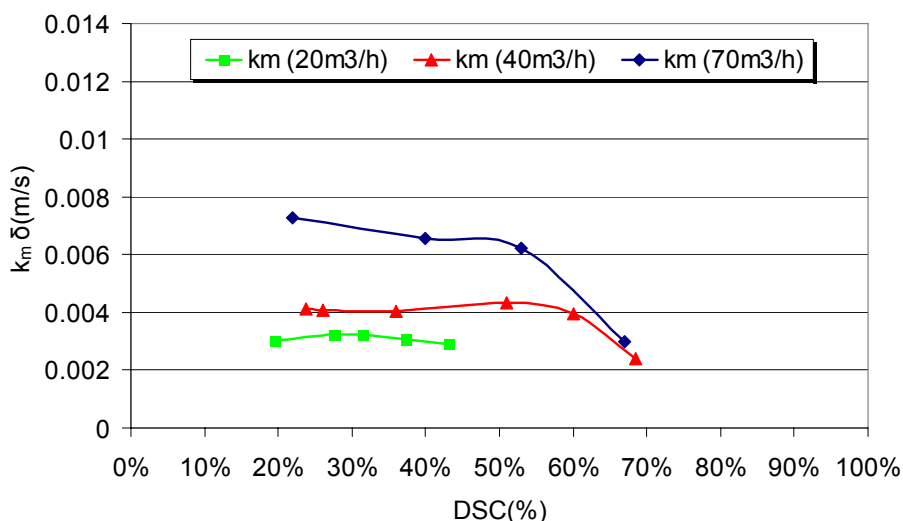


Figure 3.12 Evolution des conductances de transfert de masse en fonction du débit de ventilation

Pour les trois vitesses superficielles testées, une période de transferts latents constants est observée jusqu'à ce que la siccité critique soit atteinte, suivie d'une période de dégradation des transferts latents. L'augmentation de la vitesse superficielle réduit l'épaisseur de la couche limite où se situent les échanges air-boues, ce qui se traduit par un accroissement des coefficients de transferts latents comme le montre la figure 3.12.

Par ailleurs, la comparaison des courbes bleue et rouge suggère que cette augmentation de vitesse induit un assèchement plus rapide de la surface d'échange. Au fur et à mesure que la vitesse superficielle augmente, l'effet d'assèchement devient plus dominant et l'amplification de la surface des boues due au retournement ne compense plus la réduction de la surface d'échange effective, la siccité critique est alors atteinte plus rapidement. Cependant, il est nécessaire d'effectuer des essais à d'autres vitesses et d'autres fréquences de retournement afin de consolider ces constatations.

La théorie classique de la couche limite considère que pour un écoulement turbulent, la fonction de Lewis est proche de l'unité. En effet, l'hypothèse n'est valable que si les conditions de saturation règnent à l'interface matériau-air humide pendant la période de séchage à flux constant. Connaissant le coefficient de transfert sensible, il est possible de déduire le coefficient de transport. Dans le cas du séchage étudié, les boues sont initialement introduites à une siccité de 20 % après avoir subi un passage mécanique.

A l'échelle de modélisation macroscopique retenue pour cette étude, l'hypothèse de saturation à l'interface du matériau humide est uniquement valable au début du cycle de séchage. Au fur et à mesure que les boues sèchent, elles s'agglomèrent sous forme d'agrégats indépendants conférant une certaine porosité externe aux boues, considérées comme un ensemble composé de deux phases uniquement : la phase solide constituée par les agrégats poreux et la phase gazeuse saturée en vapeur d'eau remplissant les espaces inter-granulaires. Si les conditions de saturation en eau nécessaires pour l'application de cette théorie ne sont plus vérifiées, il est toutefois possible d'évaluer l'écart entre les valeurs de conductances latentes expérimentalement établies mesurées et les conductances latentes prévues par cette théorie.

En supposant la théorie classique de la couche limite vérifiée pour un régime d'écoulement turbulent, les conductances de transfert latent sont déduites des conductances de transfert de chaleur mesurées et sont désignées par $k_m \delta$. La figure 3.13 trace l'évolution des deux

conductances latentes pour un débit d'air de 40m³/h. Pour des siccités faibles (de l'ordre de 20 %), les deux valeurs sont identiques et le rapport de Lewis vaut un.

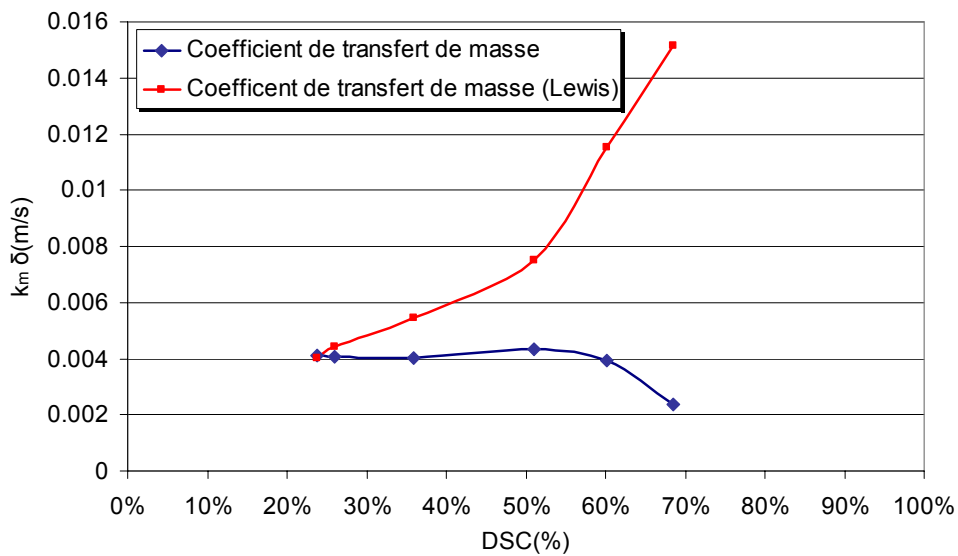


Figure 3.13 Ecart de Lewis pour une vitesses superficielle de 1,3 m/s (débit 40 m³/h)

L'écart observé entre les deux conductances latentes, prévue par la théorie de Lewis et obtenue expérimentalement, croît au fur et à mesure que la siccité augmente. A partir d'une siccité de 50 %, l'écart devient très important et le rapport entre les deux conductances est d'un facteur 5. L'exploitation des résultats des essais pour les autres vitesses confirment cette tendance. Quelles que soient les vitesses en surface des boues, si la théorie classique de la couche limite est applicable à de faibles siccités, elle ne l'est plus du moment où les boues s'agglomèrent sous forme d'agrégats.

Afin d'évaluer l'écart observé et d'établir une loi de comportement en fonction de la siccité, un facteur R_{Lewis} est défini : il établit le rapport entre la conductance de transfert latent retrouvée expérimentalement et celle calculée en se basant sur l'hypothèse de Lewis. La figure 3.14 décrit l'évolution de R_{Lewis} pour les trois débits d'air testés.

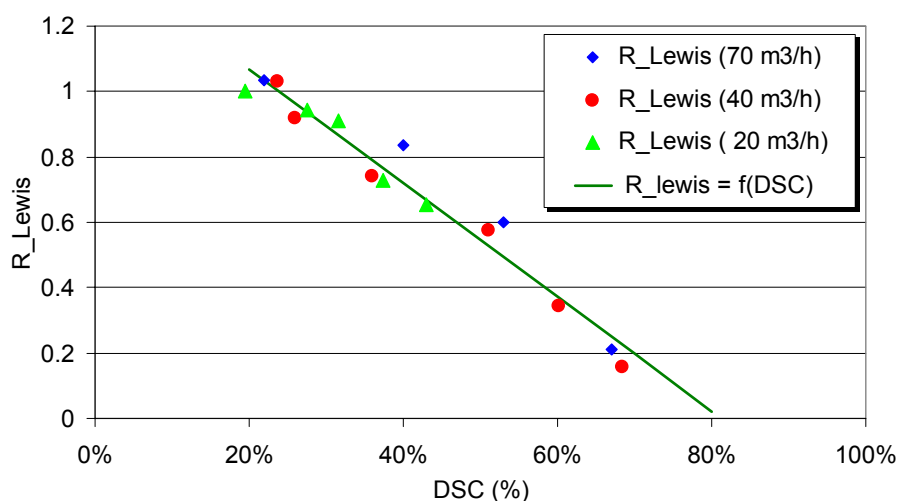


Figure 3.14 Corrélation de l'hypothèse de Lewis pour différents débits de ventilation

Les résultats montrent que pour une siccité supérieure à 20 %, quelle que soit la vitesse superficielle imposée, le rapport entre les deux conductances est constant. Pourvu que le régime d'écoulement soit turbulent, R_{Lewis} est indépendant des conditions de vitesses superficielles imposées et ne dépend que de la siccité des boues atteinte. Ces observations permettent d'établir une corrélation entre le rapport de conductances et la siccité des boues.

L'évolution de R_{Lewis} montre une allure linéaire décroissante pour une siccité croissante. En régime d'écoulement turbulent, pour une siccité de 20 %, les conditions de saturation sont vérifiées et R_{Lewis} vaut un. En appliquant la méthode des moindres carrés, il est possible alors de corréler les points retrouvés en fonction de la siccité des boues. L'équation [3.21] illustre cette corrélation :

$$R_{Lewis} = 1.416 - 1.714 \cdot DSC \quad [3.21]$$

En conclusion, bien que les échanges convectifs sensibles croissent au fur et à mesure du déroulement du séchage, la conductance latente conserve une valeur constante tant que la siccité critique n'est pas atteinte, contrairement au principe de l'analogie entre transferts convectifs de chaleur et de masse. En effet, l'assèchement partiel de l'interface de séchage et l'agglomération des boues induisent une résistance supplémentaire à l'évaporation. Par conséquent, la condition de saturation nécessaire pour l'application de la théorie de la couche limite (la fonction de Lewis égale à l'unité) n'est plus vérifiée. Cette observation rejoint les résultats élaborés par A. Hukka sur le séchage convectif du bois [HUK99]. Pour la plage de vitesses superficielles testées, l'exploitation des résultats a permis de corréler la siccité avec l'écart entre la conductance latente expérimentale et celle prévue par la théorie de la couche limite.

Pour les besoins de modélisation :

- Au démarrage d'un cycle de séchage, le coefficient de transfert de chaleur peut être estimé à partir des corrélations de convection établies pour les écoulements sur une surface plane.
- En se basant sur la corrélation [3.21], le coefficient de transfert de masse peut être déduit.
- Pour un retournement régulier, le coefficient de transport de masse est constant dans une plage de siccité allant de 20 à environ 60 % correspondant à la siccité critique retrouvée pour les conditions de séchage testées, l'évolution du coefficient de transfert de chaleur peut alors être estimée.

3.4.4. Evaluation des capacités évaporatoires pour les débits d'air testés

Connaissant les quantités d'eau évaporées et les durées de séchage pour les trois séries d'essais, les capacités évaporatoires sont évaluées. La définition de la capacité évaporatoire telle que présentée au chapitre 1 est rappelée.

$$DR(kg/j.m^2) = \frac{M_w}{tS} \quad [1.7]$$

Sachant que la capacité évaporatoire est directement liée à la différence de pression de vapeur régnant à l'interface de séchage, la valeur de capacité dépend des températures d'air et de surface de boues. Ces paramètres étant variables au cours des essais effectués, il est alors impossible de montrer une évolution interprétable de la capacité évaporatoire en fonction de la siccité des boues. Cependant, une analyse des résultats des trois essais a permis de retrouver des conditions de températures et de siccités identiques et, par suite, de mettre en évidence l'influence du débit de ventilation sur la capacité évaporatoire.

La figure 3.15 trace l'évolution de la capacité évaporatoire en fonction de la vitesse superficielle testée pour une température de surface de boues de 30 °C, d'air ambiant de 20 °C et une humidité absolue de 8 g/kg as. Les siccités correspondantes varient entre 20 et 40 %.

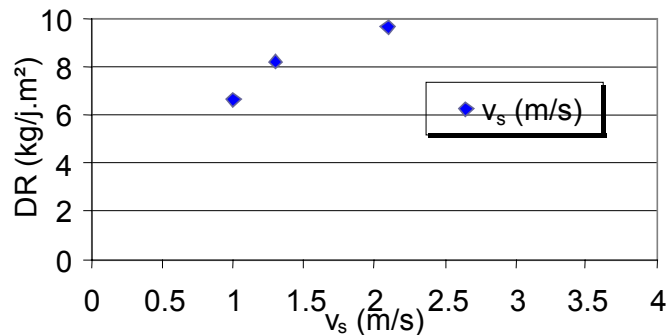


Figure 3.15 Evolution des capacités évaporatoires pour les 3 débits d'air testés

L'augmentation des vitesses d'air à l'interface des boues entraîne une augmentation de la quantité d'eau évaporée. Il apparaît à la lecture de la figure 3.15 que trois à quatre séries d'essais supplémentaires à plus basse et plus haute vitesses d'air permettraient de développer une régression de la capacité évaporatoire en fonction de la vitesse superficielle d'air. Les trois points testés permettent cependant de visualiser une évolution croissante non linéaire dans la plage de débits testés.

A l'échelle industrielle, pour une configuration de serre et une surface au sol données, il est donc possible d'augmenter la quantité de boues séchées en augmentant la vitesse d'air à la surface de la boue, ou, pour une même quantité de boues à traiter, de réduire les dimensions de la serre, ce qui engendre une diminution des coûts d'investissement liés au génie civil.

L'étude expérimentale et les mesures réalisées confirment que les performances du séchage dépendent des conditions de convection à la surface des boues, celles-ci dépendant des conditions de ventilation dans une serre. Toute tentative d'évaluation des performances de séchage sous serre nécessitent une connaissance préalable des conditions aérauliques y régnant.

D'autre part, les résultats montrent que l'augmentation du débit d'air soufflé et des vitesses superficielles engendre un accroissement important de la quantité d'eau évaporée et par conséquent, une amélioration des performances du procédé de séchage étudié. Le passage d'une vitesse superficielle de 1 m/s à 2 m/s induit un gain en capacité évaporatoire estimé à 47 % (cf. figure 3.15). Ces résultats soulignent l'importance des conditions aérauliques dans l'évaluation des performances du séchage.

A partir de ces résultats, il serait intéressant d'examiner les conditions aérauliques à la surface des boues pour la configuration de ventilation adoptée dans des serres de séchage conventionnelles. La simulation des conditions aérauliques à l'intérieur de ces serres permet d'évaluer l'efficacité de la configuration de ventilation et de prévoir les performances de séchage en s'appuyant sur les résultats de l'étude expérimentale menée au cours de ce chapitre.

4. Modélisation aéraulique d'une serre de séchage conventionnelle

L'étude à l'échelle d'une maquette de laboratoire a permis d'élaborer une première loi d'évolution de la capacité évaporatoire en fonction de la vitesse d'air. L'étude de l'écoulement d'air dans la maquette était déjà indispensable pour être certain de maîtriser la vitesse moyenne effective à la surface de la boue. Il en est de même pour une serre à échelle industrielle : la maîtrise de la vitesse d'air à la surface de la boue et non pas dans le volume total de la serre est un paramètre de contrôle essentiel de l'efficacité de séchage.

Le balayage d'air dans une serre de séchage solaire conventionnelle joue essentiellement un rôle de vecteur de transport de la vapeur d'eau issue du séchage, tant qu'une méthode adéquate de soufflage en surface de la boue n'est pas déterminée. Classiquement, le débit d'air est calculé en fonction du nombre de renouvellements d'air nécessaires pour conditionner l'ambiance de la serre : maintenir un couple température et humidité relative ainsi qu'une teneur en ammoniac liée à la sécurité de l'exploitant de la serre.

La configuration du système de ventilation dans une serre de séchage définit les caractéristiques d'écoulement en général, et plus précisément les vitesses induites à la surface de la boue. Une première étape de modélisation aéraulique de la serre s'avère nécessaire puisqu'elle permet de souligner l'effet des conditions aérauliques sur la vitesse d'écoulement, et l'effet de cette dernière sur la convection.

Les modèles fins de type CFD présentent une des meilleures approches de modélisation aéraulique et thermique d'un système. Ils nécessitent une grande précision lors de la description de la géométrie du domaine étudié puisqu'ils étudient l'écoulement des fluides, et que les phénomènes mis en évidence sont à une échelle assez petite devant les dimensions du domaine. L'outil de calcul retenu pour effectuer les calculs aérauliques est l'outil CFD-Fluent®.

4.1. Description de la serre de Thuit Signol

La serre retenue pour les calculs aérauliques est une serre de séchage de boues de type Hélicocycle et d'une capacité de 10 000 EH, traitant les boues des communes de Saint Pierre du Bosguérard, de Thuit-Signol et de Thuit-Simer.



Figure 3. 16 Vue d'intérieur de la serre de Thuit Signol

La serre de Thuit Signal (cf. chapitre 1) est un modèle de serre de séchage solaire utilisée originellement dans l'industrie horticole. C'est une serre ayant une largeur de 9,6 m dont 7,8 m utiles au séchage et une longueur de 45 m dont 40 utiles au séchage. Le toit est composé de trois chapelles ayant une hauteur sous chéneau de 3,50 m et au sommet de 5 m. Les parois sont recouvertes d'un double vitrage réalisé en verre horticole. Deux murets périphériques ayant une hauteur de 1 m délimitent la zone de séchage. La serre supporte une hauteur de boues de 70 cm (cf. figure 3.16).

Le balayage de la serre est assuré par un ensemble automatisé de ventilation comprenant :

- deux ventilateurs axiaux d'extraction montés sur une extrémité de la serre ayant un débit unitaire de $10\,000\text{ m}^3/\text{h}$
- quatre ventelles d'admission positionnées à l'autre extrémité de la serre à une hauteur de 1,05 m du sol
- un circuit de désodorisation est intégré dans la serre afin de nettoyer et dépolluer partiellement l'air sortant de la serre. Il est alimenté par un ventilateur centrifuge ayant un débit unitaire de $10\,000\text{ m}^3/\text{h}$
- de plus, afin d'éviter la déstratification de l'air dans les zones hautes de la serre, six ventilateurs axiaux sont accrochés au toit de la serre à une hauteur de 3,50 m du sol. Ils sont divisés en deux séries parallèles espacées de 3 m. Dans une même série, un espacement de 12 m est prévu entre 2 ventilateurs successifs.

La géométrie de la serre de Thuit Signal est décrite sous Gambit et introduite sous Fluent telle qu'exposée à la figure 3.17.

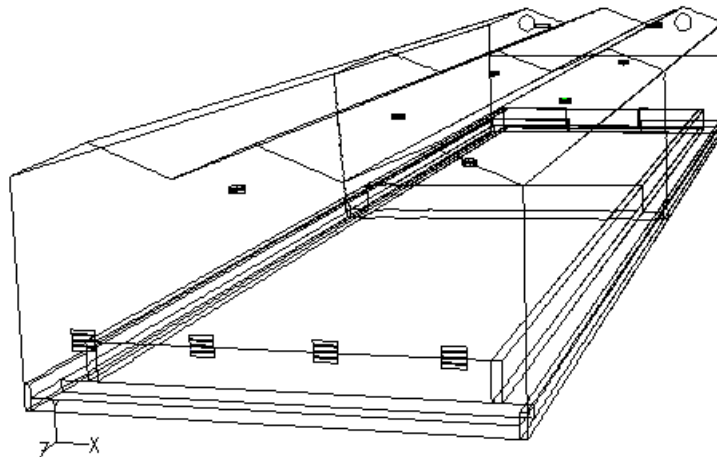


Figure 3. 17 La serre de Thuit Signal telle qu'introduite sous Fluent

4.2. Conditions aux limites appliquées et modèles de calcul

Ayant décrit la géométrie de la serre sous Fluent, il est nécessaire de choisir les conditions aux limites appropriées définissant les entrées et sorties d'air du volume de la serre. Les surfaces correspondant à une entrée d'air (ventelles d'admission) ou à une sortie d'air (ventilateur d'extraction et bouche de désodorisation) doivent être définies. Quatre types de conditions aux limites sont utilisées pour effectuer les calculs aérauliques :

- les ventelles d'admission assurant l'entrée d'air sous la serre sont modélisées en tant que pression imposée. Dans le cas étudié, sa valeur correspond à la pression atmosphérique du jour ;
- les sorties d'air sont de type "Vitesse" ou débit d'extraction, ce qui revient à imposer une vitesse uniforme sur toute la surface indiquée ;
- les conditions aux limites de type "Paroi" sont utilisées pour limiter les volumes d'air, tel est le cas des parois de la serre, des murets ainsi que la surface des boues ;

- un dernier type "Fan" est utilisé pour représenter les ventilateurs de déstratification : il permet de modéliser les pertes de charges du ventilateur en fonction du débit d'air soufflé.

Connaissant les débits des ventilateurs installés ainsi que leur description géométrique, il est possible de déterminer les vitesses imposées. Les vitesses aux ventilateurs d'extraction sont de l'ordre de 6 m/s. Pour les ventilateurs de désodorisation, aspirant à travers deux bouches de section rectangulaire (17 cm x 78 cm), la vitesse à chaque ouverture est de 10 m/s. D'autre part, à partir des courbes caractéristiques des ventilateurs de déstratification, les débits annoncés permettent de calculer une perte de charges de 35 Pa. La vitesse d'admission d'air au niveau des ventelles est calculée par Fluent en résolvant l'équation de conservation de masse sur tout le volume de la serre.

En ce qui concerne le modèle de turbulence adopté, le modèle "k-ε standard" est choisi pour modéliser l'écoulement dans les régions où la turbulence est dominante au moment où la loi "y⁺" ou la "loi de murs" représente l'écoulement à proximité des parois. Le maillage est choisi sur la base d'un compromis entre la précision de la description de la géométrie, les ressources informatiques disponibles et le temps de calcul.

4.3. Résultats des simulations aérauliques de la serre de Thuit Signol

4.3.1. Profil de vitesses à la surface des boues

La figure 3.18 trace le contour des vitesses à la surface des boues. L'échelle de couleurs permet d'évaluer les vitesses en différents points de la serre. A l'aval des ventelles d'admission, la vitesse moyenne d'air est de l'ordre de 10 m/s et s'atténue au fur et à mesure que l'écoulement pénètre dans la serre. A l'exception des zones proches des ventelles d'admission, une vitesse superficielle moyenne de 0,5 m/s est obtenue à la surface des boues.

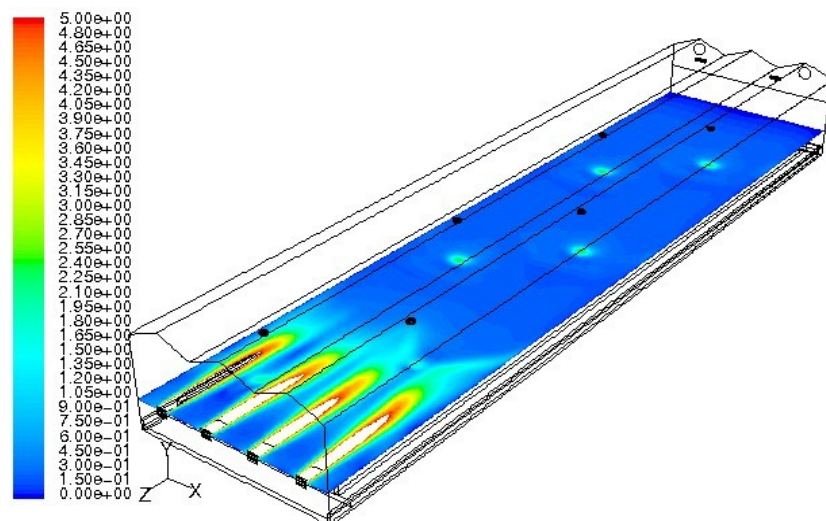


Figure 3. 18 Profil de vitesse à la surface des boues

Lorsque la vitesse de soufflage n'est pas capable de générer des mouvements d'air dans le volume de la serre, et lorsque l'air n'est pas suffisamment brassé, des couches d'air à différentes températures, croissantes suivant la hauteur, se forment sur toute la hauteur de la serre. L'installation des ventilateurs de déstratification vise à éviter le phénomène de stratification. La figure 3.19(a) présente une coupe transversale passant par un de ces ventilateurs. Il apparaît clairement que les ventilateurs de déstratification créent des tourbillons assurant le brassage de l'air sur la hauteur de la serre, et permettent également de rediriger l'air vers la surface des boues comme observé aux figures 3.18 et 3.19(a).

Cependant, la figure 3.18 montre que leur effet reste très localisé et ne suffit pas pour induire des vitesses élevées à la surface des boues. Les taches bleues claires en sont la preuve.

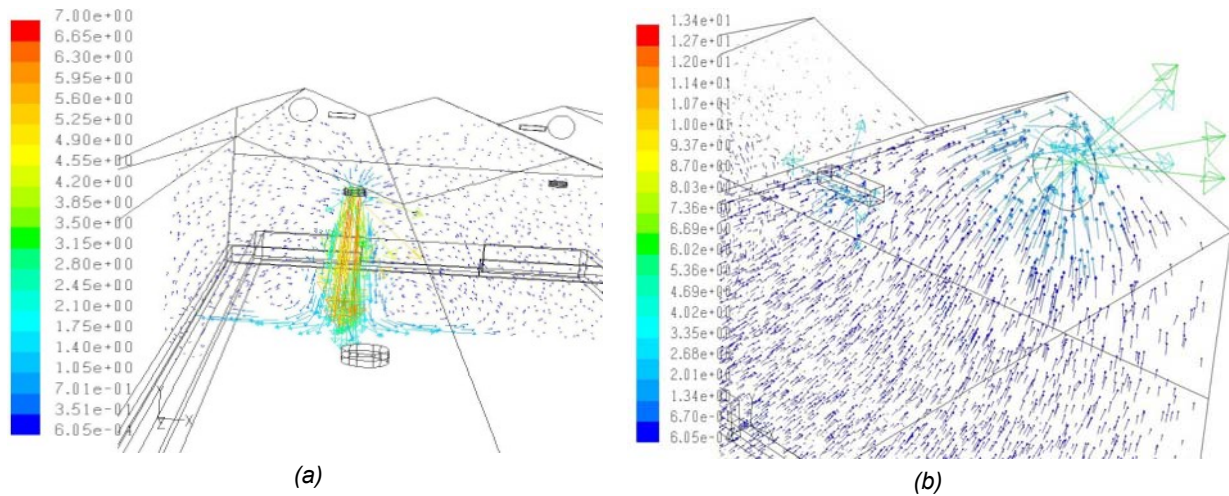


Figure 3. 19 (a) Profil de vitesses au ventilateur de déstratification
(b) Profil de vitesses au ventilateur d'extraction

D'autre part, la figure 3.19 b) décrit le mouvement d'air au niveau des ventilateurs d'extraction. Le positionnement de ces ventilateurs au niveau des chapelles de la serre, à un niveau éloigné de la surface des boues, provoque un mouvement d'air ascendant pour rejoindre les points d'extraction. L'écoulement décolle alors de la surface des boues et des vitesses quasi nulles sont détectées.

4.3.2. Conclusions sur la conception de l'aéroulque de la serre de Thuit Signal

Les simulations effectuées sous Fluent ont montré que les conditions aéroulques telles qu'établies dans la serre de Thuit Signal ne permettent pas d'atteindre des régimes de convection élevés. Outre la zone située à l'aval des ventelles d'admission, les vitesses en surface des boues sont de l'ordre de 0,5 m/s. Les résultats élaborés à la section 3.4.2, et plus précisément, l'évolution de la capacité évaporatoire en fonction de la vitesse superficielle exposée à la figure 3.15, permettent de prévoir les capacités évaporatoires correspondant à la configuration de balayage retenue dans la serre. Pour une siccité des boues située entre 20 et 40 % et une température de surface de 30 °C, une vitesse superficielle de 0,5 m/s limite ainsi la capacité évaporatoire à 3,6 kg/j.m².

Néanmoins, les régimes de vitesses superficielles testés et présentés en section 3.4.2 montrent que des capacités évaporatoires bien supérieures sont accessibles. La figure 3.15 montre qu'une capacité évaporatoire de 6,6 kg/j.m² est atteinte pour une vitesse superficielle de 0,9 m/s, et de 10 kg/j.m² pour une vitesse d'environ 2 m/s.

En conclusion, l'obtention de capacités évaporatoires, requiert de contrôler le champ de vitesse à la surface de la boue et d'optimiser le débit de ventilation en fonction de la capacité évaporatoire et de la consommation énergétique de ventilation. Cependant, les simulations aéroulques d'une serre de séchage conventionnelle montrent que les vitesses usuelles sont faibles, d'une part par le décollement de l'écoulement d'air de la surface dû au phénomène de stratification, et par l'induction du grand volume d'air présent dans la serre d'autre part.

Afin de remédier à ces défauts, tout en conservant la configuration de soufflage et d'extraction d'air simulée, il est nécessaire soit d'augmenter considérablement le nombre de ventilateurs de déstratification pour couvrir la surface de séchage, soit d'augmenter la puissance des ventilateurs d'extraction. Cependant, compte tenu de la longueur que doit parcourir l'écoulement, ces deux options deviennent onéreuses, les surcoûts engendrés prohibitifs et cette solution économiquement inacceptable. D'où le besoin de remettre en question les configurations de soufflage et d'extraction sous la serre et de concevoir un système capable de contourner les effets de décollement et de grand volume d'air induit à moindres coûts.

5. Conception d'un dispositif de soufflage permettant l'accolement du jet à la surface des boues

Si le chauffage conductif de la face inférieure du lit des boues amplifie les transferts de vapeur diffusifs au sein des boues, le taux évaporatoire surfacique reste dépendant des échanges convectifs et de leur intensité [MUJ95] [NAD95]. Il s'agit alors de concevoir une nouvelle configuration aéraulique dans la serre permettant d'atteindre des régimes de vitesses superficielles correspondant aux taux évaporatoires requis.

Les résultats des simulations aérauliques d'une serre de séchage solaire ont montré que la configuration actuelle ne permet pas de maîtriser le jet d'air sur toute la longueur de la serre et d'assurer des vitesses superficielles élevées sans engendrer des surcoûts importants. Une conception nouvelle est étudiée dans cette section : elle consiste à souffler l'air suivant la largeur de la serre et à créer un rideau d'air homogène à la surface des boues.

5.1. Description du nouveau concept de soufflage

L'établissement du soufflage selon la largeur de la serre permet de réduire la distance parcourue par l'écoulement d'air, et par conséquent, de balayer la surface de séchage à des vitesses d'air favorisant les échanges convectifs à l'interface des boues. De plus, il serait avantageux d'établir le soufflage en forme d'un rideau d'air rasant la surface permettant ainsi de découpler l'air à proximité des boues du reste du volume de la serre et d'assurer la maîtrise des vitesses superficielles.

Le concept consiste à utiliser des diffuseurs linéaires ou des fentes de soufflage. L'adhérence spontanée d'un jet fluide à une paroi qui se trouve au voisinage de sa trajectoire est bien connue des praticiens de la ventilation. L'effet Coanda et l'adhérence des jets à la paroi sont responsables d'un tel comportement

Lorsqu'un fluide sort d'un volume par un orifice, une bouche ou un tuyau, une partie de ce fluide a tendance, au moment où il émerge, à s'attacher fortement au contour extérieur du volume. La mécanique des fluides donne une explication à l'effet Coanda par l'existence d'une zone de recirculation due aux forces de frottements, comme celle représentée à la figure 3.20.

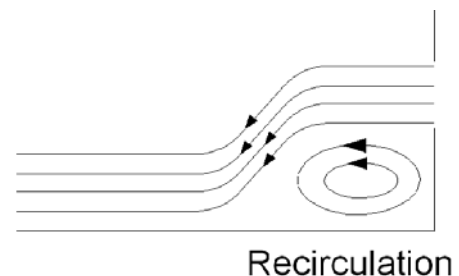


Figure 3. 20 Effet Coanda

En effet à la sortie, la pression totale somme de la pression statique et de la pression dynamique est constante. A la sortie de l'orifice, la vitesse de l'air soufflé est réduite par l'air ambiant présent initialement dans la pièce. Concrètement, la pression dynamique diminue,

et pour une pression totale constante, la pression statique augmente et presse le faisceau d'air contre la paroi.

L'existence de ces phénomènes dépend étroitement de quelques paramètres cruciaux tels que la vitesse d'écoulement du jet, l'intensité du débit et le profil de la fente de soufflage. L'objectif est alors de définir les paramètres de la nouvelle configuration aéraulique permettant de profiter de ces phénomènes afin de créer un rideau d'air à la surface des boues et d'assurer son adhérence sur la largeur de la serre. De plus, ayant démontré la dépendance de la capacité évaporatoire des vitesses superficielles, cette configuration sera adaptée aux conditions de débit imposées.

Pour fonctionner normalement, les fentes de soufflage exigent un approvisionnement uniforme d'air. Généralement dans les bâtiments, les fentes de soufflage sont alimentées par des plénums. Cependant, en s'inspirant des études récentes effectuées au CEP sur la climatisation des bus [RIA05], un deuxième mode d'alimentation est proposé : il consiste à alimenter les bouches de soufflage par une extrémité dont l'autre est fermée. Les bouches de soufflage sont constituées de gaine sur lesquelles des fentes sont réalisées. Ce mode d'alimentation est retenu pour la conception du nouveau procédé de soufflage.

5.2. Paramétrage du nouveau concept de balayage d'air

Ayant choisi la nature de la ventilation et les bouches de soufflage, et afin d'étudier la faisabilité du nouveau concept de soufflage, il reste à spécifier plusieurs caractéristiques telles que :

- le débit d'air soufflé
- la largeur de la fente de soufflage
- le diamètre de la gaine.

Une série de simulations aérauliques est effectuée sous Fluent afin de retrouver la combinaison des paramètres la plus appropriée aux performances de séchage attendues. En ce qui concerne la géométrie de la serre, pour des besoins de réduction du maillage et de temps de calcul, une surface de séchage de 2,5 m de longueur et de 4,6 m de largeur est simulée. La hauteur est également réduite à 2,5 m. L'éloignement entre les fentes de soufflage et la surface des boues est fixé à 20 cm.

5.2.1. Choix du débit d'air soufflé et de la largeur de fente

La vitesse à la surface des boues est directement liée à la vitesse de soufflage qui, à son tour dépend de deux paramètres : le débit soufflé et la géométrie de la fente de soufflage. Pour la première série de simulations, la géométrie de la gaine n'est pas traitée : la répartition du flux est supposée homogène sur toute la longueur des gaines de soufflage et d'aspiration. L'objectif de ces simulations est de retrouver le débit d'air nécessaire et la largeur de fente correspondante.

Les débits d'air testés correspondent aux trois débits étudiés sur le dispositif expérimental présenté aux sections 3.1 et 3.2. Ainsi, pour la surface de séchage simulée, les débits d'air sont de : 500, 1000 et 1500 m³/h. Est simulé également le débit d'air correspondant au taux de renouvellement d'air appliqué dans les serres de séchage conventionnelles, qui correspond à un débit de 750 m³/h pour les simulations. Cinq largeurs de fentes sont étudiées : 5, 10, 15, 20 et 25 mm. Les configurations simulées sous Fluent sont présentées au tableau 3.1.

Tableau 3. 1 Configurations aérauliques testées

| Configuration | Débit (m ³ /h) | Epaisseur fente (mm) | V _{soufflage} (m/s) |
|---------------|---------------------------|----------------------|------------------------------|
| 1 | 1500 | 10 | 8,7 |
| 2 | 2000 | 5 | 22,0 |
| 3 | 2000 | 10 | 11,6 |
| 4 | 2000 | 15 | 7,7 |
| 5 | 2000 | 20 | 5,8 |
| 6 | 2000 | 25 | 4,6 |
| 7 | 2500 | 10 | 14,5 |
| 8 | 2500 | 15 | 9,7 |

Choix du débit d'air

Afin d'étudier l'influence du débit d'air sur la distribution des vitesses superficielles, la largeur de fente est fixée à 10 mm. La figure 3.21 trace l'évolution des vitesses au fur et à mesure que l'écoulement balaie la largeur de la serre pour les quatre débits. L'évolution des vitesses superficielles est identique quel que soit le débit. Une première zone de turbulence est détectée à proximité de la fente de soufflage, l'effet Coanda étant responsable d'un tel comportement. Il s'ensuit une zone de vitesse décroissante jusqu'à atteindre la fente d'extraction. Les comparaisons des différentes courbes montre qu'une augmentation du débit d'air permet d'atteindre des vitesses superficielles plus élevées et par suite des capacités évaporatoires elles aussi plus élevées.

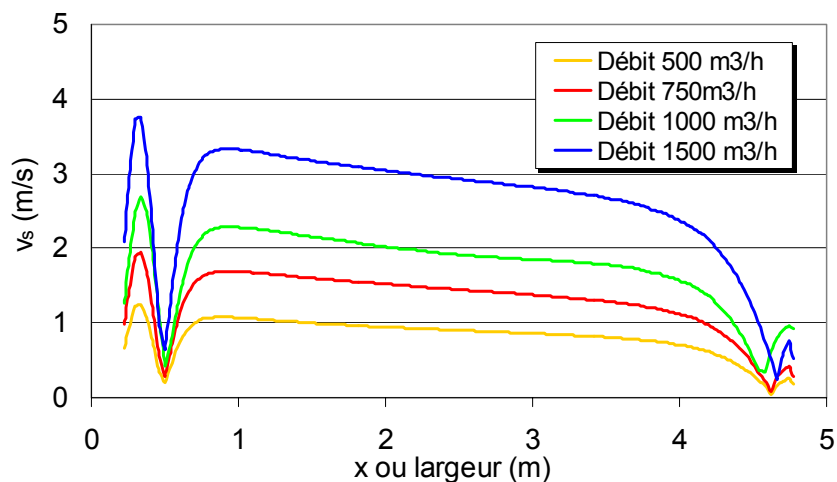


Figure 3. 21 Tracés de vitesse superficielle pour les quatre débits simulés

D'autre part, le tracé de vitesses obtenu pour un débit de 750 m³/h (débit retenu pour les serres conventionnelles) montre que la ventilation suivant la largeur assure l'adhérence du jet d'air à la surface, puisque les vitesses superficielles mesurées sont supérieures à 1 m/s sur toute la largeur de serre balayée. Ceci est en contradiction avec le balayage en longueur simulé à la section 3.5, où des vitesses quasi-nulles sont observées dans la deuxième moitié de la serre.

Choix de la largeur de fente

Pour un débit d'air donné, la largeur de la fente détermine la vitesse d'éjection d'air. Afin de souligner l'influence de ce paramètre, le débit est fixé à 1000 m³/h et les simulations sont

effectuées pour cinq largeurs différentes. Il est rappelé que ce débit a permis d'atteindre une capacité évaporatoire d'environ 8 kg/ j.m² pour une vitesse superficielle moyenne de 1,3 m/s (cf. figure 3.15). La longueur de la fente est prise égale à la longueur de serre simulée. La figure 3.22 présente les profils de vitesses obtenus.

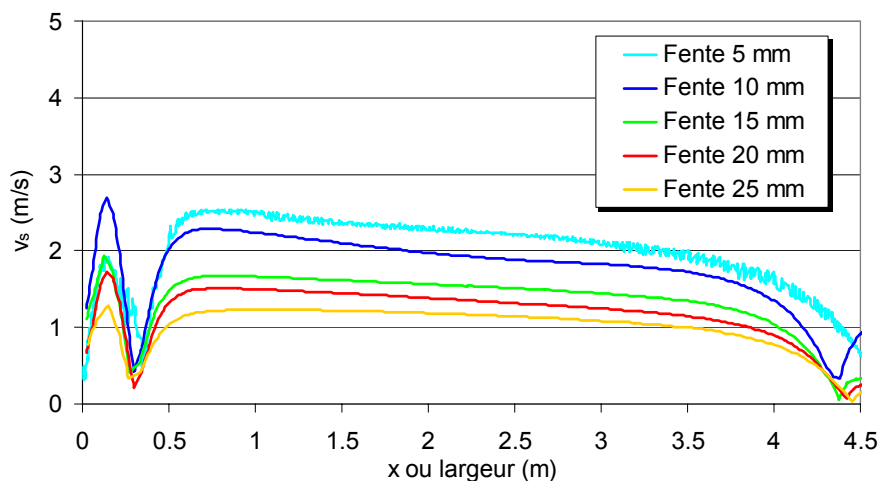


Figure 3. 22 Vitesses superficielles pour différentes épaisseurs de fentes

Pour un débit d'air donné, l'augmentation de la largeur de la fente entraîne une réduction de la vitesse de soufflage et par suite une diminution des vitesses en surface des boues. Cependant, la diminution de la largeur de la fente présente un inconvénient lié aux pertes de charges générées. Le flux d'air traversant une fente dépend de la différence de pression statique existant entre l'amont et l'aval de la fente. La relation liant la pression statique à la vitesse traversant la fente présente une allure quadratique et s'écrit sous la forme :

$$\Delta P_s = K v^\alpha \quad [3.21]$$

Une étude expérimentale effectuée antérieurement au CEP a permis de définir les deux constantes [RIA05]. Ainsi, pour une fente rectangulaire, l'expression de la perte de pression statique devient :

$$\Delta P_s = 0.51 v^2 \quad [3.22]$$

La figure 3.23 décrit l'évolution de la perte de pression en fonction de la largeur de fente simulée.

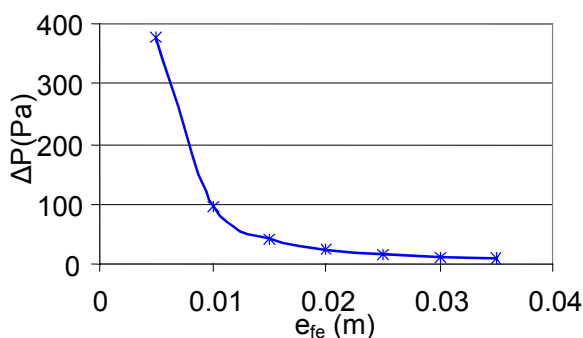


Figure 3. 23 Perte de pression en fonction de la largeur de la fente

La réduction de la largeur de la fente au-delà de 10 mm induit une perte de pression élevée qui nécessite une augmentation de la puissance du ventilateur de soufflage et par suite une consommation supplémentaire. La figure 3.22 montre que le gain en vitesses superficielles reste faible (0,25 m/s). Ainsi, une largeur de 10 mm présente un bon compromis entre les pertes de charges générées et les vitesses superficielles induites.

5.2.2. Choix du diamètre de la gaine

L'alimentation de la gaine de soufflage par une extrémité, dont l'autre est fermée, engendre une augmentation de la pression statique le long de l'axe de la gaine. Les vecteurs vitesses sortant de la fente du côté alimentation sont inclinés par rapport à la normale et se redressent au fur et à mesure qu'ils s'approchent de l'extrémité fermée (cf.figure 3.24).



Figure 3. 24 Profil de vitesses à la sortie d'une bouche de soufflage alimentée d'une seule extrémité

Comme la gaine de soufflage est alimentée par une seule extrémité, la pression dynamique est maximale à l'entrée et s'atténue au fur et à mesure que le flux s'approche de l'extrémité fermée. Une pression dynamique très élevée à l'entrée de la gaine produit un débit sortant qui tend à s'associer au flux principal à l'intérieur de la gaine. Ceci explique la déviation ou l'attachement du jet aux parois de la gaine à l'entrée. Dans le cas d'une distribution idéale homogène, les vecteurs vitesses sortent perpendiculaires au plan de la fente et le débit linéique est constant sur toute la longueur de la fente.

Dans le cas d'une conduite munie de fentes et alimentée par une seule extrémité, les variations de pression sont principalement dues aux pertes de charge provoquées par l'écoulement. Le flux sortant d'une fente est directement lié à la perte de pression statique entre l'amont et l'aval de cette fente. Ainsi, ce débit est de plus en plus homogène si la pression statique l'est aussi. Il est primordial d'assurer une distribution homogène de jets d'air aux fentes de soufflage et d'aspiration si une évaporation homogène à la surface des boues est souhaitée.

Glenn Schuyler a proposé une méthode simple permettant de déterminer le diamètre de la gaine assurant une distribution d'air quasi-homogène sur la fente. Les pertes de charge le long de la gaine ne doivent pas dépasser 10 % des pertes de charge sur la fente. Par conséquent, une distribution homogène avec moins de 5 % de variation de débit est obtenue [SCH00].

Les pertes de charge dans une gaine sont directement proportionnelles au carré de la vitesse et sont calculées par l'équation de Darcy-Weibach :

$$H_L = f \left(\frac{L}{d} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad [3.24]$$

Pour une longueur de gaine de 2,5 m, les tableaux 3.2 et 3.3 récapitulent les pertes de charge évaluées pour différents diamètres de gaine et pour différentes épaisseurs de fente respectivement pour un débit d'air de 1 000 m³/h.

Tableau 3. 2: Pertes de charge dans les gaines pour 1 000 m³/h

| Débit (m ³ /h) | Φ_{gaine} (mm) | $V_{\text{soufflage}}$ (m/s) | Re | f | ΔP_g (pa) |
|---------------------------|----------------------------|------------------------------|--------|---------|-------------------|
| 1000 | 100 | 35.4 | 240819 | 0.01492 | 286.1 |
| 1000 | 150 | 15.7 | 160546 | 0.01610 | 40.7 |
| 1000 | 200 | 8.8 | 120410 | 0.01701 | 10.2 |
| 1000 | 250 | 5.7 | 96328 | 0.01796 | 3.5 |
| 1000 | 300 | 3.9 | 80273 | 0.01880 | 1.5 |
| 1000 | 350 | 2.9 | 68806 | 0.01954 | 0.7 |
| 1000 | 400 | 2.2 | 60205 | 0.02020 | 0.4 |
| 1000 | 450 | 1.7 | 53515 | 0.02080 | 0.2 |

Tableau 3. 3 Pertes de charge sur la fente de soufflage

| Débit (m ³ /h) | e_{fe} (mm) | $V_{\text{soufflage}}$ (m/s) | ΔP_f (Pa) | 10% ΔP_f |
|---------------------------|---------------|------------------------------|-------------------|------------------|
| 1000 | 5 | 22.2 | 251.85 | 25.19 |
| 1000 | 10 | 11.1 | 62.96 | 6.30 |
| 1000 | 15 | 7.4 | 27.98 | 2.80 |
| 1000 | 20 | 5.6 | 15.74 | 1.57 |
| 1000 | 25 | 4.4 | 10.07 | 1.01 |
| 1000 | 30 | 3.7 | 7.00 | 0.70 |
| 1000 | 35 | 3.2 | 5.14 | 0.51 |

Ainsi, afin de répartir uniformément le flux d'air sur une fente de 2,5 m de longueur et de 10 mm de largeur, il est nécessaire de prévoir une gaine de diamètre minimum de 250 mm.

Pour une capacité évaporatoire requise, le changement de la longueur de gaine nécessite une ré-estimation des couples (Φ_g , e_{fe}). La figure 3.25 permet de choisir pour différentes longueurs de gaines, le couple (Φ_g , e_{fe}) assurant une répartition homogène de flux

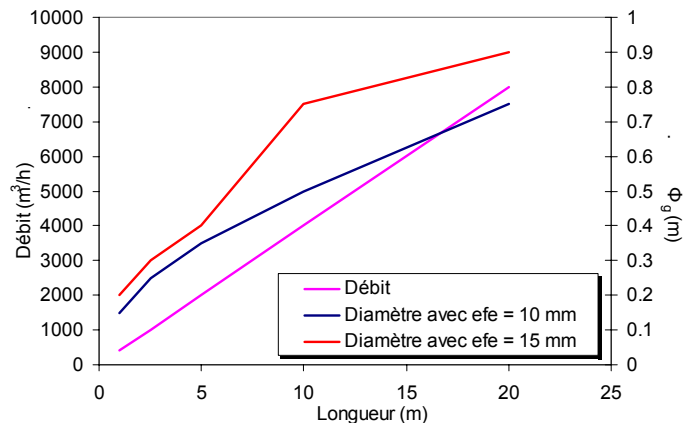


Figure 3. 25 Récapitulatifs de configuration aéraulique

5.2.3. Modélisation de la serre dotée du nouveau concept de balayage d'air

Des simulations sont réalisées avec le diamètre de la gaine et la largeur de fente correspondant à un débit d'air de 1 000 m³/h et une longueur de 2,5 m. En ce qui concerne les conditions aux limites adoptées, une vitesse constante uniforme est appliquée aux sections d'entrée et de sortie des gaines de soufflage et d'extraction d'air respectivement. Une condition de type "intérieur" est imposée aux fentes. Ce type de condition est utilisé pour des interfaces de fine épaisseur et assure la continuité de calcul lorsqu'un écoulement les traverse. Les conditions aux limites de type "paroi" sont utilisées pour limiter les volumes d'air, tel est le cas des parois de la serre et de la surface des boues. Les figures 3.26 et 3.27 illustrent le profil de vitesses superficielles et le suivi de particules d'air balayant la surface de boues.

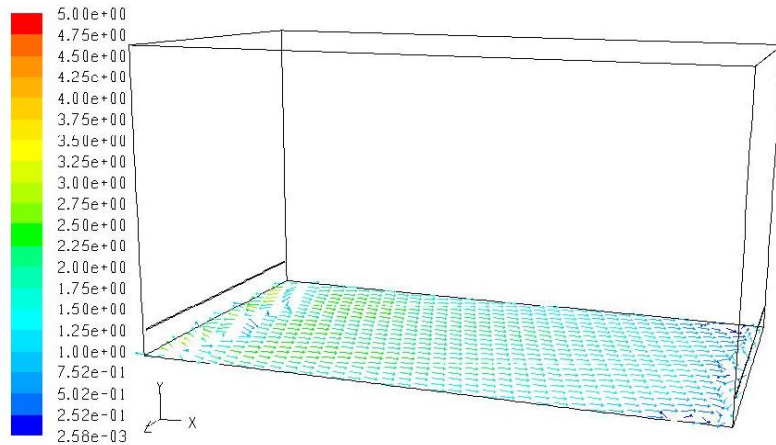


Figure 3. 26 Vecteurs de vitesses superficielles pour un débit de $1\ 000\text{m}^3/\text{h}$

Outre la zone de recirculation à proximité de la fente de soufflage, le profil des vitesses à la surface des boues présente une répartition quasi-homogène. De plus, la figure 3.27 montre une déviation du jet dès sa sortie des fentes pour s'accoler à la surface des boues comme résultat de l'effet Coanda et de l'attachement du jet à la surface des boues. Les simulations aérauliques montrent qu'avec une bonne adaptation des géométries de gaine et de fente au débit soufflé, le balayage suivant la largeur assure des conditions de convection quasi-homogène à la surface de séchage de la boue et permet d'atteindre des capacités évaporatoires supérieures à celles obtenues par un balayage conventionnel et sans engendrer des surcoûts importants (les coûts liés au gaine de soufflage et de reprise d'air ainsi que la réalisation des fentes).

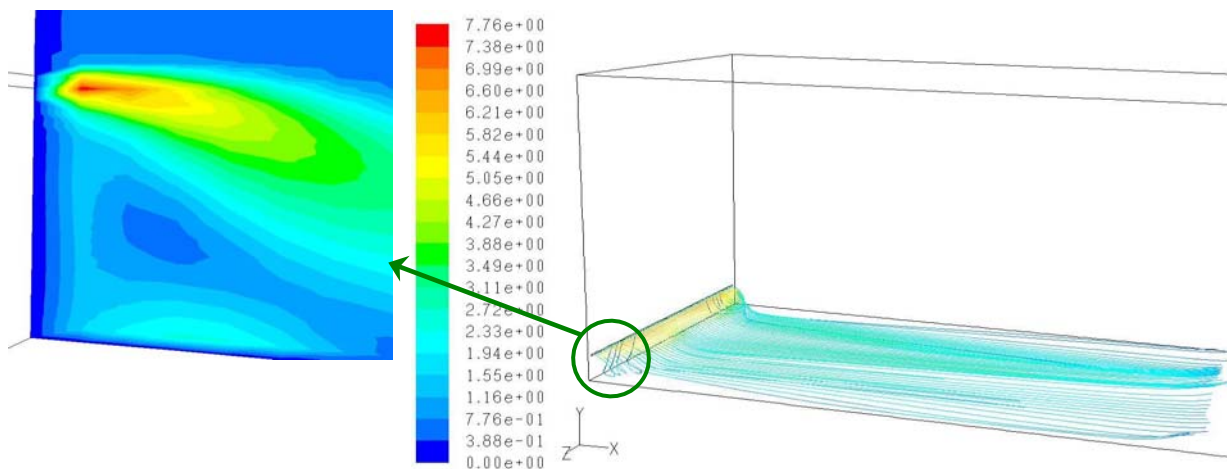


Figure 3. 27 Suivi de particules montrant l'effet Coanda et l'adhérence du jet à la surface

Des simulations aérauliques supplémentaires sont effectuées pour différents éloignements des fentes de la surface des boues. Les résultats montrent que quel que soit le niveau de remplissage de la serre en boues, en d'autres termes quel que soit l'éloignement de la fente de la surface des boues, la configuration aéraulique proposée assure un profil de vitesses superficielles homogène et des conditions de convection favorables au séchage.

5.3. Validation du concept de soufflage sur la serre expérimentale de Carnac

Des essais aérauliques sont réalisés sur la serre expérimentale de Carnac afin de valider le concept de balayage suivant la largeur. La serre de Carnac est une serre basse ayant une largeur de 6,4 m dont 4,6 m utiles au séchage et une longueur de 24 m dont 20 m utiles au

séchage. Le toit est formé d'une seule chapelle ayant une hauteur sous chéneau de 4 m et au sommet 5 m. Deux murets périphériques de 0,6 m de hauteur délimitent la zone de séchage de la serre. Les gaines de soufflage et de reprise sont posées sur ces murets.

Les gaines d'essais sont dimensionnées en fonction du débit nécessaire à une capacité évaporatoire de 6 kg/ j.m^2 . Comme le ventilateur de soufflage fournit un débit de $2\,000 \text{ m}^3/\text{h}$, pour un tronçon de gaine de 5 m de longueur, l'épaisseur de fente ainsi que le diamètre de la gaine sont évalués à partir des résultats exposés à la section 5.2. A une épaisseur de fente de 10 mm correspond un diamètre de gaine cylindrique de 350 mm. Les gaines sont réalisées avec des sections carrées de 32 cm d'arête.

Afin de simuler la surface des boues, une bâche en plastique est étendue sur la largeur de la serre, elle est maintenue rigide au moyen de blocs de béton et éloignée de 25 cm de la fente de soufflage. La figure 3.28 présente le dispositif expérimental et la bâche mise en place.



Figure 3. 28 Effet Coanda et déviation du jet principal pour rejoindre la bâche

Afin de visualiser l'écoulement à la sortie des fentes de soufflage et à la surface des boues, et de valider la modélisation réalisée sur Fluent, des cartouches fumigènes sont utilisées et la fumée est injectée dans l'air aspiré à l'amont du ventilateur de soufflage .

Les simulations aérauliques ainsi que les calculs de pertes de pression sur la gaine de soufflage ont montré que pour un profil de vitesse homogène imposée à la section d'entrée de la gaine, le flux sortant des fentes de soufflage est réparti uniformément sur la longueur de la gaine. Cependant, la première série d'essais a montré une déviation du jet sur une longueur de l'ordre de 2 m de la gaine. Le changement de section brutal que subit le flux ainsi que la présence d'un coude près de l'entrée de la gaine engendrent une distribution de vitesse non uniforme à la section d'entrée, ce qui provoque la déviation du flux principal.

Pour la poursuite des essais, une longueur de 2,5 m de la fente est bouchée afin de permettre au jet d'air de s'homogénéiser et de retrouver une distribution uniforme sur toute la section de passage. Les résultats présentés par la suite correspondent alors à une longueur de gaine et de fente de 2,5 m, pour un débit d'air soufflé de $2\,000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Le profil du flux d'air à la sortie de la fente de soufflage est décrit à la figure 3.29. A la sortie de la fente, le jet subit une déviation vers le bas pour se coller à la surface de la bâche comme résultats des effets Coanda et l'adhérence du jet à la surface.



Figure 3. 29 Effet Coanda et déviation du jet principal pour rejoindre la bâche

Les vitesses d'air sortant de la fente de soufflage sont mesurées par un anémomètre à fil chaud normalement aux fentes de soufflage. Une valeur moyenne de 20 m/s est enregistrée.

La figure 3.30 décrit le profil d'écoulement sur la bâche. Le flux d'air sortant redressé de la fente de soufflage, colle à la surface de la bâche jusqu'à ce qu'il rejoigne la fente d'extraction.



Figure 3. 30 Profil d'écoulement à la surface de la bâche

Des mesures de vitesse sont également effectuées à la surface de la bâche. Un récapitulatif des vitesses mesurées en différents points de la bâche est présenté au tableau 3.4 où L, l'abscisse du point de mesure, représente sa position par rapport à la section d'entrée de la gaine, et x, l'ordonnée, représente la position du point sur la largeur de la serre ou la distance de la gaine de soufflage.

Tableau 3. 4 Récapitulatif des vitesses superficielles mesurées

| $x(m)$ \ $L(m)$ | 0,2 | 1,2 | 2,2 |
|-----------------|------|------|------|
| 1 | 2,25 | 2,27 | 1,6 |
| 2 | 3,4 | 2,9 | 2,54 |
| 3 | 3,2 | 3,5 | 3 |

Ces mesures ne sont pas très précises puisqu'il était difficile de maîtriser la position de l'anémomètre et de s'assurer qu'il est normal au sens de l'écoulement d'air. Cependant, elles permettent d'avoir un ordre de grandeur des vitesses atteintes, de vérifier la distribution de vitesse quasi-homogène en surface ainsi que l'attachement du jet à la surface de la bâche pour un soufflage par fente pour ces dimensions de serre.

6. Conclusions

L'identification des conductances de transferts de chaleur et de masse entre les boues et l'air est une étape indispensable à la représentation du séchage convectif des boues de station d'épuration au cours d'un cycle de séchage combiné par énergie solaire et pompe à chaleur.

Le changement de la texture des boues au cours d'un cycle de séchage et l'évolution de l'état de surface conséquente ne permettent pas l'application des corrélations de convection établies pour le cas des surfaces planes. La première partie de ce chapitre cherche à identifier les conductances de transfert et analyse leur évolution par une démarche expérimentale. Les essais montrent que, pour un débit de ventilation donné, les transferts sensibles sont intensifiés au fur et à mesure que la siccité augmente, au moment où la conductance de transfert massique conserve une valeur constante tant que la siccité critique n'est pas atteinte. Au-delà de cette siccité, une décroissance de la conductance latente est observée.

Les essais réalisés à différents débits de ventilation mettent en évidence l'effet de la vitesse superficielle sur les performances du séchage étudié. L'augmentation du débit d'air soufflé et des vitesses superficielles engendrent un accroissement important de la quantité d'eau évaporée et par conséquent, une amélioration des performances du procédé de séchage étudié. Les résultats soulignent l'importance de la maîtrise des conditions aérauliques dans une serre et plus précisément à proximité de l'interface de séchage.

La théorie de la couche limite reliant les conductances de transferts sensible et latent au moyen de la fonction de Lewis n'est valable qu'au début de séchage. Cependant, au fur et à mesure que la siccité des boues augmente, les conditions de saturation à l'interface de séchage air-boues ne sont plus vérifiées. L'écart entre cette théorie et la réalité des expériences est d'autant plus important que la siccité est élevée. Une corrélation donnant l'évolution de la fonction de Lewis en fonction de la siccité des boues est établie. Il est désormais possible de modéliser les échanges convectifs à l'interface boues-air intervenant au cours du séchage combiné des boues.

En s'appuyant sur ces résultats, la deuxième partie de ce chapitre est consacrée à l'étude des conditions aérauliques existant dans des serres de séchage conventionnelles. Les résultats des simulations montrent une limitation des performances de séchage liée aux niveaux de vitesses superficielles induites. Le balayage d'air suivant la largeur de la serre est proposé comme moyen pour maîtriser les conditions de vitesse à la surface des boues. Un nouveau système de soufflage et de reprise d'air par fentes linéaires est simulé. Les résultats montrent que les vitesses superficielles résultantes induisent une amélioration des capacités évaporatoires sans coût additionnel. Une campagne d'essais menée sur une installation expérimentale confirme la validité de la nouvelle configuration aéraulique proposée.

CHAPITRE 4

Modélisation du séchage combiné des boues de stations d'épuration par énergie solaire et pompe à chaleur

Une modélisation du procédé de séchage combiné par énergie solaire et pompe à chaleur est développée afin d'évaluer ses performances. L'exploitation du modèle permet de définir la combinaison de consignes de température de pompes à chaleur induisant les consommations énergétiques minimales pour un cycle de séchage annuel. L'étude effectuée sur différentes épaisseurs de boues montre qu'une réduction de l'épaisseur entraîne une amélioration des performances du séchage.

1. Résumé de l'article proposé à "International Journal of Refrigeration"

L'état des lieux du séchage solaire des boues ainsi que le modèle développé au chapitre 1 mettent en relief ses limites. De par sa dépendance des conditions climatiques et d'ensoleillement, le séchage solaire présente des performances inégales sur l'année. Afin de remédier à cette situation et amener une solution technique pour les stations d'épuration de petite et moyenne tailles pour le séchage de leurs boues, le couplage de pompes à chaleur à une serre solaire est proposé comme une solution assurant l'appoint d'énergie nécessaire pour l'amélioration des conditions d'évaporation de l'eau contenue dans les boues.

Cette énergie supplémentaire peut être fournie aux boues en appliquant un chauffage conductif via une dalle chauffante et un chauffage préalable de l'air de balayage avant son introduction dans la serre. Le chapitre 2 a été consacré à la compréhension des transferts de chaleur et de masse rencontrés au cours du séchage conductif des boues. Les résultats expérimentaux ont permis d'établir des lois de comportement en fonction de la siccité des boues et de la fréquence de retournement.

Par ailleurs, le séchage convectif des boues induit des modifications de l'état de leur surface et de la surface effective d'échange massique, investiguées au chapitre 3. Les résultats de l'étude expérimentale réalisée permettent d'établir des corrélations entre les coefficients d'échange d'une part, et la siccité des boues et les conditions de ventilation d'autre part.

A partir de ces résultats, un modèle complet du système de séchage combiné est développé. Il permet de simuler heure par heure le fonctionnement de ce procédé de séchage et d'évaluer ses performances. La première partie de ce chapitre, exposée sous forme d'article, est consacrée à la présentation de ce modèle. Un module est dédié à la modélisation de chacun des trois principaux composants du système : les boues, la serre solaire et les pompes à chaleur.

Le modèle suppose les boues composées de cinq couches échangeant chaleur et masse entre elles. Ces échanges sont décrits par des équations de transfert de chaleur et de masse basées sur les résultats des corrélations établies au chapitre 2. Les échanges à la couche superficielle sont également modélisés au moyen des corrélations établies au chapitre 3, la couche du fond échange par conduction avec l'eau en circulation dans la dalle chauffante.

Un modèle mono-dimensionnel des parois de serre est retenu admettant comme conditions aux limites les échanges convectifs avec l'air ambiant du côté de la paroi externe, et avec l'air sous la serre du côté de la paroi interne. Par ailleurs, les parois de la serre sont modélisées comme des plaques planes de dimensions identiques à celles de la surface de séchage pour obtenir une écriture simple des échanges radiatifs.

En ce qui concerne la modélisation des PAC, un modèle simple de pompe à chaleur eau/eau régulée par détente sèche est retenu. L'inertie thermique des circuits hydrauliques aux condenseurs permet de négliger le comportement transitoire des PAC. Les composants du cycle de compression de vapeur sont modélisés individuellement. Les compresseurs sont représentés par des équations polynomiales du débit de fluide frigorigène et de la puissance électrique consommée, établies en fonction des températures de condensation et d'évaporation. Les échangeurs sont modélisés par des coefficients d'échange globaux. Les modules décrivant les pompes à chaleur sont couplés au module calculant la serre via les températures d'air soufflé et extrait pour la PAC de chauffage d'air, et la température de la dalle pour la PAC responsable du chauffage conductif.

La deuxième partie de l'article présente les résultats de simulations effectuées sur une serre de séchage pour les conditions météorologiques de la région de Nice. L'analyse des données météorologiques horaires suggère la décomposition du cycle de séchage en quatre saisons de chauffage caractérisées par des températures de consigne. Pour une combinaison de consignes testées, les calculs permettent d'évaluer les performances de séchage en terme de quantité d'eau évaporée ou en terme de consommation énergétique induite.

En partant des consignes de températures les plus faibles, différentes régulations sont étudiées en augmentant successivement le niveau de température de condensation de la PAC. Afin de choisir la logique de régulation optimale, la notion de consommations énergétiques "marginales" est introduite. Cette consommation est définie comme étant l'énergie supplémentaire nécessaire pour augmenter la capacité évaporatoire de la serre d'une unité ou d'un kilogramme d'eau par jour et par m² par rapport au séchage solaire considéré comme référence. Le choix de la logique de régulation est basé sur une minimisation de ces consommations énergétiques marginales induites. La régulation retenue correspond à la température d'eau testée la plus faible dans la PAC de chauffage d'air (35 °C), et la plus élevée pour le circuit hydraulique de dalle chauffante (60 °C). De par sa définition, ce critère de régulation ne vise pas de capacité évaporatoire cible, mais permet de maximiser la capacité de séchage pour les conditions climatiques tout en minimisant les consommations énergétiques induites.

Dans la deuxième partie de ce chapitre, l'influence des conditions météorologiques sur le choix des températures de consigne est examinée pour des conditions climatiques particulières. Les résultats de ces investigations permettent de conclure sur le degré d'affinement requis pour la définition d'une logique de régulation qui évite les surconsommations inutiles en cas de périodes chaudes ou sur le manque de puissance de chauffage pour des climats froids. Finalement, l'exploitation du modèle permet d'étudier l'effet de l'épaisseur des boues et d'évaluer l'impact de la réduction d'épaisseur sur les performances de séchage combiné.

Ces différentes fonctions remplies par le modèle lui confèrent le rôle d'outil de conception et d'évaluation du procédé de séchage combiné par énergie solaire et pompes à chaleur.

Modelling of solar and heat pump sludge drying system

Article à paraître dans International Journal of refrigeration

Par les auteurs : Slim R. Zoughaib A., Clodic D.

ABSTRACT

A steady state model has been developed to evaluate the performance of a greenhouse sludge drying system assisted by a heat pump called "Solar & Heat Pump Sludge Drying System (S&HPSDS). The model is derived entirely from the conservation laws of mass, energy, momentum and equations of state as well as correlations of heat transfer. Weather data are incorporated in order to evaluate the seasonal performance of the system.

The model can be used for many different purposes, this paper focuses on the evaluation of the heating temperature leading to an annual thermo-economic optimum. In term of energy consumption.

2. Sludge solar drying

Wastewater urban sludge treatment is an environmentally sensitive problem in terms of both energy and pollutants. Regulations concerning sludge agricultural spreading and thermal oxidation processes are becoming more and more restrictive due to hygiene and disease reasons as well as economical constraints. The fate of urban wastewater sludge will continue to be an ongoing challenge as long as quantities are increasing. From 2004 till 2005, the sludge production increased in France from 580 000 to 1 300 000-Ton dry matter (tDM). Besides anaerobic stabilization and mechanical dewatering, urban sludge drying is often an essential step to facilitate later management such as valorization or storage, since it reduces the amount of end material to a minimum, while eliminating most odor and pathogen problems. This stage of treatment in general involves an important energy consumption due to heat needed to evaporate water and dry sludge.

With scarce exceptions, drying technologies present on the market were not developed specifically for the sludge drying but were initially used in other industrial sectors, primarily in the food industry. Thermal drying was first adopted as a solution. However, conventional thermal drying systems are technically complex requiring appreciable treatment costs while imposing important initial investments. This solution is thus adequate for wastewater treatment plans (WWTP) of important size (higher than 100.000 EH) but leaves the small and averaged size WWTP without any economically acceptable solution [HOU05].

A couple of years ago, a partial solution has been brought by the greenhouse drying process which uses solar energy and allows reaching approximately 70% dry solid content (DSC) without any thermal energy contribution, but requires important surfaces (~700m² for a sludge production of 200 T/year DM corresponding to WWTP of 10000 EH). This drying process is widely used in Germany and Australia and is known as the Thermo System Process and in France known by different names Héliocycle, Héliantis [HOR05] [BER02]. The greenhouse drying consists of spreading out sludge over the greenhouse ground and ventilating the greenhouse in order to evacuate the water vapor resulting from sludge drying. The sludge is frequently mixed for reasons of hygienisation and aeration. In spite of its ecological image and low running costs, the market of greenhouse drying is currently limited to WWTP of small size (<20,000 EH). The initial investment remains significant (about 350 to 500 €/m²) partly because of the civil engineering costs and also because of the auxiliary elements (sludge mixing tool and fans...).

Preliminary numerical model of conventional greenhouse drying was developed to investigate the climatic conditions influence on greenhouse drying . The model is based on heat and mass balance equations solved simultaneously. The model accounts for convective heat transfer between sludge and the air movements inside the greenhouse, as well as convection on the two sides of the greenhouse walls. The share of solar flux transmitted through greenhouse walls is also modeled as well as the conductive heat exchange between the sludge and the greenhouse floor. Simulations were carried out over a year covering a whole greenhouse drying cycle, and the quantity of sludge to be dried corresponds to the WWTP annual production. Weather data of many French cities are used; in this paper the French city "Nice" is presented. Figure 4.1 illustrates the greenhouse drying performances evaluated in terms of mass of water evaporated per unit area and per day.

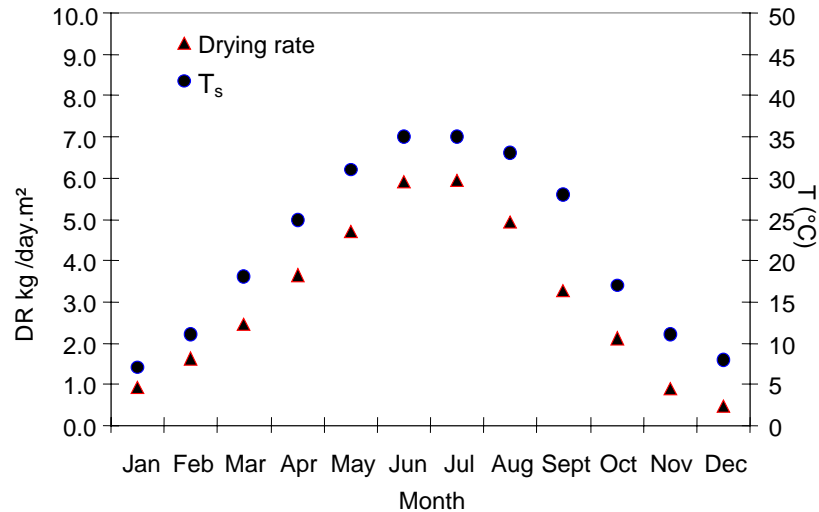


Figure 4. 1 Greenhouse drying performances measured in kg wat.vap/day.m²

The greenhouse drying depends greatly on weather conditions which leads to unequal performances throughout a year (e.g. in cold periods, a drying rate of 0.5 kg_{wat vap}/day.m² is calculated while in summer period it reaches ~5.5 kg_{wat vap}/day.m²). The average surface temperature of the sludge is presented on a monthly basis in figure 1 which shows that there is a direct relationship between the sludge surface temperature and the drying rate. Hence, to fill in the solar energy for the cold and wet periods, a supplement of energy is needed to reach nearly identical drying performances over a year and to make the greenhouse more compact.

In order to provide the energy supplement, a new drying process is proposed: greenhouse drying assisted by a heat pump. This hybrid system combines two energy sources: solar energy and the energy supplied by a heat pump. The heat pump advantage is to offer equal performances all over the year compatible with the needs of WWTP of small and medium size (from 5,000 to approximately 50,000 EH) while limiting energy costs referred to the ton of wet sludge. From figure 4.1, it can be seen that an even drying rate over the year means a goal of reaching at least a drying rate of 5.5 kg_{wat vap}/day.m².

3. Concept of Solar and HP sludge Drying System (S&HPSDS)

In a greenhouse dryer, wet sludge is uniformly spread over a concrete floor under a greenhouse transparent cover. The sludge is intermittently mixed by means of an autonomous mixing engine, while the air under the cover is circulated laterally by electric fans. The purpose of adding a heat pump is to boost the sludge drying especially in the period of non favorable climatic conditions. This can be achieved by heating the surrounding ambient air and hence improving evaporation conditions in process 1, and by heating the floor and thus enhancing the diffusive moisture transport from sludge inside to their surface in process 2. Therefore, the heat pump condenser transfers its heat to two secondary exchangers using Heat Transfer fluids (HTF). The first secondary heat exchanger heats a water circuit integrated in the greenhouse floor, and the second one heats the air before entering the greenhouse. A schematic diagram of a sludge greenhouse dryer assisted by a heat pump is shown on figure 4.2.

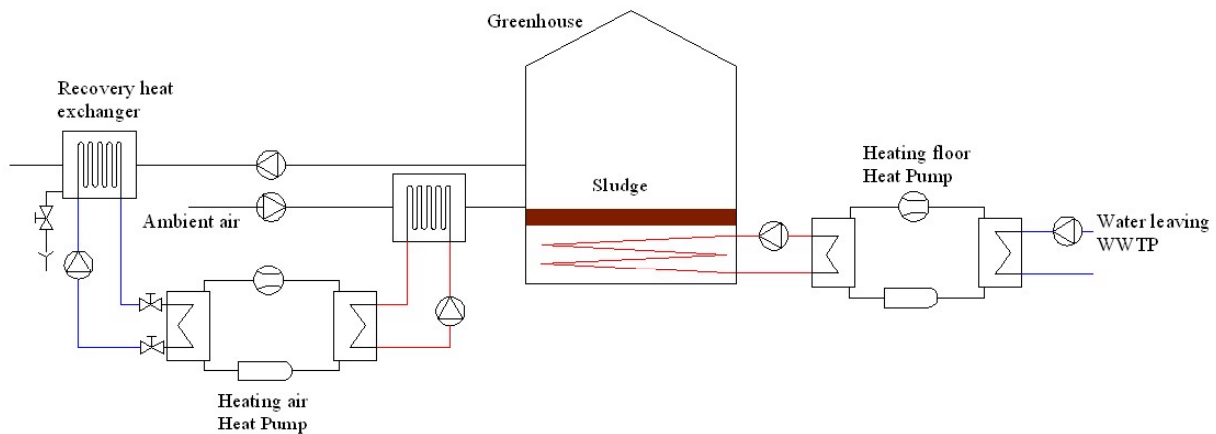


Figure 4. 2 Schematic diagram of the S& HPSDS

Heat pumps are widely used for space heating. Relatively few heat pumps are currently installed in industries. However, as environmental and energy regulations become stricter, industrial heat pumps can become an important technology to reduce emissions and improve efficiency. The heat pumps currently studied are based on a vapor compression cycle. The major heat source parameters to take into account are: annual air, water and ground temperature variations, investment cost and availability.

Since the greenhouses used for sludge drying are most of the time located near a WWTP, the treated sewage water, coming out of WWTP, can be used as one heat source. Compared with other renewable energy sources, this water is characterized by a relatively high and constant temperature throughout the year ($\sim 12^{\circ}\text{C}$ even in winter). On the other hand, exhaust (ventilation) air is a typical heat source for heat pumps in residential and commercial buildings. This concept can be applied for the dryer: the second heat pump recovers heat from the hot and wet air leaving the greenhouse, and provides heat at the heat pump evaporator (refer to Figure 4.2).

3.1. Description of the field installed Solar Heat Pump Sludge Drying (SHPSD) prototype

This study is based upon the actual design of a prototype of a SHPSDS installed in the west of France (Atlantic weather). The drying system is composed of 3 major parts: the greenhouse, the sludge mixing engine and the heat pumps with corresponding heat sources and sinks.

3.1.1. The greenhouse design

The SHPSD prototype consists of a hall of 4.6m width and 20m length covered completely by a transparent shell, resistant to snow, hail and wind to prevent any unwanted heat loss with external air by reducing conductive heat transfer and air infiltration. The roof has a height of 4 m under gutter and 5 m at the top. Inside in the middle of the greenhouse two walls of 0.45m height delineate the greenhouse drying zone. The ventilation ducts are fixed on these walls to make a lateral sweeping of the greenhouse (perpendicular to the engine displacement direction): the air is blown from one side and sucked from the other one in order to insure a controlled velocity at the surface of the sludge. The greenhouse floor is made of three layers: the deepest layer is composed of polystyrene panels to reduce the heat losses towards the ground, the second layer consists of a network of polyethylene tubes fixed to the polystyrene panels by means of studs. The tubes are installed in order to ensure a uniform flux distribution all over the greenhouse floor. The last layer is made of concrete whose thickness

and composition are chosen to handle the various thermal and mechanical stresses: the concrete must tolerate a temperature of 50°C to 60°C on its surface and approximately a ton/m² of wet sludge. The concrete thickness of the prototype is of 10 cm.

3.1.2. The mixing engine

The sludge is frequently (every 12 hours) mixed to avoid crusting which limits water evaporation. An automated sludge mixing engine progressively turns upside down the sludge and moves it along the floor. The mixing engine is a rotating cylinder fitted with segmented, comb like teeth. As the engine travels the length of the greenhouse, the cylinder rotates, turning the sludge over and moving it a distance of approximately 20 cm with every pass. As the sludge progresses through the drying hall, the dry solid content (DSC) increases whereas the water content decreases. The sludge loading is performed automatically by means of screw pumps: the sludge is pumped from the WWTP into the greenhouse and distributed uniformly over the surface by the mixing engine.

3.1.3. Heat Pumps

Air and floor are heated separately using two heat pumps having the same heating capacity and components: a hermetic scroll compressor, a plate condenser, a thermostatic expansion valve and a plate evaporator. The refrigerant blend used is R-407C. Both heat pumps are designed with indirect systems to avoid leak risk due to aggressive environment, large refrigerant charge (in particular for the floor circuit) and oil return issues from the evaporator to the compressor, [BER02]. On the heat source side, a pipe circulating system with MEG (Mono-ethylene-glycol 32% ethanol, freezing point -15°C) is installed to transport heat from the recovery heat exchangers to the heat pump evaporators.

3.2. Mathematical models and assumptions

The mathematical model represents the main features of the SHPSD prototype and of the physical processes occurring in it. The installed prototype is made of several components described individually, then implemented in the model. A computer code has been developed to simulate the SHPSD system throughout an annual drying cycle. The model consists of three subroutines connected together by means of energy transfer rates. A first subroutine, the main one, calculates the heat and mass transfers occurring within the greenhouse components (air, sludge, roof and floor), while the other two subroutines are dedicated to the calculation of each heat pump.

3.2.1. Greenhouse and sludge modeling

Assumptions:

The greenhouse model is developed in order to take into account all transfer phenomena between the greenhouse components and their surroundings. The simulations are carried out on an hourly basis which allows the analysis of the drying cycle evolution under variable climatic conditions. The greenhouse components are: the roof, the floor, air inside the greenhouse and the sludge. The phenomena considered are stated thereafter:

- The solar flux is divided into three parts: one transmitted through the greenhouse roof, one absorbed in the roof material and the third is reflected out of the greenhouse.
- The greenhouse roof is modeled as a 1D element where heat is transferred by conduction.
- The convective heat transfer between the sludge and the air sweeping the greenhouse.
- The convective heat transfer between the greenhouse roof and the air inside the greenhouse
- The convective heat transfer between the ambient air and the greenhouse roof.

- The radiative heat exchange between the sludge and the greenhouse roof taken into account by assuming them parallel to the sludge.
- The conductive heat transfer between the sludge bottom and the greenhouse floor, the conduction and the thermal inertia of sludge.
- the water evaporation at the sludge surface, and the water evaporation within the sludge .

The sludge loading is a function of the WWTP production. A weekly sludge production means a weekly greenhouse loading. To model the sludge gradual loading and advance in the greenhouse, the length of the floor area is divided into ten sections. The filling of a section begins when the sludge thickness on the preceding one reaches 20 cm. The greenhouse is hence divided into ten sections, each of them is composed of air, sludge and greenhouse roof. The sludge conditions on a succeeding section are taken initially identical to the preceding section conditions. Moreover, the conditions of air leaving a section are assigned to the air entering the following one.

The subroutine resolves the set of equations presented thereafter for each greenhouse zone, starting with the equation of water evaporation on the sludge surface (equation[4.1]).

$$\frac{\dot{m}_a}{l} \cdot \frac{dw_a}{dx} = k_m \delta (w_s - w_a) \quad [4.1]$$

The first law of thermodynamics applied to air sweeping the greenhouse is given in equation [4.2]

$$\frac{\dot{m}_a}{l} \cdot \frac{dh_a}{dx} = k_m \delta L_v (w_s - w_a) + h_c \delta (T_s - T_a) + h_{int} (T_r - T_a) \quad [4.2]$$

In order to take into account the heat losses across the roof, a one dimension conduction model is used. The radiative and convective heat transfers on both sides of the roof are taken as boundary conditions. Equation [4.3] establishes the energy balance over the greenhouse roof external side:

$$h_{ext} (T_{amb} - T_{r(0)}) + \varepsilon_r \sigma (T_{amb}^4 - T_{r(0)}^4) = \frac{k_r}{e_r} (T_{r(e)} - T_{r(0)}) + \frac{F_{sol} \alpha_r (1 - \rho_r)}{2} \quad [4.3]$$

Similarly to the external side, the energy balance over the greenhouse internal side is written in equation 4:

$$h_{int} (T_{r(e)} - T_a) + \varepsilon_r \sigma (T_{r(e)}^4 - T_s^4) = \frac{F_{sol} \alpha_r (1 - \rho_r)}{2} - \frac{k_r}{e_r} (T_{r(e)} - T_{r(0)}) \quad [4.4]$$

To allow an accurate modeling of the diffusive and conductive transfers occurring within sludge, the sludge bed is divided into five layers of equal thickness.

The vapor transport within the sludge is considered to be exclusively diffusive and can be described using Fick's law. Assuming a thermodynamic equilibrium between sludge phases, the energy conservation equation is written for each of the five layers with corresponding boundary conditions. For the surface layer, the boundary conditions are illustrated in figure 4.3 and the energy balance is expressed in equation [4.5].

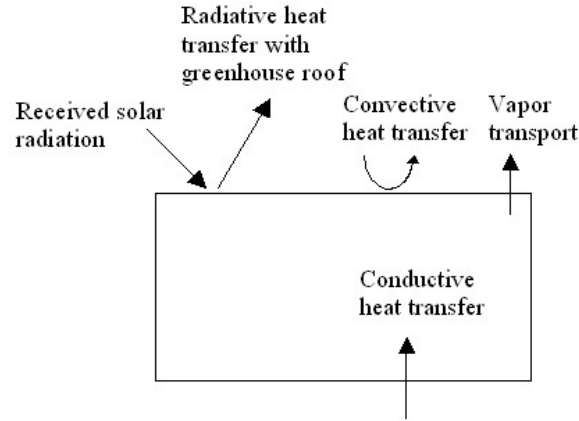


Figure 4. 3 Boundary conditions for sludge surface layer

The upper layer exchanges by convection with air inside the greenhouse and by conduction with the lower layer, it receives also the transmitted share of solar radiation, in addition to the heat needed to transport the vapor flux from the layer to external drying air. Radiative heat transfer with the greenhouse is also accounted as written in equation [4.5]:

$$F_{sol}(1-\alpha_r)(1-\rho_r) - \frac{k_s}{e_s}(T_1 - T_2) + h_c(T_1 - T_a) + \varepsilon_{sr}\sigma(T_r^4 - T_1^4) - L_v \frac{\dot{m}_a}{S_{fs}}(w_{a,out} - w_{a,in}) = \rho_s C_{ps} \frac{e_s}{2} \frac{\partial T_1}{\partial t} \quad [4.5]$$

For the intermediate layers, the boundary conditions are simpler since the layer is exchanging heat by conduction with surrounding layers in addition to the latent heat corresponding to the internal vapor diffusion as expressed in equation [4.6].

$$-\frac{2k_s}{e_s}T_i + \frac{k_s}{e_s}(T_{i-1} + T_{i+1}) - L_v(\dot{m}_{v,i \rightarrow i-1} - \dot{m}_{v,i+1 \rightarrow i}) = \rho_s C_{ps} e_s \frac{\partial T_i}{\partial t} \quad [4.6]$$

Where the subscript i denotes the layer for which the energy balance is established. Hence incrementing i would lead to the upper layer. The energy balance for the lowest layer, in contact with the greenhouse floor, is written in equation [4.7]

$$\frac{k_s}{e_s}(T_5 - T_6) - \frac{k_f}{e_f}(T_6 - T_f) - L_v \dot{m}_{v,6 \rightarrow 5} = \left(\rho_s C_{ps} \frac{e_s}{2} + \rho_f C_{pf} \frac{e_f}{2} \right) \frac{\partial T_6}{\partial t} \quad [4.7]$$

For the vapor transport within the sludge, the authors have studied in previous works the conductive drying and presented a method to evaluate water vapor diffusivity within urban sludge [SLI07], based on the analytical solution of a fickian diffusive model as stated in equation 4.8:

$$\dot{m}_v = -D \cdot \nabla C \quad [4.8]$$

An impedance factor f is introduced depending mainly on the mixing frequency and sludge DSC. Taking vapor as an ideal gas, the concentration gradient can be replaced by a partial pressure gradient. Due to sludge high water content, it is assumed that air filled pores are in saturating conditions, hence the vapor partial pressure P_v is replaced by vapor pressure P_{vsat} at saturation, calculated using the psychrometric formulas of Hyland and Wexler at a given sludge temperature [HYL83]. The vapor transport expression, in a porous medium, for a given layer becomes:

$$\dot{m}_{v,i \rightarrow i-1} = -D f \rho_a \frac{\Delta P_{vsat}}{e_s P_{atm}} \quad [4.9]$$

The sludge mixing is represented as a homogenization of sludge temperature over these five layers.

The subroutines of the greenhouse and sludge models take as input data initial temperatures of greenhouse components and material properties (roof, floor, sludge layers,...), the greenhouse loading scheme including the amount of sludge to be dried, a geometrical description of the greenhouse and air flow rates. The simulations use the climatic conditions : ambient temperature, relative humidity and global solar radiation as input data on a hourly basis.

The air inlet temperature and the floor temperature are also introduced as input data to the greenhouse model. If the heat pumps are not under operation, the air inlet temperature corresponds to ambient temperature and the floor temperature is taken equal to a constant value corresponding to the ground temperature. When the heat pumps are working, the air inlet temperature and floor temperature depend on the heat delivered by the heat pumps and are the results of the heat pump subroutine. The three subroutines are connected in a program in order to ensure the solving of all of the equations.

The set of equations [4.1] to [4.9] are solved simultaneously for each of the ten zones following the steps summarized below:

- Solve equation [4.1], the absolute humidity of air exiting a zone is determined. However, when dealing with humid air, two properties of humid air must be known in order to determine the others. Knowing the outlet air enthalpy and temperature, the other properties are deduced from Hyland and Wexler psychrometric routines
- Solving equation [4.3] results in determining the roof external temperature. The energy balance over the roof internal side is solved using equation [4.4] and roof internal temperature is determined.
- When the roof temperatures are defined, the energy balance over the air volume occupying a greenhouse zone can be solved based on equation [4.2], and the air outlet enthalpy is found.
- Consequently, the energy balance over the sludge highest layer is solved and a layer temperature is calculated by solving equation [4.5]. Afterwards, energy balances over lower layers are solved and layer temperatures calculated (equations [4.6] and [4.7]).

3.2.2. Heat pumps modeling

The simulation of a vapor compression cycle has been the subject of many studies during the past years, and therefore many models of different complexity are available in literature. In their work on simulation of refrigeration systems, Cleland et al. showed that for many applications, even those involving operations under variable load conditions, very simple mathematical models based on thermal analysis and ignoring hydrodynamic aspects of the refrigeration system performance, could in fact give accurate predictions [CLE89]. This assumption was later tested by Darrow et al. for a simple water chill refrigeration plant operated under variable load conditions. In the situation investigated the presence of a large water tank controlled the system transient behavior [DAR91].

Stefanuk et al. proposed a steady state simulation model of a water-to-water vapor compression cycle heat pump operating under superheat control. The model required eight parameters, which were identified on the basis on manufacturers catalogs or experimental data. A trial and error method was used to select the optimal parameters. The authors stated

that the model could be extended to air-to-air heat pumps by incorporating weather data into the model [STE92].

Jin H. et al. presented a steady state simulation model for a water-to-water reciprocating vapor compression heat pump. The model included several unspecified parameters that were estimated from catalog data using a multi-variable optimization procedure [JIN02].

Kim et al. developed a dynamic model of water heater system driven by a heat pump to investigate the thermal effect of the system composed of a heat pump and a water circulation loop. Dynamic performances were evaluated as the hot water changes for various sizes of the hot water tank [DOM02].

A simple model of a water-to-water heat pump operating under superheat control is presented in this paper. The heat pumps model is in many respects similar to the model developed by Kim et Al. except that the presence of a large water tank on the condenser side allows to ignore the transient behavior of the heat pumps. However, the transient behavior of the water tank is considered [KIM04].

The heat pump configuration used in this study is shown in Figure 4.2. The heat pump consists of four basic components: a compressor, a plate condenser, an expansion valve and a plate evaporator. Other components are neglected due to their comparatively small contribution to the thermodynamic analysis for the entire system described. The refrigerant is a blend of HFCs: R-407C. The compressor performance is modeled by polynomial expressions for the fluid mass flow rate and motor electrical input as a function of the evaporating and condensing temperature at ISO international standard conditions. The expansion device is not modeled explicitly. Rather, the amount of superheat is held constant and the refrigerant mass flow rate is determined by the compressor model.

3.2.3. Heat pumps control strategies

The energy required may be supplied by combining different heat transfer modes: conduction (floor heating), convection (air heating), and radiation (solar energy). The ratio of the amount of heat transferred to the sludge by convection to the amount transferred by conduction is a result of the set point temperatures chosen for the heat sink.

Hence, the results presented thereafter, illustrate the influence of the set point temperatures on the drying performance. In the simulations, heat pumps are controlled by an on-off regulation of the compressors with respect to the water tank temperature. Hence, for the floor heating heat pump, the water temperature set point is calculated for a required surface sludge temperature. Similarly, the water temperature set point of the water to air heat exchanger is calculated for an air temperature allowing to maintain a required surface sludge temperature. However, for the water to air heater, an additional set point is considered to minimize the energy consumption. It consists of controlling the air outlet temperature by means of a three way valve.

3.3. Heat exchangers modelling

The use of R-407C which exhibits a glide of temperature of 4 to 5 K during the phase change leads to limitation of entropy generation in plate heat exchanger when the refrigerant and MEG flows are organized in counter-current design and with appropriate heat exchange surfaces.

The ambient air and exhaust air heat exchangers where MEG is circulating are finned tube heat exchangers. Their performance is modeled by a constant overall UA value. This simplified approach of modeling a heat exchanger was used by Domanski et al. for the

development of “Cycle-11” [DOM02], as reported by Jin H. Although a constant value of UA for the condenser, evaporator and the other heat exchangers is physically not accurate, yet it seems to be a reasonable approximation given the overall goal of the present model [JIN02].

3.4. Pumps and fans

The electrical power demands for pumps are estimated based on the design data for the actual heat pump plant; all pumps are working with constant flow rates. The electrical power demand for the ambient fans are calculated based on the manufacturer’s performance data.

3.5. Model assumptions and equations

The algorithm consists of three iterative loops: A first subroutine calculates the thermal behavior of the sludge and its interactions with greenhouse components (floor, roof) and circulating air. The second and third subroutines are dedicated to the air heater and floor heater heat pumps description. In order to simplify the calculations, several assumptions were made beforehand, mainly concerning the heat pump and heat exchanger technologies.

- The major variations inside the compressor like start up, speed modulation or shutdown operations are not taken into account.
- The system is assumed to operate in steady state except for the water tank inertia. The refrigerant flow leaving one component is the same as the one entering in the next one.
- No heat loss is taken into account for the compressor. Hence, the load side heat transfer rate equals the compressor power input added to the source heat transfer rate.
- Hot water reservoir stores heated water ready for being supplied to the air heater. This water, after delivering its heat through the heat exchanger, returns to the reservoir. The amount of water supplied is small compared to the reservoir capacity. Therefore, a uniform temperature is considered inside the reservoir disregarding also the stratification effect and the temperature variation due to the water flow supplied to the heat exchanger heating the air.
- The model assumed no heat generation in the pumps and no external heat loss from the reservoir walls or system pipelines.

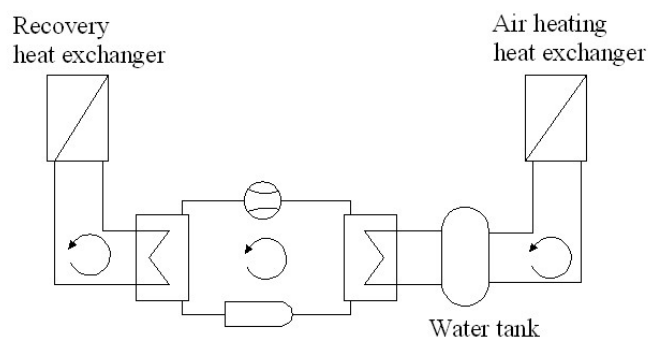


Figure 4. 4 Schematic diagram for the air/air heat pump

3.5.1. Mathematical modeling

The heat transfer is achieved in counterflow heat exchangers, where the fluid having the larger capacity rate would experience the maximum temperature difference, $T_{1,i} - T_{2,i}$. Such condition is ideal, it is then necessary to define the heat exchanger effectiveness ϵ , as the ratio of the actual heat transfer rate for a heat exchanger to the maximum possible heat transfer rate. For every heat exchanger, it can be shown that the effectiveness of a heat exchanger is a function of the NTU and Cr the heat capacity ratio C_{\min} / C_{\max} [DEW85].

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad [4.10]$$

Where NTU represents the number of transfer units, a dimensionless parameter widely used for heat exchanger analysis and defined as :

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{\min}} \quad [4.11]$$

For cross flow heat exchanger configuration and unmixed fluids, the expression of ε is given by equation (3):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right)(NTU)^{0.22} \left\{\exp\left[-C_r (NTU)^{0.78}\right] - 1\right\}\right] \quad [4.12]$$

Equation 3 is applied for air water heat exchangers. On the other hand, for the evaporator and condenser modeling, since C_r tends to 0 and thus a simplified (ε , NTU) expression is obtained (Equation [4.13]).

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad [4.13]$$

Equation [4.14] states the energy balance over the recovery heat exchanger in terms of maximum heat transfer rate. This equation takes into account both the latent and sensible heat:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_a \varepsilon_{rec} \left(h_{a,in} - h_a(T_{w,in}) \right) \quad [4.14]$$

Where the minimum enthalpy, exiting air can attain corresponds to the saturated enthalpy calculated for water inlet temperature. However, this energy balance can be written in terms of evolution undergone by both water and air as stated in equations [4.15] and [4.16] respectively.

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{w,e} C_{p,w} (T_{w,out} - T_{w,in})_{rec} \quad [4.15]$$

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_a (h_{a,in} - h_{a,out})_{rec} \quad [4.16]$$

The expressions of the cooling capacity, heat transfer through the evaporator, can be established identically to the recovery heat exchanger as follows:

$$\dot{Q}_0 = \varepsilon_0 \dot{Q}_{max} = \varepsilon_0 \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,out} - T_{ref,in})_e \quad [4.17]$$

Assuming an isenthalpic expansion within the expansion device, the enthalpy change in the evaporator is expressed in terms of evaporation and condensing temperatures (equation [4.18]).

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_f (h_v(T_0) - h_l(T_k))_0 \quad [4.18]$$

The same analysis is carried out to establish the energy balance over the condenser. Equation [4.19] illustrates the heat transfer rate in terms of reservoir water temperature and condensing temperature:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_w C_{p,w} \varepsilon_k (T_{ref,in} - T_{res})_k \quad [4.19]$$

The heating capacity can be expressed in terms of refrigerant liquid and vapor enthalpies as detailed in equation ([4.20]).

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{ref} \left(h_v(T_0) + \frac{W_{comp}}{\dot{m}_{ref}} - h_l(T_k) \right)_k \quad [4.20]$$

Applying the energy conservation in the reservoir, following differential equation is derived based on the assumptions sated before.

$$\rho_w C_{p,w} V_{res} \frac{\partial T_{res}}{\partial t} + \dot{m}_w C_{p,w} (T_{res} - T_{w,in})_{hx} = \dot{Q}_k \quad [4.21]$$

By applying fully implicit method to equation [4.21], we obtain the expression of T_{res} at instant t+1.

$$T_{res}^{t+1} = \frac{\frac{\rho_w C_{p,w} V_{res}}{\Delta t} T_{res}^t + \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,in})_{hx} + \dot{Q}_k}{\frac{\rho_w C_{p,w} V_{res}}{\Delta t} + \dot{m}_w C_{p,w}} \quad [4.22]$$

From manufacturer's catalogue, for a given refrigerant, compressor type and operating range, the refrigerant mass flow rate, the compressor energy consumption are described as polynomial functions of evaporation and condensing temperatures as follows:

$$X = C_0 + C_1 T_0 + C_2 T_k + C_3 T_0^2 + C_4 T_0 T_k + C_5 T_k^2 + C_6 T_0^3 + C_7 T_k T_0^2 + C_8 T_0 T_k^2 + C_9 T_k^3 \quad [4.23]$$

These coefficients C_0, C_1, \dots, C_9 are valid only within a predefined operating range and vary according to the quantity (X). X can denote a cooling capacity, a mass flow rate as well as compressor power consumption. For clarity reasons, the equation stating the refrigerant mass flow evolution will be referred to as equation [4.23.a], and the power consumption as [4.23.b], both having the same structure as shown in equation [4.23].

The electrical power demands for pumps are estimated based on the design data for the actual heat pump plant. All pumps are working with constant flow rates and constant corresponding nominal power consumption. The expression of the total energy consumption is stated in equation [4.24]:

$$W_{total} = W_{comp} + \int (W_{p,k} + W_{p,0} + W_{p,res} + W_{p,rec}) dt \quad [4.24]$$

The air thermodynamic properties are calculated using the psychrometric formulas of Hyland and Wexler. A calculational algorithm is developed to solve the set of energy equations stated above. The developed algorithm is presented in figure 4.5.

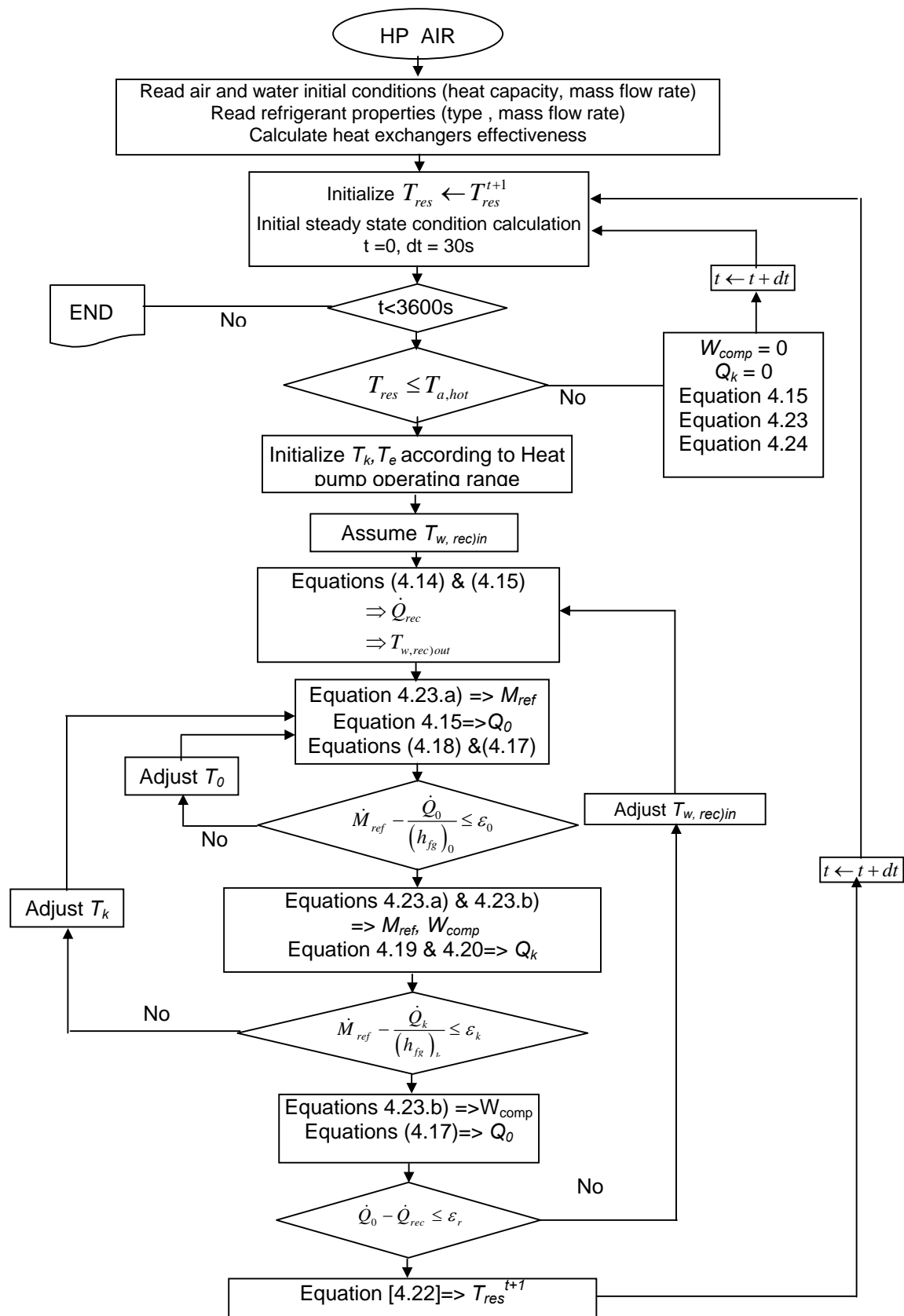


Figure 4.5 Air heat pump computational algorithm

An identical algorithm is developed to simulate the floor heating heat pump, with a slight difference concerning the heat transfer on the condenser side. The heating floor water circuit represents a significant volume. No storage tank is needed and in this case, the water volume of the MEG circuit integrated in the greenhouse floor represents the only transient component when modeling the corresponding heat pump. Applying the energy conservation to the floor MEG circuit, following differential equation is derived to evaluate the evolution of floor temperature.

$$\rho_w C_{p,w} V_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + P_{f \rightarrow s} = \dot{Q}_k \quad [4.25]$$

By applying fully implicit method to Equation [4.25], we obtain the floor temperature T_f at instant $t+1$.

$$T_f^{t+1} = T_f^t + \frac{\dot{Q}_k - P_{f \rightarrow s}}{\rho_w C_{p,w} V_f} \Delta t \quad [4.26]$$

The heat pumps subroutines are related to the greenhouse subroutine by means of air inlet and outlet properties as well as floor temperature. For the air heater heat pump, the temperature of air inletting the greenhouse is an input data for the greenhouse calculation subroutine, while it represents an output parameter of the air heater algorithm. At the same time, the properties of air exiting the greenhouse are introduced as input data to the air heater model in order to calculate the heat recovery at the heat pump evaporator.

The floor temperature resulting from heat pump routine is also used as an input parameter for the greenhouse model. The connection of the three iterative loops is illustrated in figure 4.6.

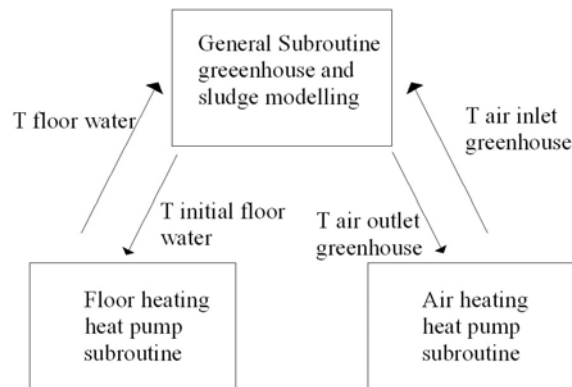


Figure 4.6 greenhouse HP assisted drying solving scheme

3.5.2. Results and discussion

The main objective of the model is to study the overall performance of the greenhouse drying system assisted by heat pump in order to optimize it from a thermo-economic point of view. Therefore, the prototype system is taken as a reference to perform the calculations. The geometrical and technical descriptions are based on the actual SHPSD prototype, including the heat pumps and auxiliary components. The drying cycle starts in September with an empty greenhouse. The quantity of sludge to be dried is of 30 tons of wet sludge per month (at 20% DSC), introduced weekly in the greenhouse. The key input for evaluating the HP

drying system and defining an appropriate control strategy is the climatic conditions. Therefore, for the simulations, weather data of year 2006 of French city Nice are integrated in the model.

3.5.2.1 Control strategy for an annual drying scheme

This study seeks to highlight the effect of several parameters regarding the operation of the described sewage drying system and for defining the control strategy. The annual heating scheme needs appropriate set points to make a thermo-economic analysis the overall system.

The drying process operates continuously over a whole year. In order to define a simple control strategy with very low maintenance request, the drying is divided into seasons exhibiting identical climatic tendencies: each season having its own set points that allow to reach the required drying rate while reducing the system energy consumption.

The climatic conditions (ambient air temperature and the global solar flux) are the boundary conditions defining the drying cycle seasons. Four seasons are defined. The first season, or Summer period, starts on June 1st and ends on August 31. The following season represents the fall season and covers September and October. The winter period appeared to be the longest one, covering the period between November and March. The spring period consists of April and May. The graphs illustrated in figure 4.7 illustrate a typical day of previously defined seasons.

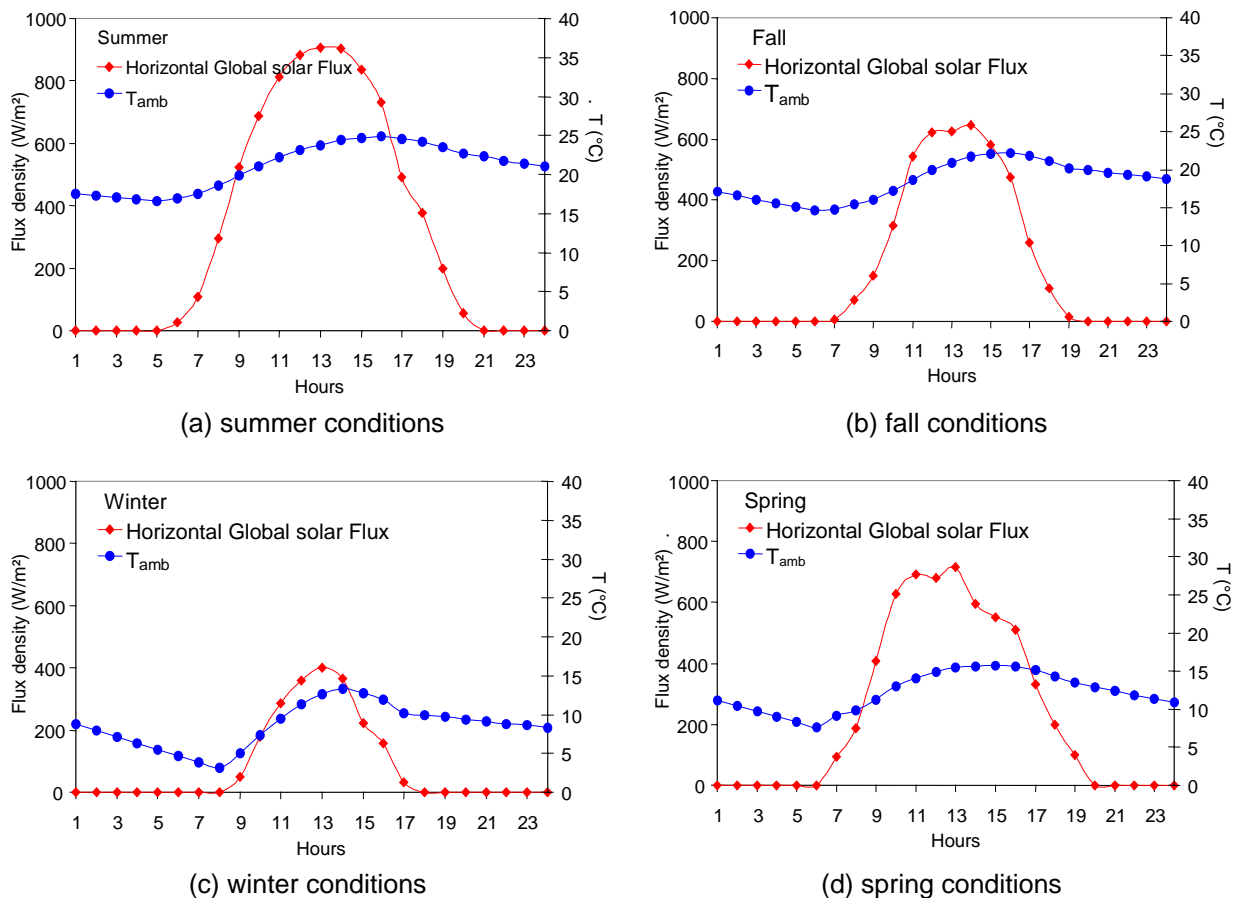


Figure 4.7 typical climatic conditions considered for drying cycle seasons

For the summer period, the solar flux shows a maximum value of 900 W/m² while the ambient air temperature fluctuates between 18°C and 25°C (figure 4.7.a)). The fall period shows milder climatic conditions with a maximum air temperature of ~20°C and a solar flux of 600 W/m². The winter season is characterized by climatic conditions unfavorable for drying: low air temperature levels (an average temperature of 5°C), and maximum solar flux of 400 W/m².The spring season conditions are similar to fall ones with slightly inferior air temperature.

3.5.2.2 Evaluating system performance

Several set points combinations were tested in order to evaluate the benefit of coupling heat pumps to greenhouse solar drying . Since the temperatures of sludge layers, heating floor, ambient air and exhaust air are measured, the daily energy consumption and evaporated water mass can be evaluated for each season. The details of tested combinations are shown in table 4.1.

Tableau 4. 1Set points of tested combinations

| Combination Number | Set Points | Winter | Spring | Summer | Fall |
|--|-------------------------|----------------|-----------|-------------|-------------------|
| | | November-March | April-May | June-August | September-October |
| 1 (solar greenhouse drying) | Floor water temperature | - | - | - | - |
| | Air water temperature | - | - | - | - |
| | Air temperature | - | - | - | - |
| 2 | Floor water temperature | 60 | 60 | - | 60 |
| | Air water temperature | 55 | 55 | 45 | 55 |
| | Air temperature | 40 | 40 | 40 | 40 |
| 3 | Floor water temperature | 60 | 60 | - | 60 |
| | Air water temperature | 35 | 35 | 35 | 35 |
| | Air temperature | 35 | 35 | 35 | 35 |
| 4 | Floor water temperature | 60 | 60 | 60 | 60 |
| | Air water temperature | 35 | 35 | - | 35 |
| | Air temperature | 35 | 35 | - | 35 |
| 5 | Floor water temperature | 48 | 42 | - | 42 |
| | Air water temperature | 40 | 40 | 40 | 40 |
| | Air temperature | 40 | 40 | 40 | 40 |
| 6 | Floor water temperature | 48 | 42 | - | 42 |
| | Air water temperature | 50 | 50 | 50 | 50 |
| | Air temperature | 40 | 40 | 40 | 40 |
| 7 | Floor water temperature | 48 | 42 | - | 42 |
| | Air water temperature | 35 | 35 | 35 | 35 |
| | Air temperature | 35 | 35 | 35 | 35 |
| 8 | Floor water temperature | 54 | 50 | - | 50 |
| | Air water temperature | 50 | 40 | 40 | 40 |
| | Air temperature | 40 | 40 | 40 | 40 |
| 9 | Floor water temperature | 54 | 50 | - | 50 |
| | Air water temperature | 35 | 35 | 35 | 35 |
| | Air temperature | 35 | 35 | 35 | 35 |

A reference point is calculated based on a solar greenhouse drying where the specific energy consumption or the running cost is estimated based on the power required by the mixing tool and supply and exhaust fans. For heat pump assisted drying, energy consumed

by heat pumps compressors and auxiliary pumps is added for energy consumption estimation. The drying rate DR is defined as the amount of evaporated moisture over a day and per unit area. The results of different combinations were compared in terms of annual performance: an average value of yearly drying rate is calculated.

Combination 1 corresponds to solar greenhouse drying. As for the choice of tested combinations, for given floor heating set points, air heating set points were increased or decreased, and for given air heating set points, heating floor set points were varied in an analogous way. The specific energy consumption is defined as the amount of energy needed to evaporate 1 kg of moisture. It is calculated based on the annual amount of evaporated moisture and energy consumption for each combination. Figure 4.8 indicates for each tested combination, the average drying rate versus the corresponding energy consumption.

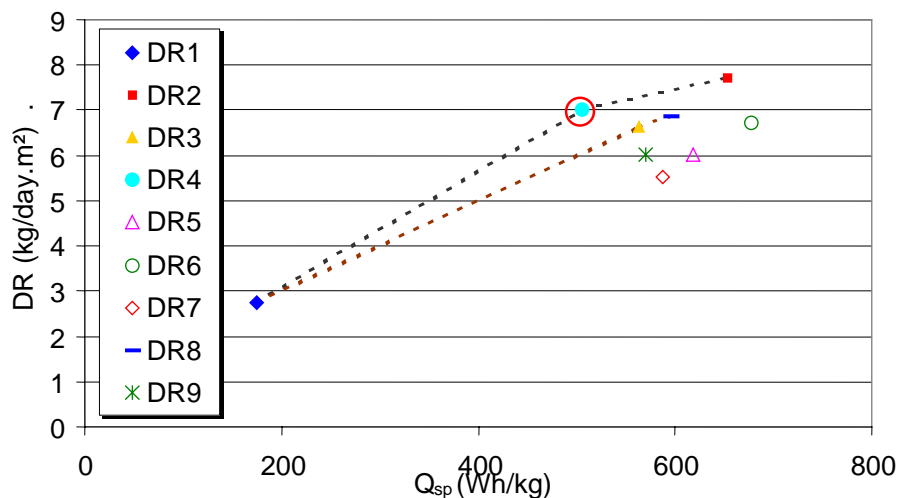


Figure 4.8 Drying rate Vs. specific energy consumption for different combinations of set points

The lowest drying rate and energy consumption refer to the solar greenhouse drying (DR1), used as a reference point to evaluate the performance of different simulations. The results showed that when the floor heating set point temperatures increased, for constant air heating conditions, an increase of the evaporated moisture amount along with an increase of energy consumption were observed. This can be seen when comparing the results of combinations DR3, DR7 and DR9: for these combination the water-air heating system- temperature was set to 35°C, and the water floor heating temperature was set to 60°C, 48°C and 54°C respectively for winter conditions. When comparing their performances, DR3 showed the lowest energy consumption followed by DR9 and finally DR7 with the lowest heating floor temperature condition.

On the other hand, for constant floor heating conditions, the increase of air heating set points lead to an increase of the energy consumption and hence a decrease in the system performance. This can be seen when comparing combinations DR5, DR6 and DR7 taken at 48°C winter floor heating set point. DR7 exhibited the lowest energy consumption for the lowest air heating condition (35°C).

When comparing DR4 and DR2 performances, it can be seen that the increase in energy consumption for DR2 becomes more significant than the additional amount of evaporated water, if the solar energy consumption were taken as a reference point. Figure 4.8 shows a breakpoint in the curve plotting the drying rate at DR4 where a change of slope is observed. For a constant floor heating set point, the increase of air heating set points beyond combination 4 set points would lead to higher drying rates, but requires important additional energy consumptions. However, this behavior is not observed when heating floor conditions

were increased for constant air heating set points. The energy consumption and drying rate increased at the same pace as can be detected from combinations DR3 and DR8.

This is better illustrated by comparing marginal energy consumption, defined as the amount of additional energy needed to increase the evaporation rate of a unity. It is then possible to plot the evolution of the marginal energy consumption for all of the tested combinations in order to find out the optimal one. Figure 4.9 illustrates the variation of the marginal energy consumption calculated with solar drying energy consumption taken as a reference point.

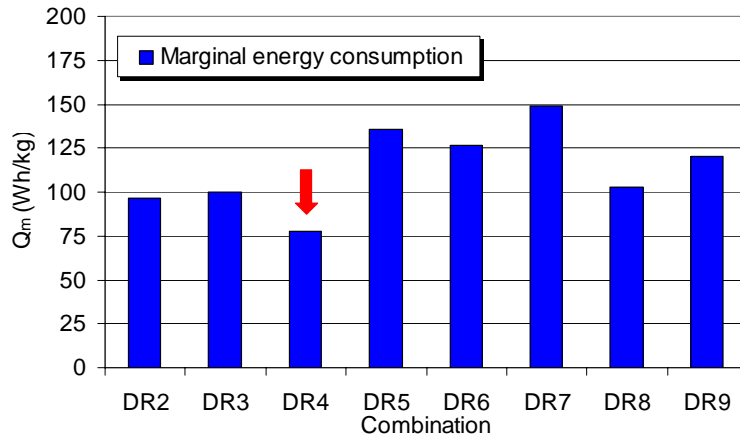


Figure 4.9 Marginal energy consumption for tested set points combinations

The set points defined in combination DR4 appears to be the optimal ones from a thermo-economic point of view. The increase of water temperature for air heating system beyond would lead to higher drying rates as can be seen when comparing DR3 and DR4, however the running cost would increase more significantly as a result of air heating heat pump COP decrease and heat load increase. One way of enhancing the evaporation rate would be by increasing the convection intensity over the sludge surface, however this point is beyond the scope of this paper and will be investigated by the authors in future works.

For combination DR4, figures 4.10 and 4.11 plots the evolution of floor heat pump energy consumption with respect to greenhouse ambient conditions. It can be noticed from figure 4.10 that the floor heating heat pump performance is influenced by both available solar energy and greenhouse air temperature.

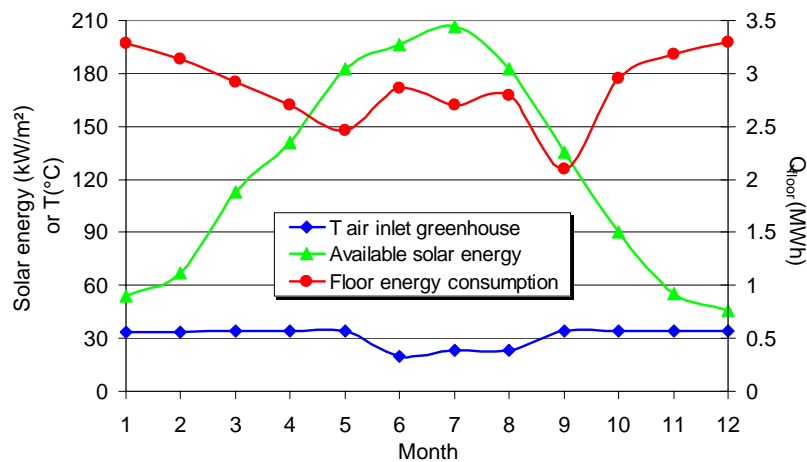


Figure 4.10 Variation of floor heating system energy consumption with respect to climatic conditions

For months where air temperature is maintained constant by means of air heating heat pump, the floor heating consumption varies accordingly with the available solar energy. However, for summer period, when air heating is turned off, the heating floor system consumes more to compensate the decrease of sludge surface temperature conditions, which explains the increase in heating floor energy consumption compared to the other seasons although more solar energy is available.

As for the air heating heat pump, the seasonal COP_a is influenced by the variation in the climatic conditions. For winter period, a seasonal COP_a of 4.9 is found and increases to 5.2 for mild climatic periods (April, May, September and October).

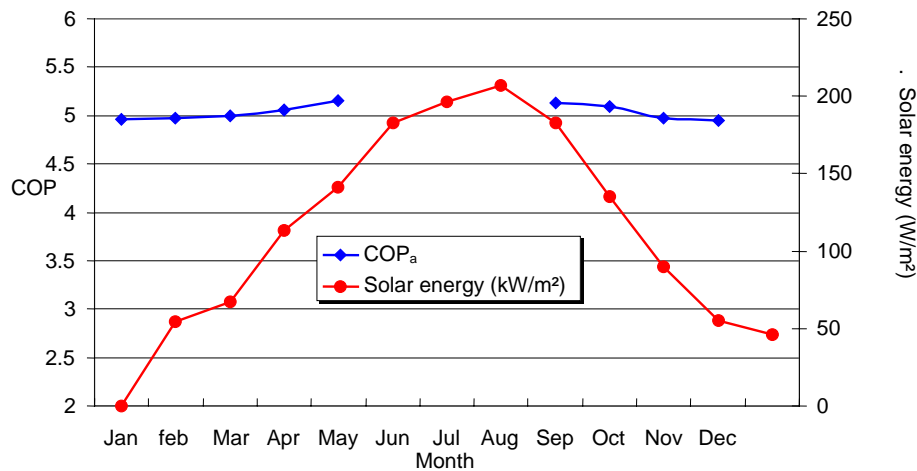


Figure 4.11 Variation of air heating heat pump COP over a drying cycle

Figure 4.12 illustrates the contribution of each heat pump and auxiliary equipments in energy consumption estimation over a whole drying cycle. The share of ventilation and mixing tool are rather negligible when compared to heat pumps contribution. The monthly ratio of convective to conductive drying energy can be estimated and seasonal ratios can thereby be deduced. For the chosen combination, a seasonal ratio of 30/70 is obtained all over the heating period. It is obvious from the example stated above that the heat pump performance, control strategy and resulting ratios points are strongly dependant on the climatic conditions in the region where the WWTP is implanted.

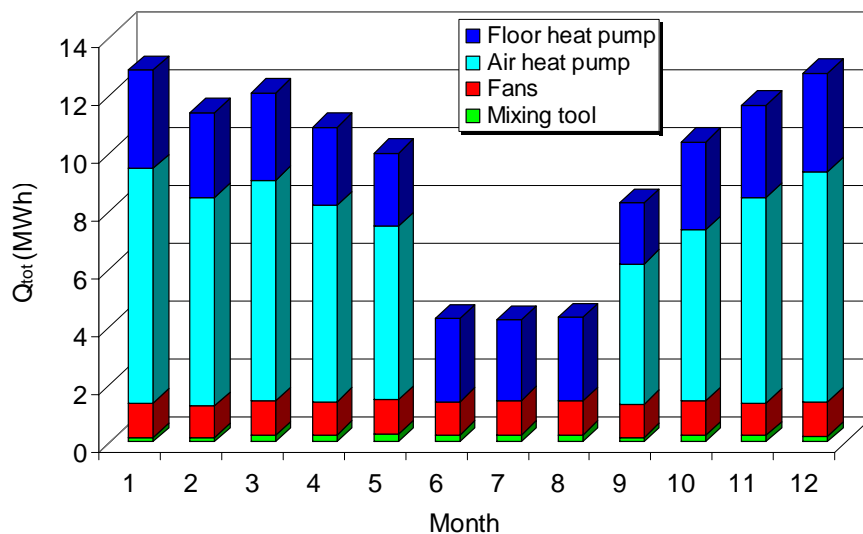


Figure 4.12 Energy consumption details for set points combination DR4

4. Conclusion

In this paper, a new sludge drying system (SHPSD) using solar energy complemented by heat pumps is introduced. A model is developed in order to investigate the system annual performance. The system analysis focuses on the influence of climatic conditions on the heat pumps operating conditions and consequently on their performance. The heat pumps are controlled by an ON/OFF strategy and the effect of varying set points is discussed. For this system a marginal analysis leads to determine an optimal set point configuration resulting in a compromise between investment costs (by making the drying more intensive) and running costs.

More detailed economical calculations are needed to confirm this result; the developed model can then be used by the designer. A perspective of this work is a complete energy and exergy analysis of this process using the developed model to define technical options permitting to achieve higher performances

5. Performances du séchage combiné pour différentes régulations

Une logique de régulation appropriée permet d'optimiser la puissance requise et sa répartition sur les deux pompes à chaleur en fonction des conditions climatiques et d'ensoleillement en contrôlant les températures de consigne des pompes à chaleur. Cependant, l'établissement d'une régulation précise s'avère complexe à cause du nombre élevé des paramètres influant sur les performances du séchage tels que, les conditions climatiques et les caractéristiques des boues dont l'épaisseur est variable.

Dans un premier temps, une logique de régulation saisonnière a été appliquée à la section 3.5. A partir des combinaisons de températures de consigne imposées, la régulation ayant la consommation énergétique minimale a été retenue. Les températures de consigne testées sont choisies en tenant compte des limites technologiques de fonctionnement d'une pompe à chaleur : les pressions maximales engendrées ne doivent pas dépasser les pressions maximales de fonctionnement des compresseurs (généralement 2,5 MPa). La température d'eau maximale imposée est de 60 °C.

La comparaison des résultats obtenus pour différentes régulations permet de définir une logique de régulation saisonnière. Si cette régulation s'avère maximale sur l'ensemble des conditions climatiques rencontrées au cours d'une saison de séchage, il est possible qu'elle ne le soit pas si les conditions climatiques sont examinées heure par heure. Par conséquent, il serait utile d'affiner la régulation et d'établir une logique de régulation horaire. Dans la partie suivante des conditions climatiques bien définies seront simulées, visant à étudier le comportement du procédé de séchage et définir les consignes de régulation correspondantes.

Par ailleurs, les calculs sont effectués avec une épaisseur de boues de 20 cm. Cette épaisseur est contrainte par la taille de l'outil de retournement. Cependant, dans l'hypothèse de développement de nouvelles technologies de retourneurs, il serait intéressant d'analyser l'effet de l'épaisseur sur les performances du séchage et définir une épaisseur optimale et la régulation appropriée.

5.1. Analyse des performances du séchage combiné pour différentes conditions d'air ambiant

Plusieurs logiques de régulation peuvent être envisagées selon les critères précisés par l'exploitant de la serre de séchage. La logique de régulation peut être définie de manière à maintenir une capacité évaporatoire constante sur l'année. Les consignes de régulation varient en fonction des conditions climatiques horaires,

Par ailleurs, une alternative à cette logique permet de retrouver la configuration d'appoint d'énergie permettant d'atteindre une efficacité maximale de séchage en termes de surface au sol. Cette logique est basée sur une optimisation des coûts énergétiques induits pour augmenter la capacité évaporatoire d'une unité de masse évaporée par rapport aux performances du séchage solaire, ou une optimisation des consommations énergétiques marginales exprimées par l'équation 4.27 :

$$Q_m = \frac{\Delta Q_{tot}}{\Delta DR} = \frac{(Q_{tot} - Q_{tot,sol})}{(DR - DR_{sol})} \quad [4.27]$$

Les calculs effectués à la section 3.5 ont convergé vers une seule combinaison de consignes pour les quatre saisons, minimisant les consommations énergétiques de la PAC et des

ventilateurs pour un débit évaporatoire quasi-constant fixé par l'exploitant. Il est essentiel de vérifier la validité de ces observations pour des conditions climatiques examinées heure par heure. Comme le nombre de conditions climatiques à simuler et de combinaisons de consignes à tester nécessite un temps de calcul énorme, une stratégie de simulations a été développée. Elle consiste à simuler le séchage pour les conditions climatiques d'une heure quelconque, et de varier ensuite les conditions d'ensoleillement tout en maintenant fixes les conditions de température et d'hygrométrie. La comparaison des résultats met en évidence l'effet du flux solaire sur les performances de séchage et sur le choix des consignes. Ensuite, les conditions d'ensoleillement sont maintenues constantes et des couples températures - hygrométries d'air sont testés et leur impact sur les performances mis en relief.

Une fois les conditions de température, d'humidité relative et d'ensoleillement fixées, une combinaison de consigne de températures est imposée et un régime stabilisé est simulé.

Dans une première série de calculs, un climat modéré est simulé : la température d'air simulée est de 20 °C pour une humidité relative de 60 % et un ensoleillement de 200 W/m². Ces conditions climatiques seront désignées par C0. Pour ces conditions climatiques, les températures de consigne des PAC sont variées pour retrouver la régulation induisant les consommations énergétiques minimales.

Pour la pompe à chaleur préchauffant l'air, seule la température de consigne d'eau est retenue pour les calculs. La consigne de température d'air permettrait, pour la régulation saisonnière, d'éviter la surchauffe de l'air pour des conditions climatiques chaudes en limitant la température d'air soufflé à une consigne donnée.

Pour les simulations effectuées, la température de consigne de l'eau de la dalle chauffante varie de 30 à 60 °C, avec un pas de 10 °C. Pour le chauffage de l'air, la consigne de l'eau varie de 30 °C à 50 °C avec un pas de 5 °C.

En une heure de séchage, l'évolution de la siccité et de l'épaisseur des boues est minime pour des conditions climatiques et des températures de consigne définies. Par conséquent, leur effet sur les performances de séchage peut être négligé. Les variations des performances observées pour différentes combinaisons dépendent uniquement des caractéristiques initiales des boues et non pas de leur évolution dans la zone à évaporation constante (20 à 65 % de siccité). Ainsi, afin de comparer les différentes régulations proposées, une condition unique de siccité et d'épaisseur de boues est simulée : la surface de la serre est supposée complètement couverte d'une couche de boues de 20 cm d'épaisseur et de 20 % de siccité.

L'évolution des consommations énergétiques marginales pour les combinaisons de consignes testées est présentée figure 4.13. La figure 4.13 montre que, quelle que soit la consigne de température de chauffage d'air, l'augmentation de la consigne de température de la dalle chauffante entraîne une réduction des consommations énergétiques marginales. En effet, les résultats présentés à la section 3.5.2 montrent qu'environ 70 % des consommations énergétiques proviennent du fonctionnement de la PAC de chauffage d'air, au moment où le fonctionnement de la dalle chauffante contribue à 30 % de ces consommations pour la température de consigne de la dalle la plus élevée.

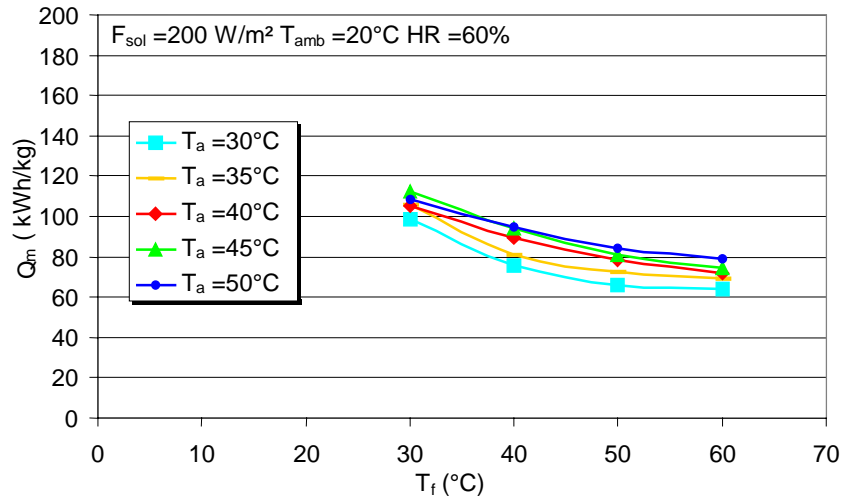


Figure 4.13 Evolution des consommations énergétiques pour les combinaisons de consignes testées.

De plus, pour le séchage, l'efficacité d'utilisation de l'énergie transférée par la dalle est plus élevée que celle de l'énergie transférée par l'air du fait des pertes thermiques avec les parois de la serre et enthalpiques par rejet d'air plus chaud et humide que l'air ambiant. Ainsi, pour ces conditions climatiques, la régulation optimale correspond aux températures de consigne d'eau la plus élevée (60 °C) pour la PAC chauffant la dalle et la plus faible (30 °C) pour la PAC chauffant l'air.

Ces résultats confirment les tendances observées pour le séchage annuel simulé à la section 3.5 où la régulation retenue correspondait à la température d'eau la plus faible dans la PAC de chauffage d'air (35 °C), et la plus élevée pour le circuit hydraulique de dalle chauffante (60 °C). A une température de consigne d'air constante, l'augmentation de la part d'énergie fournie aux boues par la dalle, au détriment de celle fournie par le chauffage d'air, engendre des réductions de consommations du procédé de séchage. Ainsi, il est avantageux, selon les besoins d'évaporation requis, de chauffer de manière privilégiée la dalle avant d'appliquer un chauffage d'air. Le niveau de chauffage d'air est piloté par les capacités évaporatoires ciblées.

Les performances énergétiques du procédé de séchage combiné sont évaluées pour des conditions d'air variables en maintenant un flux solaire constant. Afin de mettre en évidence l'effet des conditions d'air ambiant, température et hygrométrie, sur les performances de séchage, le flux solaire est maintenu constant et les conditions de l'air variées. Les conditions climatiques testées sont récapitulées au tableau 4.2.

Tableau 4.2 Conditions climatiques testées

| | T _a (°C) | HR _a (%) | F _{sol} (W/m ²) |
|----|---------------------|---------------------|--------------------------------------|
| C1 | 0 | 90 | 200 |
| C2 | 10 | 70 | 200 |
| C3 | 30 | 50 | 200 |

Les figures 4.14 à 4.16 illustrent les performances énergétiques correspondantes aux conditions climatiques C1, C2 et C3. Les consommations énergétiques sont calculées par rapport au cas de séchage solaire simulé pour les mêmes conditions climatiques testées.

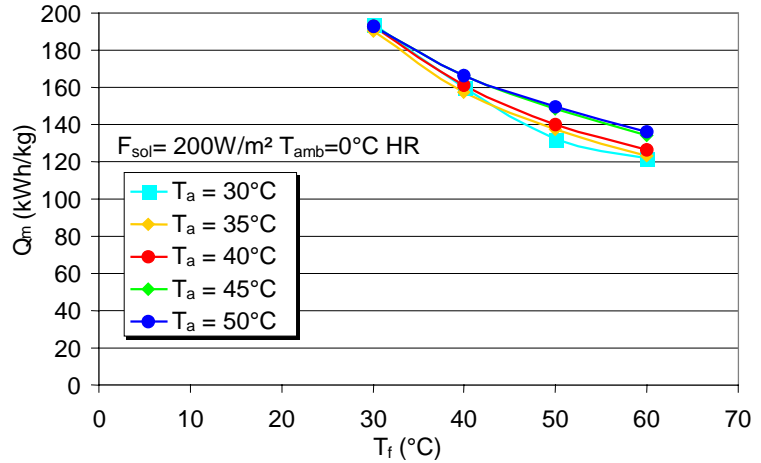


Figure 4.14: Consommations énergétiques pour des conditions climatiques de type C1

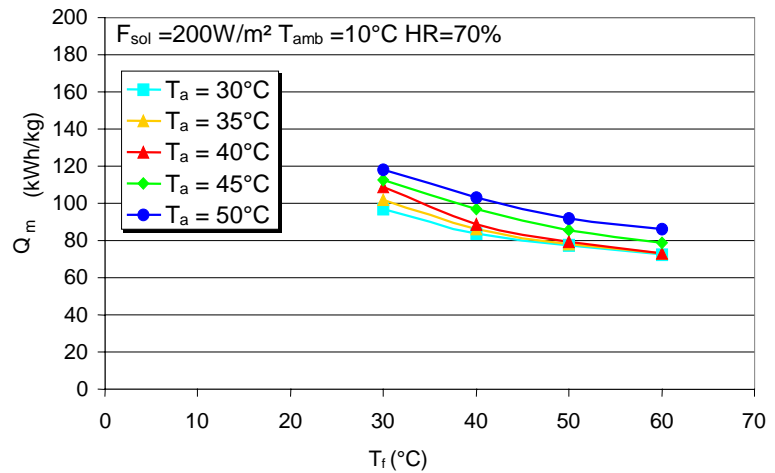


Figure 4.15: Consommations énergétiques pour des conditions climatiques de type C2

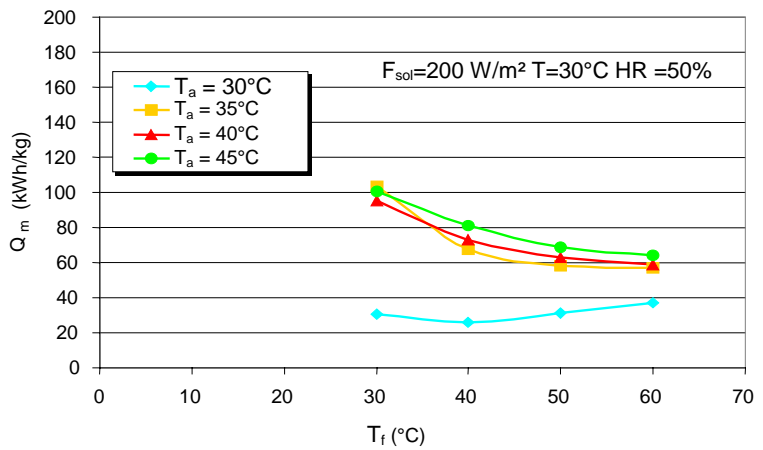


Figure 4.16 : Consommations énergétiques pour des conditions climatiques de type C3.

Les résultats des calculs montrent que la régulation retenue pour un climat du type C0 reste valable pour les types C1 et C2. Cependant, en comparant ces trois types de conditions, il apparaît que les consommations énergétiques décroissent en allant des conditions les plus froides et humides (C1) vers les conditions les plus modérées (C3).

En effet, à température d'évaporation constante, l'augmentation de la consigne de température d'eau, voire de condensation, de la PAC de chauffage d'air entraîne une dégradation du COP_a , induisant une augmentation des consommations énergétiques pour une même quantité d'eau évaporée, d'où le niveau croissant des consommations énergétiques observé au fur et à mesure que cette consigne augmente. Par ailleurs, à l'exception des conditions climatiques C3, le chauffage de la dalle permet d'augmenter la

température de surface des boues par conduction, réduisant la quantité d'énergie fournie par l'air pour maintenir cette température, voire ce taux évaporatoire. Cet effet est d'autant plus accentué que la température de consigne de la dalle est élevée, comme le montre les allures décroissantes des courbes présentées aux figures 4.13 à 4.16

Les résultats des conditions climatiques C3 dévoilent des tendances analogues à celles observées pour les conditions C0, C1 et C2 à l'exception du cas de chauffage de la dalle sans aucun chauffage d'air (cf. figure 4.16 courbe bleu cyan). Pour ce cas, les consommations énergétiques proviennent uniquement du chauffage de la dalle. La courbe bleue montre que l'optimum ne se situe pas à la consigne de dalle la plus élevée. Il est pensable que, dans un premier temps, l'augmentation du flux de chauffage conductif induit des taux évaporatoires croissants compensant la dégradation du COP_f de la PAC chauffant la dalle et l'augmentation des consommations énergétiques résultantes. Toutefois, à partir d'une consigne de 40 °C à la dalle, la croissance du taux évaporatoire devient plus lente que celle des consommations énergétiques induites, un optimum peu marqué est détecté pour une température de dalle de 40 °C.

Ce comportement est également observé pour les autres conditions climatiques testées dans le cas d'arrêt de la PAC de chauffage d'air. Toutefois, si cette option n'est pas envisagée pour des raisons de capacités évaporatoires minimales à atteindre, les performances sont identiques à celles exposées pour les autres conditions climatiques.

5.2. Analyse des performances du séchage combiné pour différentes conditions d'ensoleillement

Au cours d'une journée, les apports solaires varient de 0 W/m² la nuit à 1 000 W/m² à 14h00 d'une journée chaude, ou à 500 W/m² pour une journée à climat modéré. Par conséquent, il est utile d'étudier l'influence des conditions d'ensoleillement sur les performances du séchage combiné et sur le choix de la régulation. Les calculs sont effectués avec les conditions de température et d'hygrométrie de l'air de la combinaison C0 (20 °C, 60 %). Deux charges radiatives sont simulées: 0 W/m² et 500 W/m². Les figures 4.17 et 4.18 illustrent l'évolution des consommations énergétiques induites respectivement.

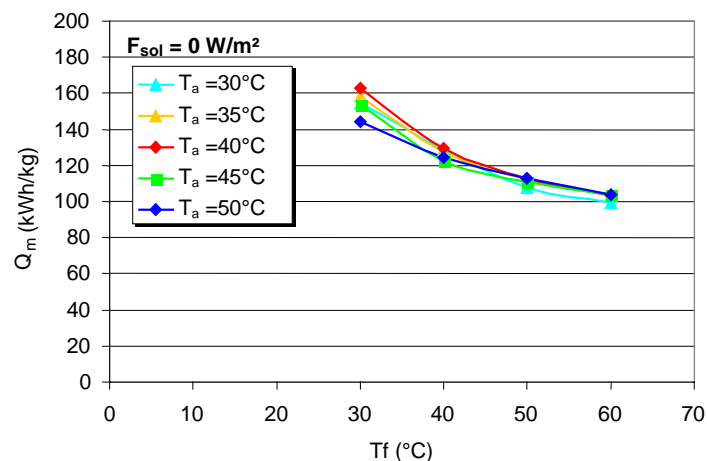


Figure 4.17 Consommations marginales en absence de flux solaire

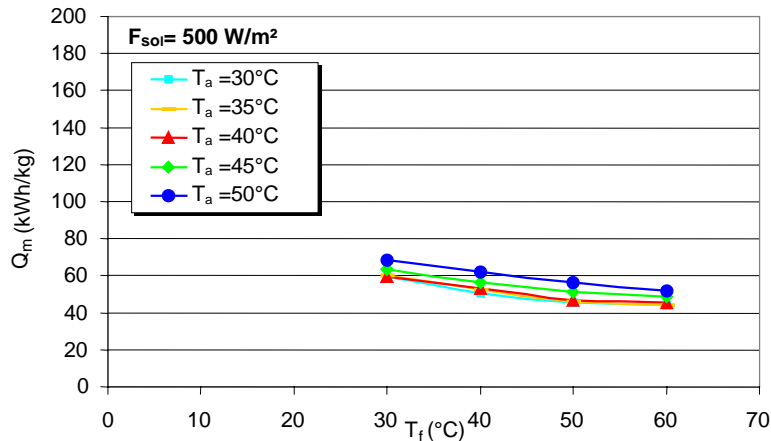


Figure 4.18 Consommations énergétiques marginales pour une charge radiative de 500 W/m²

A partir des résultats tracés aux figures 4.17 et 4.18, il apparaît que l'augmentation de la consigne de température d'eau de la dalle tout en chauffant l'air au minimum s'avère la régulation la moins énergivore quelles que soient les conditions d'ensoleillement. Les apports solaires influent sur la valeur de l'appoint d'énergie nécessaire pour évaporer un kg d'eau supplémentaire.

En absence de flux solaire, et pour la régulation optimale, une consommation énergétique marginale de 100 kWh/kg est calculée. La comparaison des figures 4.13, 4.17 et 4.18 montre que cette valeur est d'autant plus faible que la charge radiative est grande.

Les simulations effectuées pour différentes conditions climatiques et d'ensoleillement permettent de consolider les résultats des simulations d'un cycle de séchage annuel présenté à la section 3.5. Les consommations énergétiques marginales sont minimales pour des températures d'eau « maximales » (60 °C) sur le circuit de la dalle et le plus faible testé (30 °C) à la batterie de chauffage d'air (combinaison DR4).

Le choix de la régulation est basé sur une minimisation des consommations énergétiques marginales indépendamment du taux de séchage atteint. Par ailleurs, si une capacité évaporatoire est visée, les températures de consigne des PAC changeront en fonction des conditions climatiques mais la logique d'appoint reste identique. En d'autres termes, comme le chauffage par dalle s'est avéré moins énergivore que le chauffage de l'air, il est avantageux, pour atteindre un taux évaporatoire donné, d'assurer le chauffage de la surface des boues par conduction via la dalle chauffante. Cependant, si l'énergie maximale fournie par la dalle ne permet pas de maintenir le taux de séchage requis, il est nécessaire de procéder au chauffage de l'air.

5.3. Influence de l'épaisseur du lit de boues sur les performances de séchage

L'épaisseur du lit de boues est un facteur déterminant dans l'évaluation des transferts conductifs à travers la dalle, comme exposé au chapitre 2. Pour des conditions de températures de consigne imposées, elle permet de fixer l'appoint d'énergie fourni aux boues via la dalle. En outre, le procédé de séchage combiné étudié repose sur un chargement de boues en continu, et un accroissement de l'épaisseur de la couche de boues tout au long du cycle annuel de séchage. Il est alors essentiel d'évaluer l'influence de ce paramètre sur les consommations énergétiques induites et sur la définition de la logique de régulation correspondante.

Deux nouvelles épaisseurs de boues sont simulées pour les conditions climatiques et d'ensoleillement C0 : 10 cm et 30 cm. Les figures 4.19 et 4.20 tracent l'évolution des consommations marginales correspondantes.

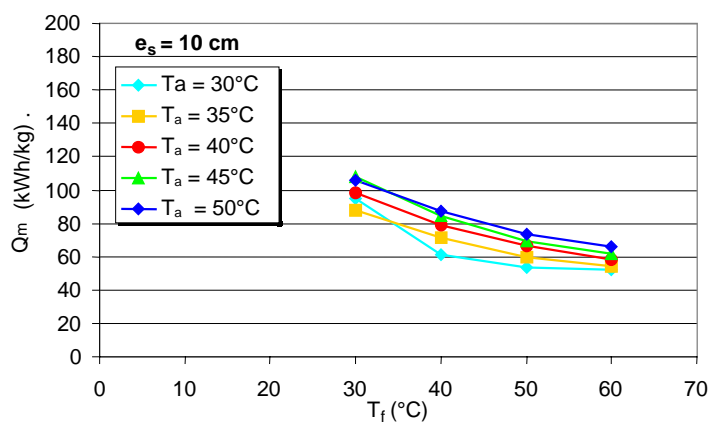


Figure 4.19 Performances du séchage pour une épaisseur de boues de 10 cm

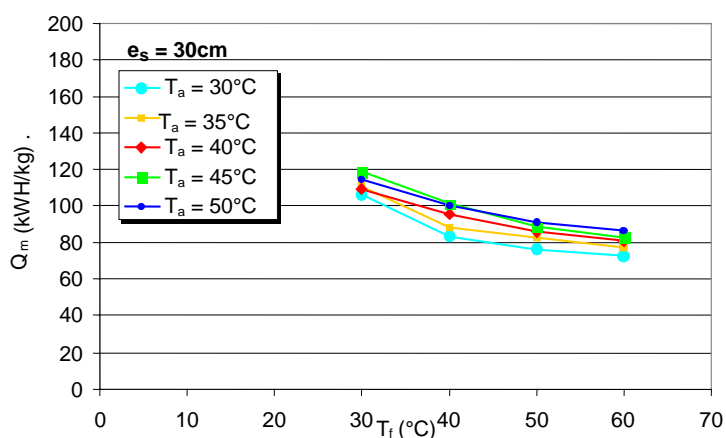


Figure 4.20 Performances énergétiques pour une épaisseur de boues de 30 cm

La comparaison des résultats illustrés aux figures 4.13, 4.19 et 4.20 montre qu'il existe une régulation unique des PAC permettant de minimiser les consommations énergétiques marginales quelle que soit l'épaisseur simulée. Cette minimisation est d'autant plus importante que l'épaisseur des boues est faible : au fur et à mesure que l'épaisseur de boues diminue, la puissance transmise par conduction devient plus importante. Pour une épaisseur de 10 cm, la part des consommations de la PAC de chauffage de la dalle constitue 47 % des consommations énergétiques totales au moment où, pour une épaisseur de 20 cm, cette part ne dépassait pas 30 %. Pour une épaisseur de 30 cm, elle atteint rarement 20 %. La figure 4.21 montre l'évolution des consommations énergétiques marginales pour quatre épaisseurs de boues pour une consigne d'eau pour la PAC de chauffage d'air de 30 °C.

Le modèle de séchage combiné (solaire + PAC) exploité au cours de ce chapitre suppose une épaisseur de boues 20 cm sous la serre. Cette hypothèse est liée à des contraintes de conception de l'outil de retournement. Cependant, les résultats obtenus pour des épaisseurs plus faibles montrent qu'il est avantageux de réduire cette épaisseur : le passage d'une épaisseur de 20 cm à 10 cm permet de réduire les consommations énergétiques d'environ 10 kWh par kilogramme d'eau évaporée comme le montre la figure 4.21.

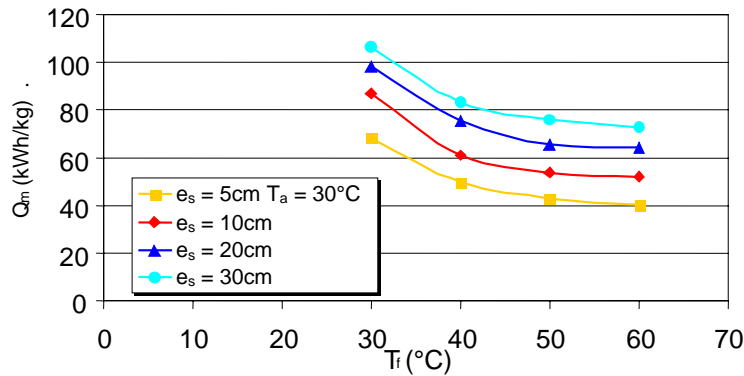


Figure 4.21 Comparaison des performances de séchage pour différentes épaisseurs de boues

Contrairement aux effets climatiques pilotant les performances de ce procédé de séchage, l'épaisseur du lit de boues en constitue un paramètre de conception, voire d'optimisation des performances énergétiques. Il est possible de réduire les consommations énergétiques de 17 % en réduisant l'épaisseur de moitié. Avec un outil de retournement approprié, le procédé de séchage peut fonctionner à une épaisseur de 10 cm.

En se basant sur ces résultats, et en reprenant la combinaison de consignes DR4 de la section 3.5, un cycle de séchage annuel est simulé pour une épaisseur de boues de 10 cm. La figure 4.22 illustre, pour les deux épaisseurs simulées, les consommations énergétiques spécifiques mensuelles, définies comme étant l'énergie consommée par les pompes à chaleur et les auxiliaires, et nécessaire pour évaporer 1 kg d'eau (cette valeur ne tient pas compte des énergies consommées par les ventilateurs et l'outil de retournement).

Les simulations réalisées pour différentes épaisseurs mettent en évidence l'effet de ce paramètre sur les performances du séchage combiné. La réduction de l'épaisseur du lit de boues entraîne une diminution des consommations énergétiques. Cette diminution est estimée à 15 % en moyenne sur un cycle de séchage annuel comme illustré à la figure 4.22

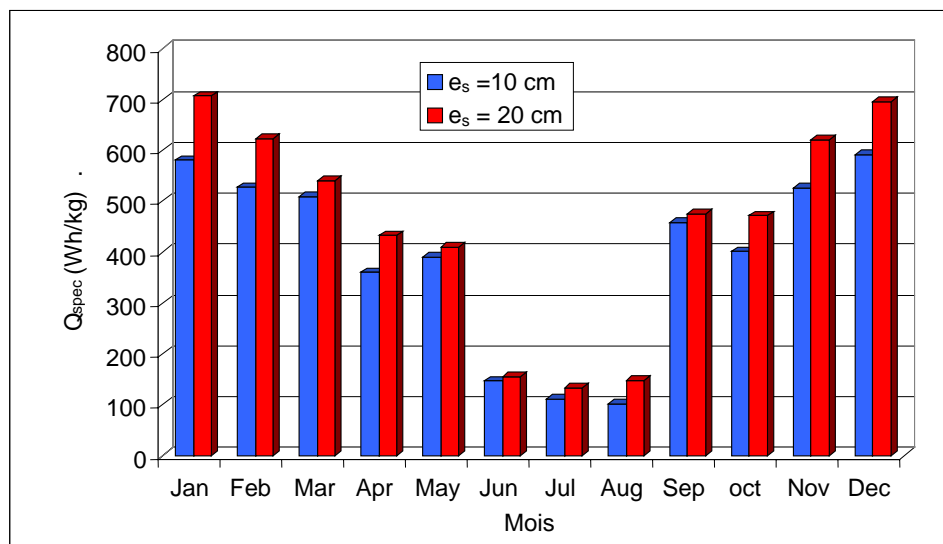


Figure 4.22 Consommations énergétiques spécifiques pour les épaisseurs de boues simulées

Cet effet est plus accentué pour les conditions climatiques froides qui exigent des périodes de fonctionnement de PAC plus longues où les consommations d'énergie sont réduites à environ 20 % pour les mois de janvier et de décembre

En effet, une réduction d'épaisseur permet d'augmenter la part de puissance fournie par la dalle, induisant ainsi pour une même puissance de chauffage d'air un accroissement de la température de surface des boues et une intensification de l'évaporation à la surface. La réduction de l'épaisseur est avantageuse dans la limite où des technologies de retournement compatibles sont disponibles.

6. Conclusions

Les connaissances acquises aux chapitres 2 et 3 sur le comportement des boues au cours d'un séchage conductif et pour des conditions de convection superficielles définies ont permis d'établir un modèle évolutif du séchage des boues de stations d'épuration par énergie solaire et pompes à chaleur. Le modèle développé permet de simuler un cycle de séchage annuel en tenant compte des conditions météorologiques horaires.

La première partie du chapitre 4, présentée sous forme d'article, est consacrée à la description des différents modules constituant le modèle ainsi que les interactions entre eux. Pour une configuration de serre de séchage étudiée, l'analyse des données météorologiques correspondantes a permis d'établir une logique de régulation saisonnière. Des simulations d'un cycle de séchage annuel ont été entreprises pour différentes combinaisons de températures de consigne des deux PAC et ont permis de définir une régulation optimale en termes de consommations énergétiques marginales induites.

Ce choix est consolidé, à la deuxième partie du chapitre, par une série de simulations effectuées pour des conditions climatiques horaires choisies. Il apparaît qu'une augmentation de la consigne de température de la dalle chauffante entraîne une réduction des consommations énergétiques marginales indépendamment des consignes de la PAC de chauffage d'air. Ceci provient du fait que l'efficacité d'utilisation de l'énergie pour le séchage transférée par l'air aux boues est beaucoup plus réduite que celle de l'énergie transférée par la sole aux boues pour lesquelles les pertes ne représentent que 2 % alors que les pertes sur l'air (tel que le circuit est constitué) représentent environ 50 %.

L'effet de la réduction de l'épaisseur des boues est également investigué. Les simulations dénotent une amélioration des performances du séchage pour des épaisseurs de boues décroissantes. Toutefois, le choix de l'épaisseur optimale dépend de la disponibilité d'outils de brassage compatibles.

Conclusions générales

Alors qu'une forte augmentation du nombre de stations d'épuration est attendue en Europe dans les années à venir, la réglementation relative à l'élimination des boues issues de ces installations est en pleine évolution et les utilisations de boues n'ont jamais été aussi incertaines. Dans ce contexte, le séchage des boues, en aval d'une déshydratation mécanique, permet de réduire le volume des boues tout en préservant les options ultérieures de valorisation ou d'élimination.

Parmi les techniques de séchage, les procédés de séchage solaire ont récemment fait leur apparition en France. Technique empruntée aux industriels céréaliers, le séchage solaire est désormais appliqué au séchage des boues de stations d'épuration de petites et moyennes tailles de par son aspect écologique et ses coûts d'exploitation peu élevés. Toutefois, cette technologie de séchage est contrainte par les conditions climatiques, limitant son efficacité aux périodes chaudes et peu humides.

Le modèle du séchage solaire établi au chapitre 1 montre une dégradation de performances d'un facteur 10 entre le mois de Juillet et le mois de Janvier. A partir de ces observations, l'amélioration des performances, en apportant l'énergie complémentaire nécessaire à moindre coût, est un enjeu fort. Les préoccupations énergétiques actuelles et futures, la nécessité industrielle constante d'améliorer le rapport entre coût, efficacité énergétique et qualité du produit mènent aux choix d'utilisation de la pompe à chaleur comme énergie d'appoint.

L'objectif du couplage des PAC est d'intensifier l'évaporation de l'eau imprégnant les boues ; l'énergie supplémentaire est fournie aux boues par conduction via une dalle chauffante puisant son énergie au condenseur d'une PAC. De plus, l'évaporation étant pilotée par les conditions régnant à l'interface de séchage, le chauffage de l'air au moyen d'une deuxième PAC permet de l'introduire sous la serre est étudié. L'objectif de l'étude présentée est de concevoir les configurations d'appoint d'énergie permettant de valoriser l'énergie solaire tout en minimisant les consommations énergétiques induites.

Dans ce contexte, l'identification des transferts de chaleur et de masse au sein des boues, au cours d'un séchage conductif, et à leur surface pour des conditions de convection données est primordiale pour maîtriser les énergies fournies par l'air et par la dalle chauffante.

Le chapitre 2 a traité les échanges au sein des boues. Un dispositif de mesure de séchage de boues par conduction a été développé et a permis de caractériser les phénomènes de diffusion au sein des boues en fonction de la siccité atteinte et de la fréquence de retournement appliquée. Une corrélation donnant l'évolution du facteur d'impédance de diffusion en fonction de la siccité des boues a été proposée pour deux fréquences de retournement différentes. L'analyse des résultats montre qu'une augmentation de la fréquence de retournement entraîne une accélération des transferts de vapeur au sein des boues.

Le changement de la texture des boues et l'évolution de leur état de surface au cours du séchage empêchent l'application des corrélations de surfaces planes pour la détermination des coefficients d'échange convectifs. Un dispositif de mesure par pesée a été conçu afin d'identifier les conductances de transferts convectifs et d'étudier l'influence des conditions d'air à l'interface de séchage sur l'évaporation au chapitre 3. Les résultats ont montré un écart entre les conductances de transfert latentes mesurées et celles calculées par la théorie classique de la couche limite (en supposant la fonction de Lewis égale à 1). Cet écart est d'autant plus important que la siccité des boues est élevée. Une corrélation donnant l'écart

en fonction de la siccité des boues a été proposée. Les essais réalisés à trois débits de ventilation ont mis en évidence l'effet de l'augmentation de la vitesse superficielle d'air sur l'amélioration des capacités évaporatoires.

Par ailleurs, des simulations aérauliques effectuées sur des serres de séchage conventionnelles ont permis d'évaluer les vitesses à la surface des boues et de prévoir les performances de séchage en s'appuyant sur les résultats expérimentaux. Les simulations ont montré une limitation des vitesses superficielles liée à la configuration de balayage d'air. Une nouvelle configuration de ventilation a été proposée et simulée sous Fluent, basée sur le balayage d'air suivant la largeur de la serre en assurant le soufflage et la reprise par des fentes linéaires. Cette configuration a limité la présence de zones mortes à la surface des boues et induit des vitesses superficielles plus élevées sans engendrer de surcoûts. Une série de mesures menée sur une installation expérimentale dotée de ce système de balayage a confirmé ces observations.

A partir des connaissances acquises aux chapitres précédents, un modèle du procédé de séchage combiné par énergie solaire et pompe à chaleur a été développé au chapitre 4. La modélisation du procédé dans son fonctionnement annuel est un outil indispensable pour évaluer le coût énergétique de l'appoint assuré par les PAC et visualiser l'amélioration des performances comparativement au procédé de séchage conventionnel. Le modèle a été conçu en se basant sur les corrélations d'échange établies au sein des boues, entre les boues et l'air ainsi que sur les modèles des composants de la PAC, en particulier les échangeurs et les compresseurs.

Un des objectifs du modèle développé a été de définir une logique de régulation adaptée à une serre de séchage combiné. En adoptant une logique de régulation saisonnière, des simulations d'un cycle de séchage annuel ont été entreprises pour différentes combinaisons de températures de consigne des deux PAC. Les résultats ont montré qu'une augmentation de la consigne de température de la dalle chauffante entraîne une réduction des consommations énergétiques marginales, indépendamment des consignes de la PAC de chauffage d'air. Ce comportement a été confirmé pour des conditions climatiques horaires choisies simulées. Quelles que soient les conditions climatiques et d'ensoleillement, une logique de régulation unique est retenue sur un cycle annuel. Cette régulation optimale a été choisie en termes de consommations énergétiques marginales induites.

Par ailleurs, les simulations effectuées pour différentes épaisseurs ont souligné le gain apporté par une réduction de l'épaisseur du lit de boues. Les consommations énergétiques sont réduites d'environ 20 % si l'épaisseur est réduite à 10 cm au lieu de 20 cm.

Enfin, cette étude permet d'envisager un nombre de recherches plus poussées sur plusieurs axes qui conduiraient à une amélioration des procédés et des résultats dans un domaine très peu exploité jusqu'à présent.

L'étude expérimentale effectuée au chapitre 2 met en valeur l'influence de la fréquence de retournement sur les performances du séchage conductif. Il serait intéressant de réaliser des essais à de nouvelles fréquences de retournement et de suivre l'évolution du facteur d'impédance de diffusion correspondant. Cette étude permettra d'établir un modèle de porosité de boues en fonction du retournement.

L'étude exposée au chapitre 3 montre l'effet de la texture des boues sur les échanges convectifs à l'interface de séchage. Cette texture étant pilotée par le retournement, il serait intéressant d'effectuer des essais supplémentaires à différentes fréquences de retournement afin de déterminer les conductances sensibles et latentes ainsi que le nombre de Lewis en fonction des conditions de retournement imposées. Les résultats permettront d'élaborer des

expressions de coefficients de transferts de chaleur et de masse en fonction des nombres adimensionnels usuels (Re , Pr , Sc , Sh).

Etant une technique toute récente et de longue durée (cycle annuel), aucun retour d'expérience sur le séchage combiné n'a été publié. Il serait indispensable, une fois ces données acquises, de comparer les résultats simulés aux valeurs mesurées dans l'objectif d'améliorer le modèle.

Les développements présentés au cours de ce travail de recherche ont montré que le séchage combiné est piloté par les conditions climatiques d'une part, et par les caractéristiques des boues telles que l'épaisseur et la siccité d'autre part. Ces données pouvant être mesurées heure par heure, il est possible, pour une capacité évaporatoire cible, d'établir une logique de régulation horaire des pompes à chaleur en se basant sur l'approche d'optimisation présentée au chapitre 4 visant à réduire les consommations énergétiques induites.

Les calculs des consommations énergétiques ont montré que le fonctionnement de la PAC de chauffage d'air contribuait à plus de 70 % des consommations totales. Toutefois, ces consommations peuvent être réduites si les pertes thermiques du système sont également réduites. L'analyse des résultats montrent que la mise en place d'un système de recyclage de l'air sortant et de réintroduction sous la serre, en périodes froides et humides, permet de bénéficier des calories restantes de l'air après son passage à l'évaporateur de la PAC et de réduire par conséquent les pertes du procédé combiné d'environ 50%. Cette option requiert des précautions particulières concernant la teneur de l'air en ammoniac. En fonction d'une teneur critique précisée par les normes françaises, le recyclage peut être total, pour des concentrations faibles l'air circule en boucle fermée, ou partiel pour des concentrations d'ammoniac élevées, où l'air sortant est dilué par mélange avec l'air ambiant.

Références bibliographiques

Chapitre 1

- [ADE00] Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie.
"Procédés de séchage dans l'industrie". Juin 2000
- [ARL05] ARLABOSSE P., CHAVEZ S, PREVOT C.
"Drying of municipal sewage sludge : from a laboratory scale dryer to the paddle dryer". Brazilian journal of chemical engineering, vol. 22, n°2, pp 227-232, April - June 2005.
- [DEG05] DEGRÉMONT
"Mémento technique de l'eau Suez environnement", Lavoisier mai 2005.
- [E&T04] ENVIRONNEMENT Et TECHNIQUE
"Le séchage des boues, une filière qui préserve les options". Juin 2004.
- [EFE03] ENVIRO-CONSULT
EFE conférence du 19/11/2003.
- [IFE02] IFEN
"L'épuration des eaux usées urbaines: Les évolutions récentes de l'assainissement". Les données de l'environnement , N°76, p4, 2002.
- [LEO03] LÉONARD A.
"Etude du séchage convectif des boues de station d'épuration. Suivi de texture par microtomographie à rayons X", Thèse de doctorat de l'université de Liège, 2003.
- [NUM97] NUMRICH R., BROWNE B.W.
"Sludge drying with mechanical vapor recompression". UTA international, vol.2,pp.126-130,1997.
- [NAD95] NADEAU J.P., PUIGGALI J.R.
"Séchage : des processus physiques aux procédés industriels".Edition Lavoisier 1995.
- [OTV97] OUVRAGE COLLECTIF N°2
"Traiter et valoriser les boues". Infinités Communication 1997.
- [RCE99] RAPPORT COMMISSION EUROPÉENNE.
"Mise en œuvre de la directive européenne 91/271/CEE du Conseil du 21 mai 1991 relative au traitement des eaux urbaines résiduaires", modifiée par la directive 98/15/CE de la Commission du 27 février 1998"., 1999.
- [SAU04] SAUR
Direction développement scientifique et technique. Recherche et développement.Dossier de demande d'aide à l'ADEME. Mai 2004.

Chapitre 2

- [BAU04] BAUDEZ J.C., AYOL A., COUSSOT P.

“Practical determination of the rheological behavior of pasty biosolids”.Journal of environmental management, vol.72, pp 121- 188, 2004.

- [DEG05] DEGREMONT, SUEZ.
Mémento technique de l'eau. 10th edition, vol. 1, pp 165-183, vol.2, pp 1290-1305. Lavoisier, 2005.
- [HYL83] HYLAND, R.W. AND WEXLER, A.
Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15K to 473.15K. ASHRAE Transactions., vol.89(2A), pp.500-519, 1983.
- [JON03] JONES B.J., OR D., BINGHAM G.E.
"Gas diffusion measurement and modeling in coarse-textured porous media". Vadoze Zone Journal, vol. 2, pp 602-610, 2003.
- [KOH02] KÖHNE J.M., GERKE H.H., KÖHNE S.
"Effective diffusion coefficients of soil aggregates with surface skins". Soil Science Society of America Journal, vol. 66, pp 1430-1438, 2002.
- [MIL71] MILLINGTON R.J. AND SHEARER R.C.
"Diffusion in aggregated porous media". Journal of Soil Science, vol. 111, No.6, pp 372-378, 1971.
- [MOL97] MOLDRUP, P., T. OLESEN, D.E. ROLSTON, AND T. YAMAGUCHI.
"Modeling diffusion and reaction in soils. Predicting gas and ion diffusivity in undisturbed and sieved soils". Journal of soil Science, vol. 162, pp 632-640, 1997.
- [MOL00a] MOLDRUP P., OLESEN T., GAMST J., YAGAMUSHI T., SCHJONNING P., ROLSTON D.E.
"Predicting the gas diffusion in repacked soil: water induced linear reduction model". Soil Science Society of America Journal, vol. 64, pp 1588-1594, 2000(a).
- [MOL00b] MOLDRUP P., OLESEN T., YAGAMUSHI T., SCHJONNING P., ROLSTON D.E.
"Predicting the gas diffusion in undisturbed soil from soil water characteristics". Soil Science Society of America Journal, vol. 64, pp 94-100, 2000(b).
- [MOL04] MOLDRUP P., OLESEN T., YOSHIKAWA S., KOMATSU T., ROLSTON D.E.
"Three porosity model for predicting the gas diffusion coefficient in undisturbed soil". Soil Science Society of America Journal, vol. 68, pp 750-759, 2004.
- [MUJ95] MUJUMDAR A.
Handbook of industrial drying, second edition, revised and expanded, edited by Arun Mujumdar, 1995.
- [NAD95] NADEAU J.P., PUIGGALI J.R.
Séchage: Des processus physiques aux processus industriels. Edition Lavoisier 1995
- [PRU85] PRUESS, K. AND T.N. NARASIMHAN.
"A Practical Method for Modeling Fluid and Heat Flow in Fractured Porous Media". Society of Petroleum Engineers Journal, vol. 25 part 1, pp14-26, February 1985.

[TUL01] TULI A.
"Pore geometry effect on gaseous diffusion and convective fluid flow in soil".
Dissertation for the degree Doctor in philosophy in soil science. University of
California Davis, 2001.

Chapitre 3

- [AKP06] AKPINAR E.K., BICER Y., CETIN K.F.
"Modelling of thin layer drying of parsley leaves in a convective dryer and
under open sun", Journal of food engineering , vol. 75, pp. 308-315, 2006
- [BER61] BERMAN L.D.
"Evaporative cooling of circulating water ", Pergamon press,1961.
- [HUK99] HUKKA A., OKSANEN O.
"Convective mass transfer coefficient at wooden surface in jet drying of
Veneer", Holzforschung, vol.53, pp. 204-208, 1999
- [JAI06] JAIN D.
"Determination of Convective Heat and Mass Transfer Coefficients for Solar
Drying of Fish", Biosystems Engineering, vol. 94 , part 3, pp., 429–435, 2006.
- [KAR05] KARIM M.A., HAWLADER M.N.A.
"Drying characteristics of banana, Theoretical modelling and experimental
validation", Journal of food engineering, vol. 70, pp. 35-45, 2005
- [KOO07] KOOLI S;, FADHEL A., FARHAT A., BELGITH A.
"Drying of red pepper in open sun and greenhouse conditions . Mathematical
modelling and experimental validation", Journal of food engineering, vol. 79,
pp. 1094-1103, 2007.
- [LEO03] LEONARD A.,
"Etude du séchage convectif des boues de station d'épuration. Suivi de texture
par microtomographie à rayons X", Thèse de doctorat de l'université de Liège,
2003.
- [MAB06] MABROUK S.B, KHIARI B., SASSI M.
" Modelling of heat and mass transfer in a tunnel dryer", Applied thermal
engineering, vol. 26, pp. 2110-2118, 2006
- [MUJ95] MUJUMDAR A.S.
Handbook of industrial drying. Second edition, revised and expanded. Marcel
Dekker Inc. New York,1995
- [PER02] PERRÉ P., MAY B.K.
"The importance of considering surface area reduction to exhibit a constant
drying flux period in foodstuff drying, Journal of food engineering, vol.54, pp.
271-282, 2002.
- [RAH06] RAHMAN N., KUMAR S.
"Evaluation of convective heat transfer coefficient during drying of shrinking
bodies", Energy Conversion and Management, vol. 47, pp. 2591–2601, 2006.

- [RIA05] RIACHI Y.
" Etude et simulation d'un système de climatisation pour bus de transport en commun , conception et réalisation d'un démonstrateur", Thèse de doctorat Energétique, Ecole des Mines de Paris, 2005.
- [SAC93] SACADURA J.F.
"Initiation aux transferts thermiques", Technique et documentation Lavoisier, 1993
- [SCH00] SCHUYLER G.
Rules of thumb for providing uniform airflow, designing air distribution devices, RWDI consulting engineers& scientists, 2000.
- [SJO95]. SJÖHOLM I., GEKAS V.
"Apple Shrinkage upon Drying", Journal of food engineering, vol.25, pp. 123-130, 1995
- [SUN05] SUN L.
"A diffusion model for drying of sensitive solid under multiple heat input modes", Bioresource Technology, vol.96, pp. 1551-1560, 2005.

Chapitre 4

- [BER02] BERNTSSON T.
"Heat sources, technology, economy and environment". International journal of refrigeration, vol. 25, pp 428-438, 2002.
- [CLE89] CLELAND D.J., CLELAND A.C.
"Appropriate level of model complexity in dynamic simulation of refrigeration systems". Refrigeration Science and Technology, Vol.1, pp 261-268, 1989. [5]
- [DAR91] DARROW J.B., LOVATT S.J. AND CLELAND A.C.
"Assessment of a simple mathematical model for predicting the transient behavior of a refrigeration system". XVIIIth International Congress of Refrigeration. Montréal, p. 1189-1192,1991.
- [DEW85] DEWITT D.P., INCROPERA F.P.
Fundamentals of heat and mass transfer. Wiley,.1985.
- [DOM02] DOMANSKI L.
"A parameter estimation based model of Water-to-Water heat pumps for use in energy calculation programs". ASHRAE transactions, vol. 108, part 1, pp 3-17, 2002.
- [FIS85] FISCHER, S.K. AND RICE C.K.
"System design optimization and validation for single-speed heat pump". ASHRAE Transaction, vol 91, part 2,1985
- [HOR05] HORN S., BARR K., MCLELLAN J., BUX M.
"Accelerated air drying of sewage sludge using a climate controlled solar drying hall". <http://www.thermo-system.com>

- [HOU05] HOUILLON G., JOLLIET O.
“Life cycle assessment of processes for the treatment of wastewater urban sludge: energy and global warming analysis”. *Journal of cleaner production*, 13: 287-299, 2005.
- [HYL83] HYLAND, R.W. AND WEXLER, A.
Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15K to 473.15K. *ASHRAE Trans.*, vol.89(2A), pp.500-519,1983
- [JIN02] JIN, H. AND J.D. SPITLER.
“A parameter estimation based model of water-to-water heat pumps for use in energy calculation programs”. *ASHRAE Transactions*. Vol.108, part 1, pp:3-17, 2002.
- [KIM04] KIM M., KIM M.S., CHUNG J.D.
“Transient thermal behavior of a water heater system driven by a heat pump”. *International journal of refrigeration*, vol.27, pp 415-421, 2004
- [LIN05] LINDHOLM, HOFLUND, R.; ZHOU, Y.
“Design and optimum control of a Swedish dual-source (air and ground) heat pump system”. 8th IEA Heat Pump Conference, CD pp. 1-13. Las Vegas, USA: IEA, 2005.
- [SLI07] SLIM R., ZOUGHAIB A., CLODIC D.
“Characterization of sewage sludge water vapor diffusivity in low temperature conductive drying”. *Journal of Porous Media*. Article in Press, 2007.
- [STE92] STEFANUK N.B.M., APLEWICH J.D. RENKSIZBULUT M.
Modelling and simulation of a superheat-controlled water-to-water heat pump. *ASHRAE Transactions*, Vol. 98, Part 2, p.172-184, 1992 .

MODELISATION ET CONCEPTION D'UNE SERRE SOLAIRE ASSISTEE PAR POMPES A CHALEUR POUR LE SECHAGE DES BOUES DE STATION D'EPURATION

Résumé

La gestion des boues représente un véritable défi dû à sa consommation d'énergie et la pollution environnementale associée. L'objectif de ce mémoire est de concevoir et d'étudier un procédé de séchage de boues par énergie solaire et pompes à chaleur, et d'explorer les options techniques pour fournir l'appoint d'énergie aux boues.

Un dispositif de séchage expérimental a été réalisé afin d'étudier le séchage conductif des boues et d'évaluer leurs caractéristiques. Une méthode analytique a été proposée pour évaluer la diffusivité de la vapeur d'eau dans les boues, modélisées en tant qu'ensemble d'agrégats poreux. Cette méthode, basée sur un modèle diffusif fickian, a permis de suivre l'évolution de facteur d'impédance de diffusion au cours d'un cycle de séchage. Les expériences ont souligné l'effet de la fréquence de retournements sur l'intensification du séchage.

Les transferts de chaleur et de masse convectifs intervenant à l'interface de séchage air-boues ont été caractérisés expérimentalement. L'intensification de l'évaporation due à l'augmentation des vitesses d'air superficielles a été mise en évidence. Une corrélation a été établie pour rendre compte de l'écart entre les conductances latentes expérimentales et les conductances prévues par la théorie de Lewis, en fonction des siccités des boues. Le concept de soufflage d'air par fentes linéaires sur la largeur de la serre a été proposé comme moyen d'amélioration des conditions aérauliques dans une serre de séchage.

A partir de ces développements, un modèle mathématique du procédé de séchage combiné a été établi afin d'évaluer ses performances et ses consommations énergétiques. Les données climatiques ont été intégrées afin d'évaluer les performances saisonnières du procédé et d'étudier l'influence des conditions climatiques sur les modes opératoires des pompes à chaleur. Les simulations ont permis de définir une logique de régulation optimale en termes de minimisation des consommations énergétiques marginales. En outre, le modèle a mis en évidence l'amélioration apportée par la réduction de l'épaisseur du lit de boues au cours d'un séchage combiné.

Mots clés : séchage, boues de station d'épuration, serre solaire, pompe à chaleur, conductif, transfert de masse, consommations énergétiques

MODELLING AND DESIGN OF A DRYING SYSTEM BY SOLAR GREENHOUSE ASSOCIATED WITH HEAT PUMPS FOR SEWAGE SLUDGE

Abstract

Wastewater sludge management raises a serious challenge due to ever increasing environmental pollution and energy consumption. The aim of this work is to study the drying of wastewater sludge using solar energy combined with heat pumps and to investigate possible ways of providing supplemental energy to sludge drying when needed.

A laboratory-scale drying test bench was set up to study the conductive drying of sludge and evaluate its drying characteristics. An analytical method was developed to evaluate water vapor diffusivity within urban sludge, modelled as coarse aggregated porous medium where only aggregates external porosity is accounted for. This method, which is based on the analytical solution of a fickian diffusive model, allows the evaluation of the impedance to which vapor diffusion is subjected throughout drying, as a function of the sludge dry solid content. Experiments highlighted the effect of mixing frequency on drying enhancement.

Convective heat and mass transfers, occurring between air and sludge, were experimentally characterized. Experiments have shown the effect of increased surface air velocities on the enhancement of the drying mechanism. A correlation giving the deviation from the Lewis' predicted mass transfer coefficients was established as a function of the sludge dry solid content. The concept of blowing air by means of linear slits along the greenhouse width was proposed as a way of improving air distribution inside the greenhouse.

A mathematical model has been developed to simulate this new drying system and evaluate its performances and energy consumptions. Weather data were incorporated in order to evaluate system seasonal performances. The system analysis focused on the influence of climatic conditions on heat pumps operating conditions and allowed the definition of an optimal regulation based on the minimisation of the marginal energy consumption. Furthermore, simulations showed improvement on the combined drying system performances with reduced sludge thickness.

Key words: drying, sludge, greenhouse, solar, heat pump, conductive, mass transfer, energy consumption

Laboratoire d'accueil : Centre d'Energétique - Ecole des Mines de Paris
60 Bd Saint-Michel - F-75272 Paris Cedex 06

Thèse présentée par : SLIM Rayan **le :** 25 octobre 2007

Discipline : "Energétique" - Ecole des Mines de Paris
