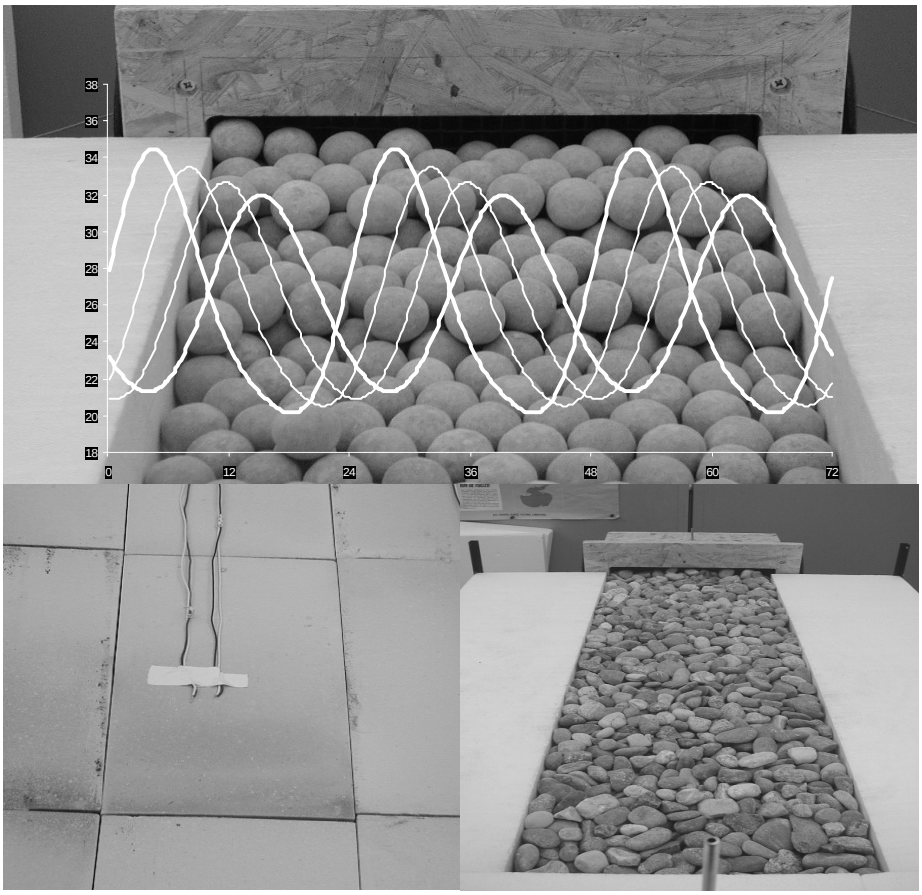
CENTRE UNIVERSITAIRE D'ÉTUDE
DES PROBLÈMES DE L'ÉNERGIE
Bâtiment A Battelle, route de Drize, 7 | CH-1227 Carouge
Tél. 022 705 96 61 | Fax 022 705 796 39

UNIVERSITÉ DE GENÈVE

DEPHASEUR THERMIQUE DIFFUSIF



RAPPORT FINAL

Sous mandat de l'Office fédéral de l'énergie

Juin 2004

Pierre Hollmuller, Bernard Lachal, Jean-Marc Zgraggen

avec la collaboration de

Eric Pampaloni et Julien Mezzo

TABLE DES MATIERES

1) INTRODUCTION ET REMERCIEMENTS 3

2) ETAT DE L'ART 5

3) MODELE ANALYTIQUE 7
- 3.1) But/méthode 7
- 3.2) Modèle deux-phases (ou modèle de Schuman) 8
- 3.3) Effet de la diffusion intraparticulaire 12
- 3.4) Effet de la diffusion axiale 16
- 3.5) Effet des pertes latérales 18
- 3.6) Inhomogénéité du flux 22
- 3.7) débit et échange convectif effectifs 26
- 3.8) Résumé 27

4) DEVELOPPMENT DE PROTOTYPES 29
- 4.1) Période de l'oscillation thermique 29
- 4.2) Description des prototypes 29

5) RESULTATS 39
- 5.1) Description méthodologique 39
- 5.2) Détermination des grandeurs caractéristiques 42
- 5.3) Discussion des résultats 48

6) CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES 51

BIBLIOGRAPHIE 53

ANNEXE 1) MESURES ET MODELISATIONS 57

ANNEXE 2) EVALUATION DES CARACTERISTIQUES DES MATERIAUX 87

ANNEXE 3) EVALUATION DU FACTEUR D'ECHANGE »H0 » 94

1. INTRODUCTION ET REMERCIEMENTS

Ce projet vise à déphaser une oscillation thermique portée par un flux d'air, sans quasiment l'amortir, par échange thermique avec un stock diffusif en couches minces. Mis en évidence de façon théorique et expérimentale à l'occasion d'une importante étude sur les échangeurs air/sol [Hollmuller], ce phénomène s'avère particulièrement prometteur en régime journalier (voir figure 1.1). Il permettrait en effet, par déphasage de 8 à 12 heures de la température météo, d'induire un important potentiel de rafraîchissement des bâtiments et de se substituer ainsi aux machines frigorifiques. Il pourrait également être utilisé en régime annuel, permettant à la fois de livrer en hiver de l'énergie solaire estivale et de transférer vers l'été du froid hivernal.

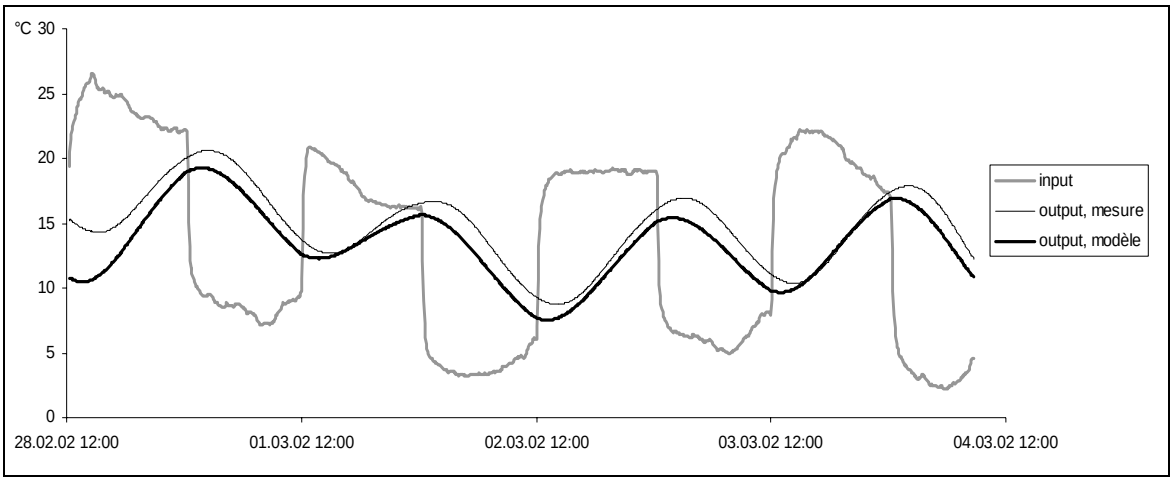


Fig. 1.1 : Déphasage à amortissement quasi nul d'une fréquence journalière "carrée" : comparaison entre mesure et modèle analytique.

Les buts du projet étaient :
- L'approfondissement théorique du concept de déphasage thermique à amortissement quasi-nul et l'identification d'applications pour le stockage de la chaleur et de la fraîcheur.
- L'étude paramétrique de différents matériaux et de différentes configurations géométriques.
- Le développement d'un ou deux prototypes pour le rafraîchissement par déphasage journalier.
- Le test in situ des prototypes en rafraîchissement passif.
- L'élaboration d'un projet d'installation pilote.

Le présent rapport décrit le travail réalisé et se compose de 6 parties :
- Une revue bibliographique (Etat de l'art),
- La description détaillée du travail théorique, en particulier les résultats des différents développements analytiques, pour la totalité originaux (Modèle analytique),
- La description du travail expérimental sur deux prototypes totalisant près de six mois de mesures dans plus de trente configurations différentes (Développement de prototypes),
- La présentation des résultats, leur analyse et une discussion de leurs implications pratiques (Résultats),
- Nos conclusions ainsi que les perspectives de ce travail (Conclusions et perspectives),
- Finalement, trois annexes : les mesures complètes effectuées et leur analyse, les mesures de capacité calorifique des matériaux utilisés et la mesure du facteur d'échange entre 2 plaques.

Nos remerciements vont à tous ceux qui ont positivement participé à ce projet, en particulier :
- L'OFEN et en premier lieu Jean-Christophe Hadorn, pour l'aide financière, l'appui et la confiance accordée pour le développement de cette nouvelle philosophie de stockage de la chaleur / fraîcheur.
- La société « Tuilerie de Bardonnex », en particulier son directeur Monsieur Stadelmann, qui nous a prêté en grande quantité les différents matériaux en terre cuite dont nous avons eu besoin : briques, planelles et tuiles.
- Enfin, les différents collègues du Cuepe qui ont du supporter la présence des deux prototypes dans nos locaux et nous ont, d'une manière ou d'une autre, donné conseils et idées.

2. ETAT DE L'ART

2.1. Phénomène de déphasage contrôlé

C'est au terme d'une importante étude sur les échangeurs air/sol [Hollmuller] que fut mis en évidence théorique puis expérimentale le phénomène faisant l'objet de ce projet : la possibilité de déphaser une oscillation thermique portée par un flux d'air, sans quasiment l'amortir, par échange thermique avec un stock diffusif en couches minces. Ce phénomène s'avérait particulièrement prometteur en régime journalier, promettant par déphasage de 8 à 12 heures de la température météo d'induire un important potentiel de rafraîchissement des bâtiments. Au terme de cette première mise en évidence, il semblait que le phénomène pourrait également être utilisé en régime annuel, permettant à la fois de livrer en hiver de l'énergie solaire estivale et de transférer vers l'été du froid hivernal.

Ni la nature exacte du phénomène, ni son domaine de validité n'étaient alors connue par les auteurs, pas plus que la possibilité de l'optimiser par recours à d'autres géométries que celle utilisée lors de ces premiers essais.

Ceci étant, de nombreux processus industriels font intervenir une interaction entre un fluide et un lit fixe ("packed bed" dans la littérature). Ces derniers, qui peuvent être des matériaux poreux ou un ensemble de particules solides, présentent l'avantage d'offrir une grande surface d'échange par unité de volume, leur utilisation pouvant donner lieu à des transferts thermiques massiques ou à des réactions chimiques.

Les applications thermiques, qui nous intéressent ici, ont elles-mêmes données lieu à une vaste littérature, dont on trouvera un aperçu en fin de rapport, parmi laquelle une bonne revue de l'état de l'art [Wakao et Kagei]. Le survol de cette littérature – pour certains cas ciblés, son étude détaillée – montre cependant que l'effet de déphasage thermique contrôlé n'avait apparemment jamais été mis en évidence avant nos travaux, ni théoriquement, ni expérimentalement.

L'arsenal des divers modèles analytiques utilisés, dont on trouve des études comparées [Wakao et Kagei, mais aussi Ismail et Stuginsky], est en particulier quasiment toujours développé en mode « one-shot » : envoi d'une impulsion de débit / température fixes dans un lit initialement au repos. Ceci est en particulier le cas pour le modèle 2-phases le plus simple [Schumann], développé en 1929 déjà et référencié par la plupart des modèles plus raffinés, décrivant l'interaction ente un flux uniforme et un lit homogène, ne présentant ni diffusion radiale (intraparticule), ni axiale (interparticule). Pourtant, étudié en régime sinusoïdal ce modèle simple explique l'essence même du phénomène de déphasage contrôlé, ainsi que nous le verrons plus loin. Le seul modèle, en l'occurrence avec diffusion radiale et axiale, qui traite explicitement le signal sinusoïdal ne le fait que dans le but de déterminer le coefficient de diffusion axial [Gun et De Souza, cité par Wakao et Kagei, Ch. 6].

La raison principale de cet état de fait réside probablement dans l'intérêt porté jusqu'ici à l'optimisation de la puissance échangée / stockée, qui croît avec le débit d'air, alors que nous nous intéressons ici prioritairement à la prestation thermique (niveau de température), le déphasage contrôlé nécessitant des débits relativement faibles et calibrés.

2.2. Echange convectif en « low-flow »

Ceci étant, des études spécifiques en « low-flow » mettent le doigt sur des phénomènes intéressants, en particulier concernant l'échange convectif air / matière, qui jouera comme nous le verrons un rôle fondamental dans le phénomène recherché ici. Ainsi, une revue traitant de la problématique des lits de gravier [Achenbach] met en évidence que l'échange convectif est généralement surestimé par les modèles lorsque le nombre de Reynolds se situe en dessous 500. Les deux raisons majeurs invoqués pour expliquer ces différences sont la non-uniformité de la fraction de vide et la conduction axiale, qui ont pour effet de réduire la valeur apparente de l'échange convectif. Une revue similaire en géométrie plane [Shah et London] met quant à elle en évidence le manque de données mesurées par rapport aux modèles théoriques.

Non-uniformité de la fraction de vide

L'arrangement statistique des sphères adjacentes à la surface de l'isolation a pour effet une fraction de vide plus élevée sur les bords que la valeur moyenne au centre du lit. Pour des lits de sphères, des mesures de distribution radiale à proximité des bords [Benenati et Brosilow, plus récemment Götz et al.] a ainsi montré que la porosité décroît depuis les bord vers l'intérieur, en oscillant pour se stabiliser à une distance d'environ quatre à cinq fois le diamètre des sphères. La conséquence directe majeure est une distribution inhomogène des vitesses avec la création d'une zone de "bypass" près des bords. La présence de ce phénomène a plusieurs fois été mise en évidence expérimentalement [Hollands et al., Moise et Tudose]. De même, l'utilisation de l'imagerie par résonance magnétique pour mesurer la distribution radiale de la porosité et de la vitesse dans un lit de sphères [Götz et al.], montre une nette relation de proportionnalité entre la distribution radiale de la porosité et de la vitesse, ainsi que des zones de stagnation et même de "back flow".

D'après Achenbach cet effet de bypass est d'autant plus prononcé que le rapport du diamètre des particules sur le diamètre du conduit est élevé. Il donne une abaque permettant d'estimer les rapports de vitesses bord/centre et centre/moyenne. Un autre modèle propose un coefficient de transfert qui tient compte d'une distribution non uniforme de la porosité [Martin]. Il partage la section d'un lit de sphère en deux parties : la première avec une porosité normale et la seconde avec une porosité plus grande qui représente ainsi la section de bypass. Son modèle permet d'expliquer la diminution du nombre apparent de Nusselt avec la diminution du diamètre pour un nombre de Reynolds constant. Il montre aussi, pour les faibles valeurs de Reynolds, une grande sensibilité à ce nombre de Reynolds.

En résumé, la non-homogénéité du flux est probablement une des causes des mesures d'un échange convectif plus faible que donné par les prédictions usuelles.

Conductivité thermique axiale

La conductivité thermique dans un lit fixe ne dépend pas seulement des propriétés de la matière mais également des conditions d'écoulement du flux, de transfert de chaleur et de la taille et forme des particules [Achenbach]. Avec un fluide stagnant, les transferts entre particules sont dominés par trois mécanismes distincts : la conduction entre deux particules en contact à travers la surface de contact, la conduction entre deux particules en contact à travers le fluide et la conduction à travers le fluide entre deux particules éloignées, la contribution relative de ces trois termes dépendant du rapport entre les conductivités de solide et du fluide [Cheng].

Enfin, selon [Vortmeyer], pour des nombres de Reynolds inférieurs à 200 la dispersion axiale deviendrait dominante dans le transfert de chaleur. Un bon nombre d'auteurs s'accordent pour dire que la conduction thermique effective se compose d'une conductivité effective du lit sans flux et d'une contribution qui dépend de la vitesse. Il propose pour quelques matières une relation qui permet de calculer la conductivité thermique axiale d'un lit de sphères pour de faibles vitesses du flux d'air.

3. MODELE ANALYTIQUE

3.1. But / méthode

Les buts de ce chapitre sont :

- La mise en évidence et explicitation du phénomène de déphasage thermique à amortissement contrôlé. Pour cela nous utiliserons un modèle simplifié, dit modèle « 2-phases » ou modèle de Schuman, qui n'a à notre connaissance précédemment jamais été étudié pour une excitation périodique.
- La caractérisation des effets perturbateurs (diffusion intra et interparticules, pertes par enveloppe, inhomogénéité de flux). Il s'agit la également d'effets largement introduits dans la littérature, mais très rarement pour une excitation périodique et en aucun cas pour étudier le phénomène de déphasage contrôlé.

De façon générale nous nous intéressons donc à la modélisation, par système d'équations différentielles, des échanges thermiques entre un flux d'air sujet à une oscillation thermique sinusoïdale, traversant un stock de particules de stockage (Fig. 3.1). Le système est essentiellement défini par les caractéristiques thermiques de ce dernier, ainsi que par :

- Le débit d'air, la section et la fraction de vide du stock, qui déterminent les vitesses à vide et interstitielle.

- Le volume et la surface d'échange spécifique du stock (par unité de longueur), dont le rapport détermine la taille spécifique des particules :

$$p_s = \frac{S_s}{L}$$
$$d_s = \frac{V_s}{S_s} = \frac{(1-\eta\ )A}{p_s}$$

- L'échange convectif air/stock qui jouera, comme nous le verrons, un rapport essentiel dans son rapport avec la capacité de stockage par période, défini de la façon suivante :

$$k_0 = \omega c_s \rho_s d_s$$
$$= \pi c_s \rho_s d_s \frac{\tau}{2}$$

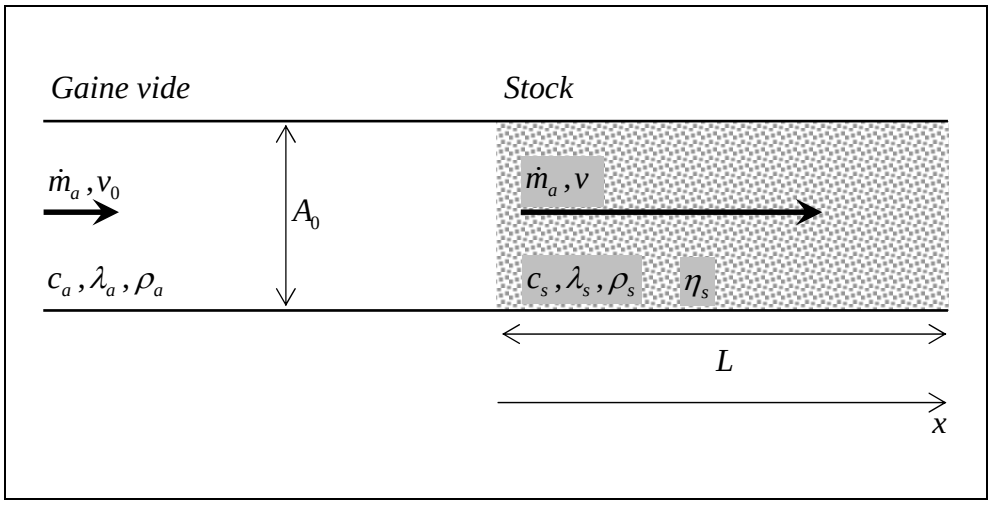
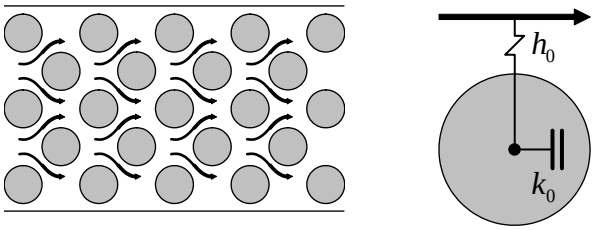


Fig. 3.1 : Schéma de principe.

Afin de se limiter à l'essentiel, nous n'exposerons pas ici la méthode de résolution des équations différentielles. Après avoir exposé le modèle en question, nous en donnerons directement la solution et en analyserons les conséquences sur l'effet de déphasage recherché. Le texte restant néanmoins chargé de symboles mathématiques, nous résumerons en fin de chapitre les conclusions les plus importantes de cette étude analytique.

3.2. Modèle deux-phases (ou modèle de Schuman)

Description et solution mathématique



Modèle

$$c_a \dot{m}_a \left(\frac{1}{v} \partial_t T_a + \partial_x T_a \right) + p_s h_0 \left(T_a - T_s \right) = 0$$

$$\frac{d_s}{2} c_s \rho_s \partial_t T_s + h_0 \left(T_s - T_a \right) = 0$$

avec :

$$T_a \big|_{x=0} = \theta_0 \cos(\omega t)$$

Solution

En régime établi :

$$T_a = \theta_0 \exp\left(-\frac{S_s h}{c_a \dot{m}_a} \right) \cos\left(\omega \left(t - \frac{x}{v} \right) - \frac{S_s k}{c_a \dot{m}_a} \right)$$

où :

$$\frac{1}{h + ik} = \frac{1}{h_0} + \frac{1}{ik_0}$$

c'est-à-dire :

$$h = \frac{h_0 k_0^2}{h_0^2 + k_0^2}$$

$$k = \frac{h_0^2 k_0}{h_0^2 + k_0^2}$$

Relation transmission / déphasage

$$\varepsilon = \exp\left(-\frac{S_s h}{c_a \dot{m}_a}\right)$$

$$\varphi = \frac{S_s k}{c_a \dot{m}_a}$$

c'est-à-dire :

$$\varepsilon = \exp\left(-\frac{h}{k}\varphi\right) = \exp\left(-\frac{k_0}{h_0}\varphi\right)$$

La relation transmission / déphasage dépend donc du rapport entre h_0 et k_0 (Fig. 3.2).

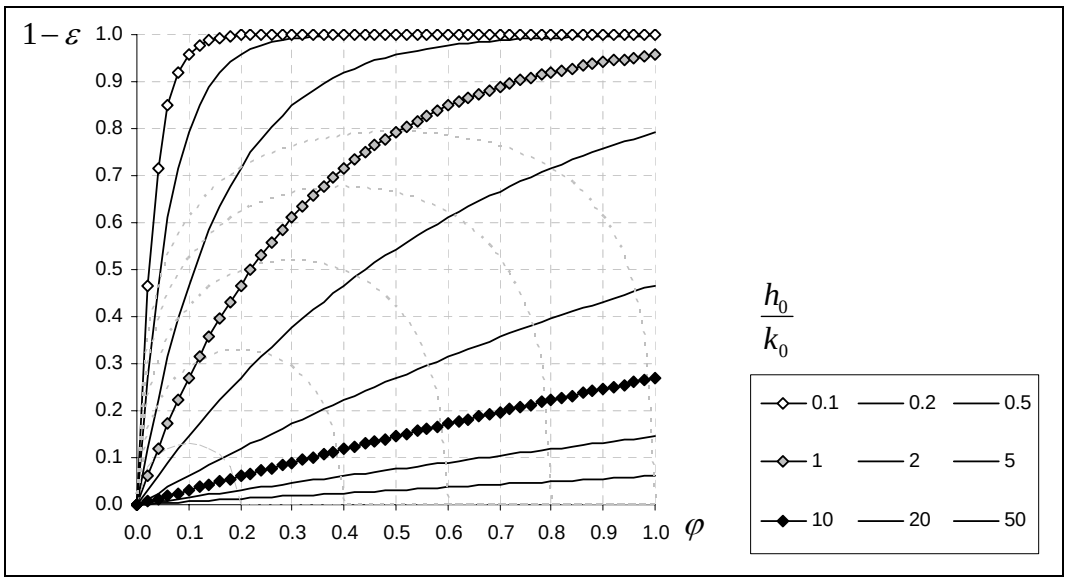


Fig. 3.2 : Transmission versus déphasage, modèle 2-phases.

Phénomène piston et règle du pouce

Longueur nécessaire à déphasage complet ($\varphi = \pi$) :

$$L_\pi = \left(1 + \frac{k_0^2}{h_0^2}\right) L_s$$

$$L_s = \frac{c_a \rho_a}{(1-\eta_0) c_s \rho_s} L_0$$

$$L_0 = v_0 \frac{\tau}{2}$$

Le phénomène de déphasage à amortissement contrôlé est donc l'équivalent d'un effet piston, où le ralentissement du fluide par changement de section est remplacé par un ralentissement de l'onde thermique grâce à la masse thermique ajoutée (Fig. 3.3). Ce phénomène corrobore évidemment la nécessité d'un bon échange convectif.

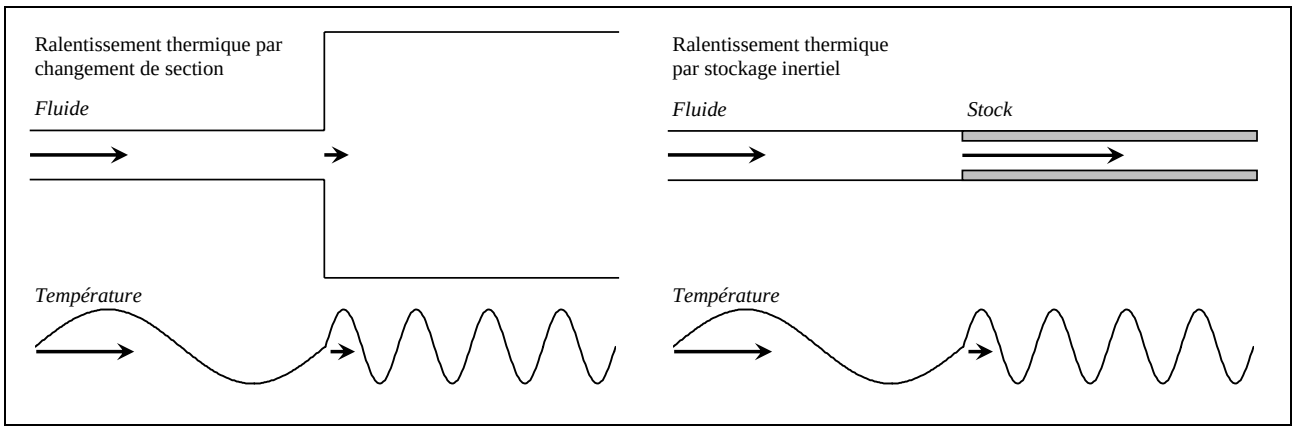


Fig. 3.3 : Effet piston..

Effet de la taille des particules

Afin de pouvoir étudier l'effet de la taille des particules nous allons définir quelques grandeurs adimensionnelles. Pour cela, bien qu'elle ne joue pas à proprement parler de rôle dans le modèle 2 phases, nous introduisons la conductivité et les grandeurs y relatives :

$$a_s = \frac{\lambda_s}{c_s \rho_s}$$

$$\delta_s = \sqrt{\frac{a_s \tau}{\pi}}$$

$$h_\delta = \frac{\lambda_s}{\delta_s}$$

Ce qui permet de définir les grandeurs adimensionnelles suivantes :

$$\bar{h}_0 = \frac{h_0}{h_\delta} \ , \ \bar{k}_0 = \frac{k_0}{h_\delta} \ , \ \bar{h} = \frac{h}{h_\delta} \ , \ \bar{k}_0 = \frac{k}{h_\delta}$$

$$\bar{d}_s = \frac{d_s}{\delta_s}$$

On a alors :

$$\bar{k}_0 = \bar{d}_s$$

$$\bar{h} = \frac{\bar{h}_0 \, \bar{d}_s^{\,2}}{\bar{h}_0^2 + \bar{d}_s^{\,2}} \qquad \left(\approx \frac{\bar{d}_s^{\,2}}{\bar{h}_0} \quad \text{si} \ \frac{\bar{d}_s}{\bar{h}_0} << 1 \right)$$

$$\bar{k} = \frac{\bar{h}_0^2 \bar{d}_s}{\bar{h}_0^2 + \bar{d}_s^{\,2}} \qquad \left(\approx \bar{d}_s \quad \text{si} \ \frac{\bar{d}_s}{\bar{h}_0} << 1 \right)$$

soit pour un déphasage de π :

$$\varepsilon_\pi = \exp\left(-\frac{\bar{d}_s}{\bar{h}_0} \pi \right) \qquad \left(\approx 1 - \left(\frac{\bar{d}_s}{\bar{h}_0} \right) \pi \quad \text{si} \ \frac{\bar{d}_s}{\bar{h}_0} << 1 \right)$$

$$\frac{L_\pi}{L_s} = 1 + \left(\frac{\overline{d}_s}{\overline{h}_0} \right)^2$$

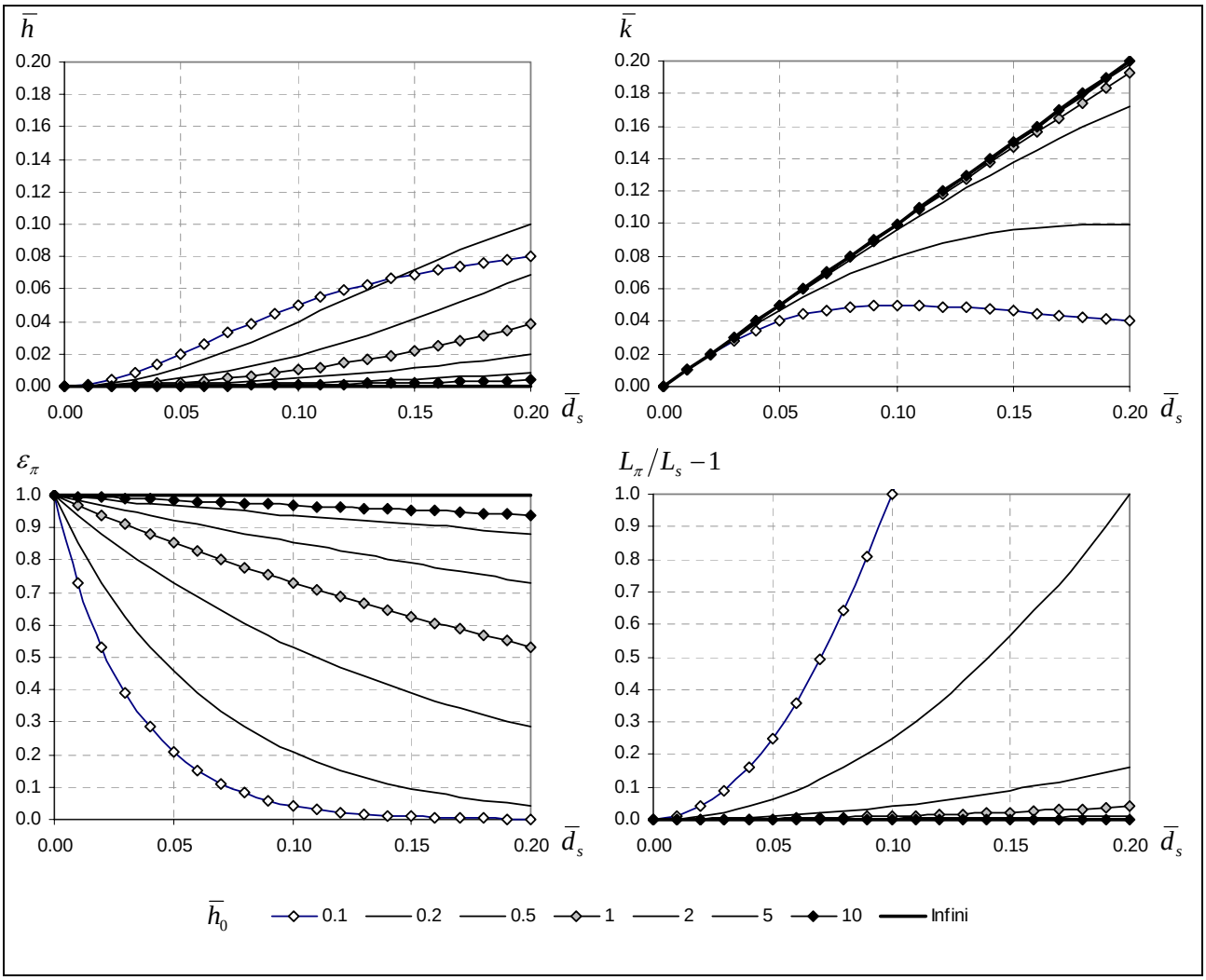
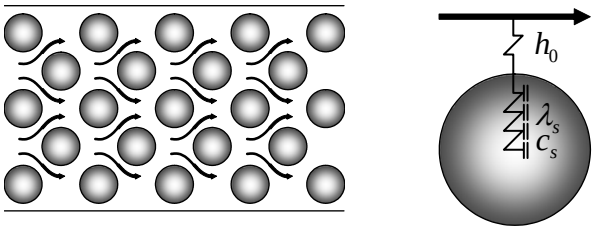


Fig. 3.4 : Effet de la taille des particules, modèle 2-phases.

3.3. Effet de la diffusion intraparticule

Description et solution mathématique



Modèle

$$c_a \dot{m}_a \left(\frac{1}{\nu} \partial_t T_a + \partial_x T_a \right) + p_s h_0 \left(T_a - T_s\big|_{z_0} \right) = 0$$

$$\lambda_s \nabla T_s\big|_{z_0} + h_0 \left(T_s\big|_{z_0} - T_a \right) = 0$$

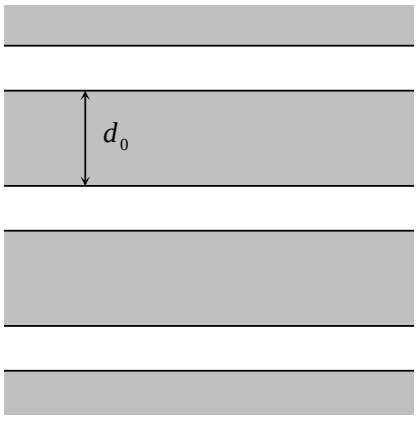
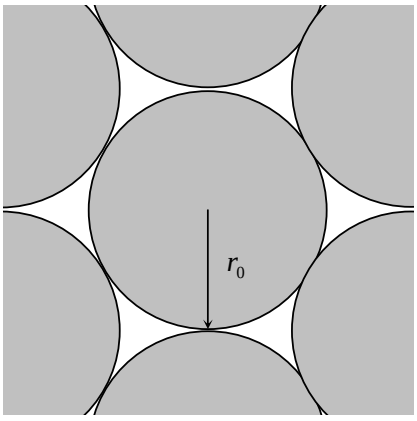
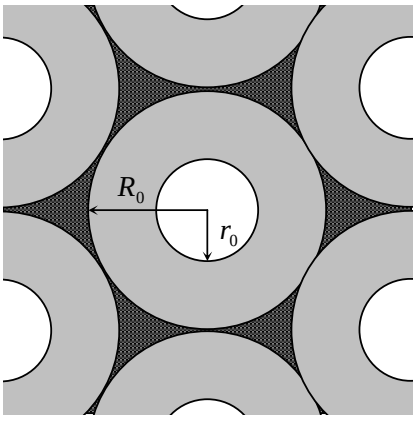
$$\partial_t T_s - a_s \nabla^2 T_s = 0$$

avec :

$$T_a\big|_{x=0} = \theta_0 \cos(\omega t)$$

où les géométries sont définies dans le tableau ci-dessous.

Tab. 3.1 : Définition des géométries de diffusion intraparticules.

Géométrie plane	**Géométrie sphérique**	**Géométrie cylindrique**
		
$d_s = d_0$	$d_s = \frac{2r_0}{3}$	$d_s = \frac{R_0^2 - r_0^2}{2r_0}$

Solution

En régime établi :

$$T_a = \theta_0 \exp\left(-\frac{S_s h}{c_a \dot{m}_a}\right)\cos\left(\omega\left(t-\frac{x}{v}\right)-\frac{S_s k}{c_a \dot{m}_a}\right)$$

où :

$$\frac{1}{h+ik} = \frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_s + ik_s}$$

c'est-à-dire :

$$h = \frac{h_0\left(h_0 h_s + h_s^2 + k_s^2\right)}{\left(h_0 + h_s\right)^2 + k_s^2}$$

$$h = \frac{h_0^2 k_s}{\left(h_0 + h_s\right)^2 + k_s^2}$$

avec pour hs et ks :

- en géométrie plane :

$$h_s + ik_s = (1+i)\frac{\lambda_s}{\delta_s}\frac{\sinh\left((1+i)\frac{d_0}{2\delta_s}\right)}{\cosh\left((1+i)\frac{d_0}{2\delta_s}\right)}$$

  où d_0 est l'épaisseur des plaques (activées sur les deux faces)

- en géométrie sphérique :

$$h_s + ik_s = (1+i)\frac{\lambda_s}{\delta_s}\left(\frac{\cosh\left((1+i)\frac{r_0}{\delta_s}\right)}{\sinh\left((1+i)\frac{r_0}{\delta_s}\right)} - \frac{\delta_s}{r_0}\right)$$

  où r_0 est le rayon des sphères

- en géométrie cylindrique :

$$h_s + ik_s = (1+i)\frac{\lambda_s}{\delta_s}\frac{K_1\left((1+i)\frac{r_0}{\delta_s}\right)\cdot I_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta_s}\right) - I_1\left((1+i)\frac{r_0}{\delta_s}\right)\cdot K_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta_s}\right)}{K_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta_s}\right)\cdot I_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta_s}\right) + I_0\left((1+i)\frac{r_0}{\delta_s}\right)\cdot K_1\left((1+i)\frac{R_0}{\delta_s}\right)}$$

  où $\Delta R_0 = R_0 - r_0$ est l'épaisseur du cylindre.

Taille des particules

Pour analyser l'effet induit par la diffusion intraparticule, nous ajoutons à celles définies précédemment les grandeurs adimensionnelles suivantes :

$\bar{d}_0 = \dfrac{d_0}{\delta_s}$ pour la géométrie plane

$\bar{r}_0 = \dfrac{r_0}{\delta_s}$ pour la géométrie sphérique

$\bar{r}_0 = \dfrac{r_0}{\delta_s}$ et $\Delta\bar{R}_0 = \dfrac{R_0}{\delta_s}$ pour la géométrie cylindrique

Par rapport au modèle 2-phases, on observe alors que la diffusion intraparticule induit des corrections relativement faibles sur la transmission et la longueur de déphasage (Fig. 3.5 – 3.7), pour autant que la taille relative des particules reste faible. De façon générale (pour chacune des géométries) :

$$\frac{d_s}{\delta_s} < 0.2 \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} \Delta\varepsilon_\pi < 4\% \\ \dfrac{\Delta L_\pi}{L_\pi} < 2\% \end{cases}$$

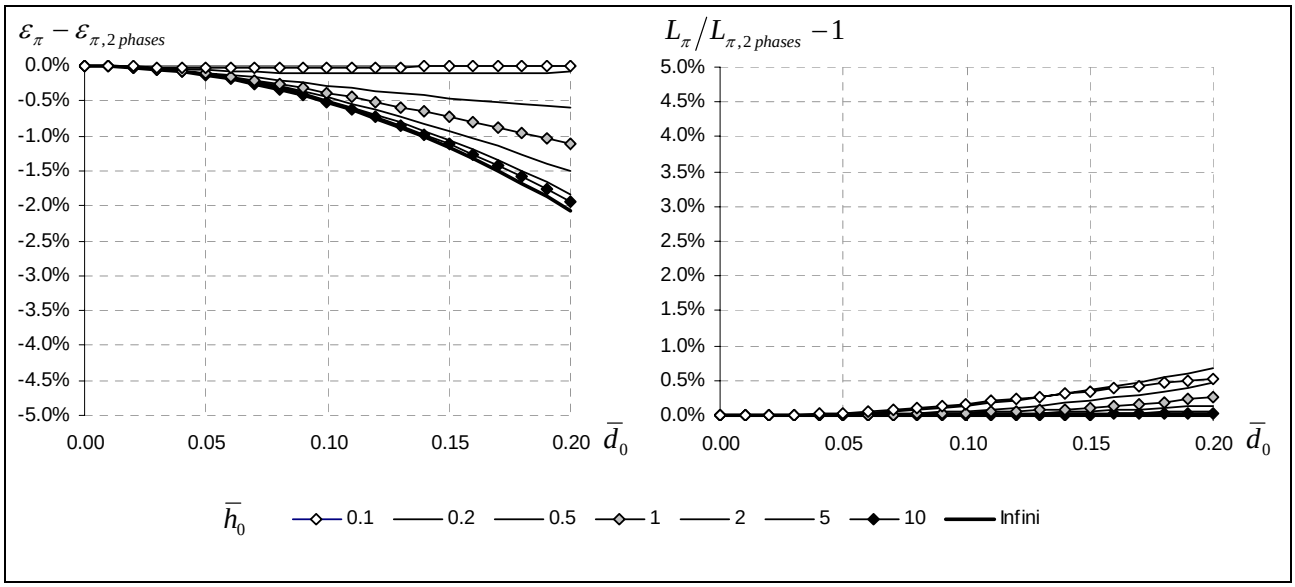


Fig. 3.5 : Effet de la diffusion intraparticule, géométrie planne.

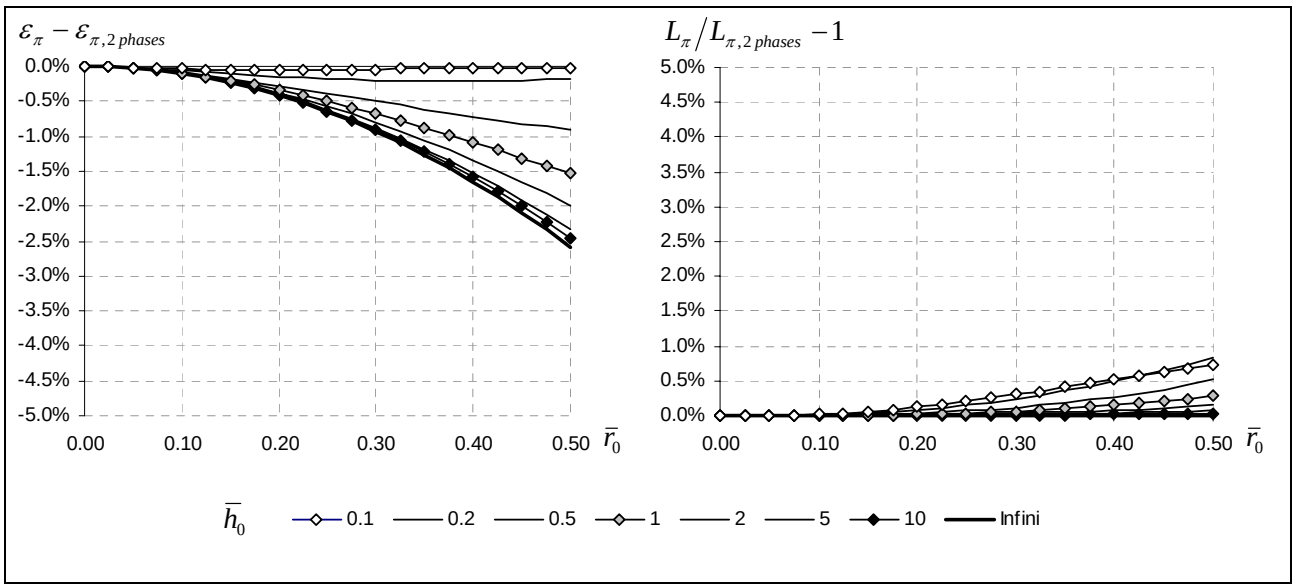


Fig. 3.6 : : Effet de la diffusion intraparticule, géométrie sphérique.

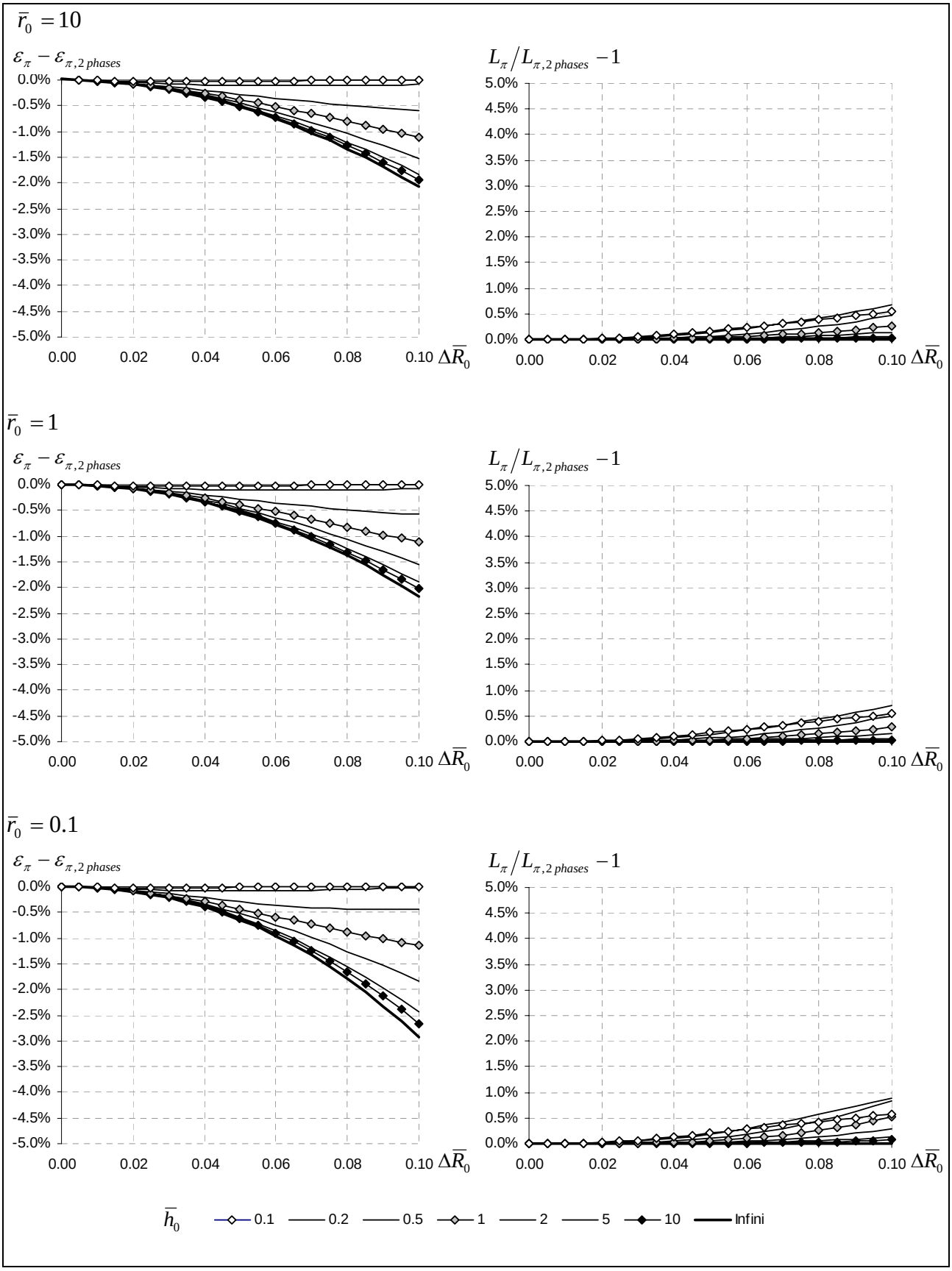
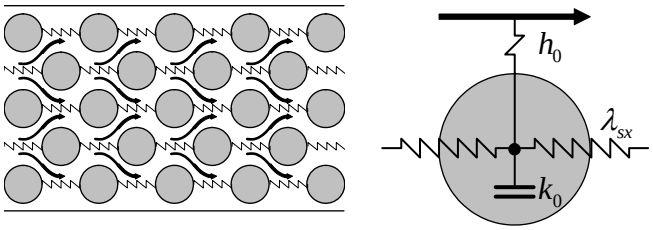


Fig. 3.7 : : Effet de la diffusion intraparticule, géométrie cylindrique.

3.4. Effet de la diffusion axiale

Description et solution mathématique



Modèle

$$c_a \dot{m}_a \left(\frac{1}{\nu} \partial_t T_a + \partial_x T_a \right) + p_s h_0 \left(T_a - T_s \right) = 0$$

$$\frac{d}{2} c_s \rho_s \partial_t T_s + h_0 \left(T_s - T_a \right) - \frac{d}{2} \lambda_{sx} \partial_x^2 T_s = 0$$

avec :

$$T_a\big|_{x=0} = \theta_0 \cos(\omega t)$$

Solution

En régime établi :

$$T_a = \theta_0 \sum_{i=1,2} \varepsilon_i \exp\left(-\frac{S_s h_i}{c_a \dot{m}_a} \right) \cos\left(\omega t - \frac{S_s k_i}{c_a \dot{m}_a} \right)$$

avec :

$$h_1 = -k_0 \mathbf{Im}(\gamma_1) \qquad h_1 = -k_0 \mathbf{Im}(\gamma_2)$$

$$k_1 = k_0 \mathbf{Re}(\gamma_1) - \mathbf{Arg}\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - \gamma_1} \right) \qquad k_1 = k_0 \mathbf{Re}(\gamma_2) - \mathbf{Arg}\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - \gamma_2} \right)$$

$$\varepsilon_1 = \mathbf{Mod}\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_2 - \gamma_1} \right) \qquad \varepsilon_1 = \mathbf{Mod}\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - \gamma_2} \right)$$

où γ_1 et γ_2 sont solutions[1] de :

$$A\gamma^3 + B\gamma^2 + C\gamma + D = 0$$

[1] On ne retiendra que les deux solutions telles que $\mathbf{Re}(\gamma) > 0$

avec :

$$A = \frac{\pi^2}{2}\left(\frac{\delta_{sx}}{L_s}\right)^2$$

$$B = \frac{\pi^2}{2}\left(\frac{\delta_{sx}}{L_s}\right)^2\left(i\frac{h_0}{k_0} - \frac{\eta}{1-\eta}\frac{c_s\rho_s}{c_a\rho_a}\right)$$

$$C = 1 + i\frac{h_0}{k_0}$$

$$D = -\left(\frac{h_0}{k_0}\left(1 + \frac{1}{1-\eta}\frac{c_s\rho_s}{c_a\rho_a}\right) + i\frac{\eta}{1-\eta}\frac{c_s\rho_s}{c_a\rho_a}\right)$$

Effets de la diffusion axiale

Pour un rapport calorifique air / stock et une fraction de vide donnés, les paramètres déterminant l'effet de la diffusion axiale sont finalement :

- Le rapport entre longueur de pénétration axiale et longueur de déphasage : $\frac{\delta_{sx}}{L_s}$
- Le rapport entre échange convectif et taille des particules : $\frac{h_0}{k_0} = \frac{\bar{h}_0}{\bar{d}_s}$

Ainsi, même pour un très bon échange convectif, on perdra moins de 5% de transmission si la longueur de pénétration axiale n'excède elle-même pas 5% de la longueur de déphasage (Fig. 3.8).

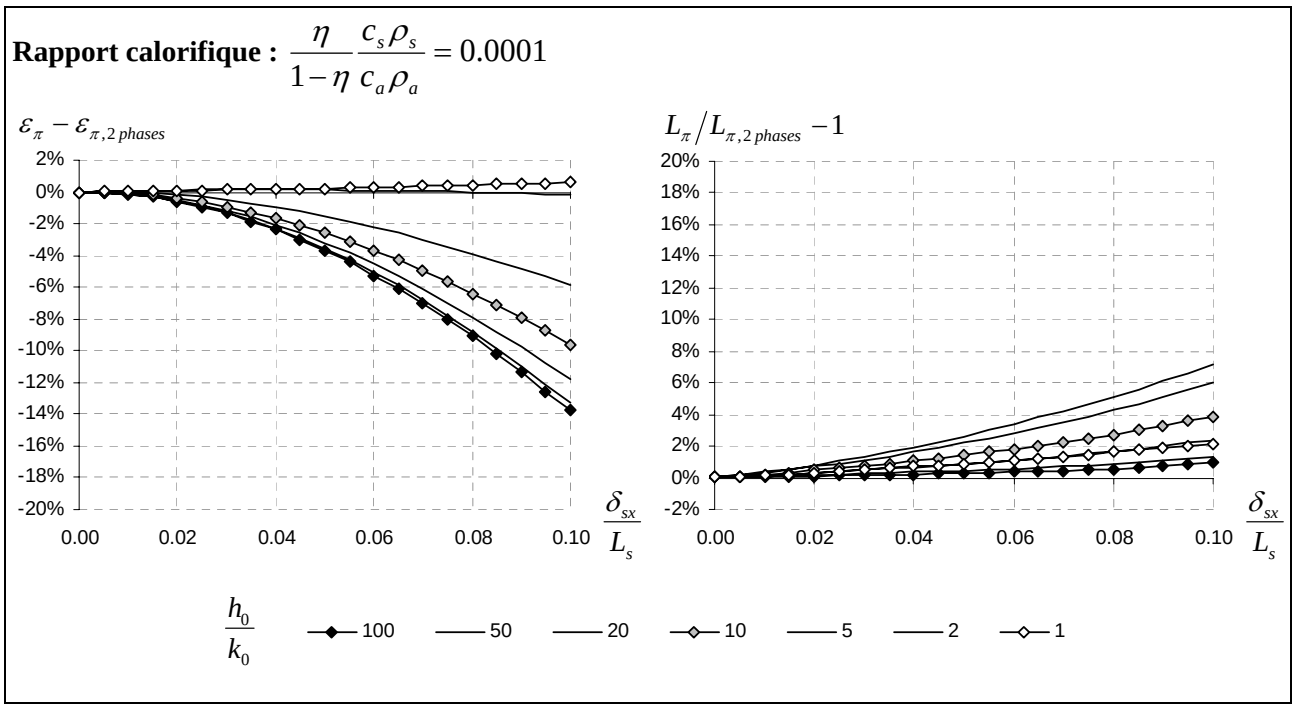
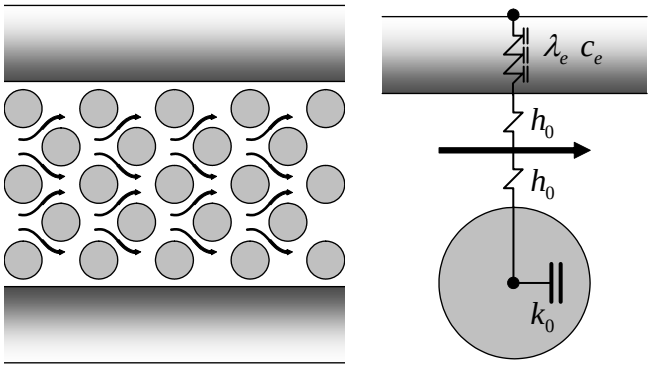


Fig. 3.8 : Effet de la diffusion interparticule.

3.5. Effet des pertes latérales

Description et solution mathématique



Modèle

$$c_a \dot{m}_a \left(\frac{1}{\nu} \partial_t T_a + \partial_x T_a \right) + p_s h_0 \left(T_a - T_s \right) + p_e h_0 \left(T_a - T_e \big|_{y=0} \right) = 0$$

$$\frac{d}{2} c_s \rho_s \partial_t T_s + h_0 \left(T_s - T_a \right) = 0$$

$$\lambda_s \nabla T_e \big|_{y=0} + h_0 \left(T_a - T_e \big|_{y=0} \right) = 0$$

$$\partial_t T_e - a_e \nabla^2 T_e = 0$$

avec :

$$T_a \big|_{x=0} = T_0 + \theta_0 \cos(\omega t)$$

$$T_e \big|_{y_0} = 0$$

Solution

En régime établi :

$$T_a = T_0 \exp\left(- \frac{S_s h_{moy}}{c_a \dot{m}_a} \right) \quad + \quad \theta_0 \exp\left(- \frac{S_s \left(h + \Delta h \right)}{c_a \dot{m}_a} \right) \cos\left(\omega \left(t - \frac{x}{\nu} \right) - \frac{S_s \left(k + \Delta k \right)}{c_a \dot{m}_a} \right)$$

où :

$$h_{moy} = \frac{p_e}{p_s} \frac{h_0 h_{e,moy}}{h_0 + h_{e,moy}}$$

$$\Delta h + i \Delta k = \frac{p_e}{p_s} \frac{h_0 \left(h_e + i k_e \right)}{h_0 + \left(h_e + i k_e \right)}$$

avec :

- en géométrie plane :

$$h_{e,moy} = \frac{\lambda_e}{d_e}$$

$$\Delta h + i\Delta k = (1+i)\frac{\lambda_e}{\delta_e}\frac{\cosh\left((1+i)\frac{d_e}{\delta_e}\right)}{\sinh\left((1+i)\frac{d_e}{\delta_e}\right)}$$

où d_e est l'épaisseur de l'enveloppe

- en géométrie cylindrique :

$$h_{e,moy} = \frac{\lambda_e}{r_e \ln\left(\frac{R_e}{r_e}\right)}$$

$$\Delta h + i\Delta k = (1+i)\frac{\lambda_e}{\delta_e}\frac{K_1\left((1+i)\frac{r_e}{\delta_e}\right)\cdot I_0\left((1+i)\frac{R_e}{\delta_e}\right) + I_1\left((1+i)\frac{r_e}{\delta_e}\right)\cdot K_0\left((1+i)\frac{R_e}{\delta_e}\right)}{K_0\left((1+i)\frac{r_e}{\delta_e}\right)\cdot I_0\left((1+i)\frac{R_e}{\delta_e}\right) - I_0\left((1+i)\frac{r_e}{\delta_e}\right)\cdot K_0\left((1+i)\frac{R_e}{\delta_e}\right)}$$

où r_e et R_e sont les rayons int et ext de l'enveloppe

Effet de l'enveloppe

L'enveloppe a donc un double effet : 1) sur le différentiel statique (moyenne) entre le flux d'air et la température externe de l'enveloppe ; 2) sur l'amplitude d'oscillation, qu'elle contribue à amortir et à déphaser. Pour un matériau choisi, ce dernier effet dépend des paramètres réduits suivants :

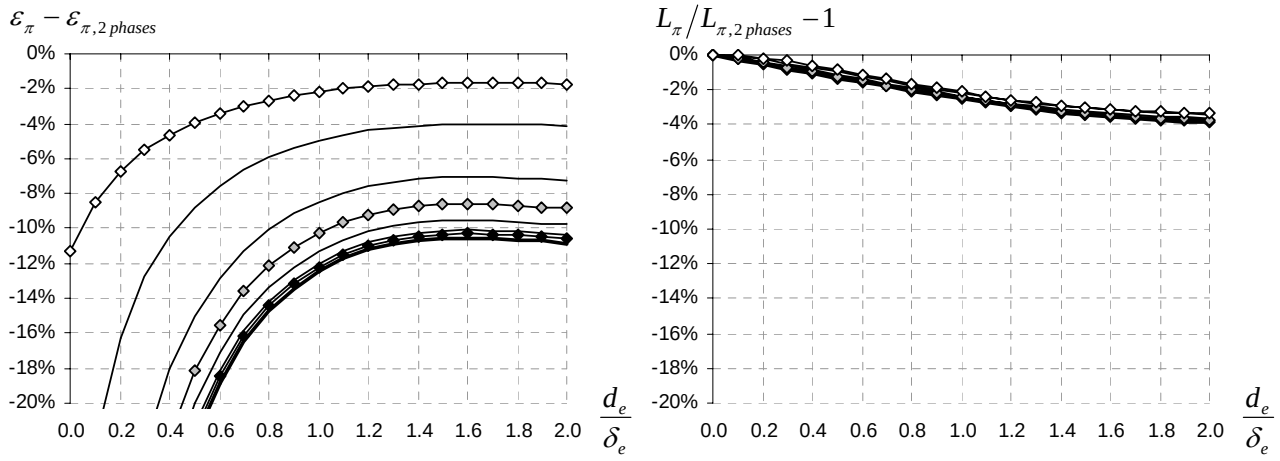
$\frac{d_e}{\delta_e}, \frac{\Delta R_e}{\delta_e}$	qui caractérise l'épaisseur de l'enveloppe
$\frac{p_e}{p_s}$	qui caractérise le facteur de forme (rapport de surface d'échange enveloppe / stock)

ainsi que, dans une moindre mesure, de la taille des particules du stock $\overline{d}_s$ et de l'échange convectif $\overline{h}_0$.

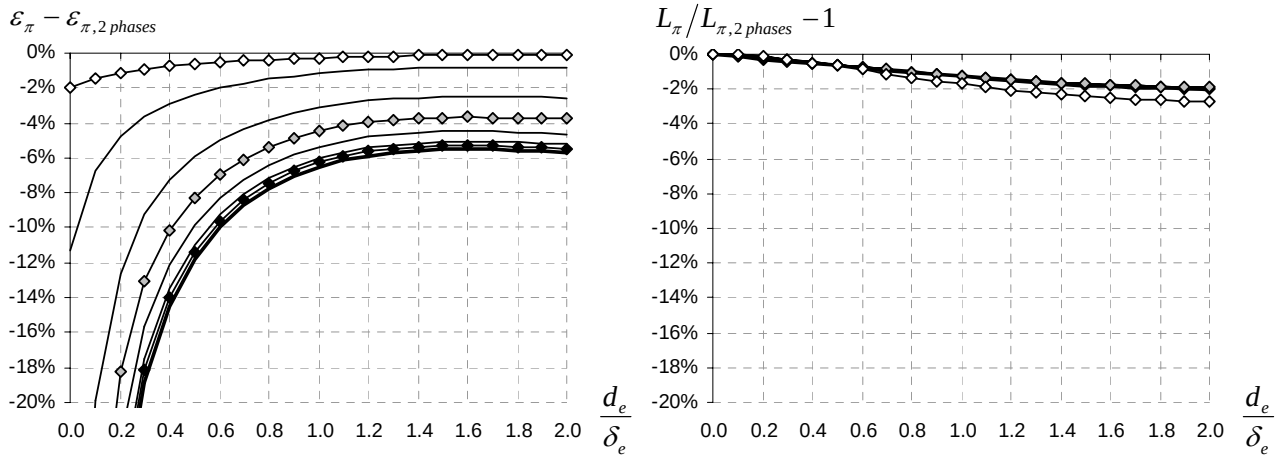
On observe, ici pour une enveloppe à diffusion plane (Fig. 3.9 et 3.10), que l'amortissement / déphasage supplémentaire dû à l'enveloppe s'effectue au maximum sur l'épaisseur de pénétration propre au matériau de l'enveloppe. Il ne sert donc à rien, pour limiter cet effet, d'isoler au-delà de cette épaisseur (cf. thèse et diplôme). D'autre part, l'effet est d'autant plus faible que le rapport de surface d'échange enveloppe / stock est faible (cf. changement d'échelle entre les Fig. 3.9 et 3.10) : il s'agit donc bien d'un effet de bord, qui décroît avec l'augmentation de la section du stock.

Facteur de forme : $p_e / p = 0.1$, **matériaux :** $\dfrac{\lambda_e}{\delta_e} \Big/ \dfrac{\lambda_s}{\delta_s} = 0.02$

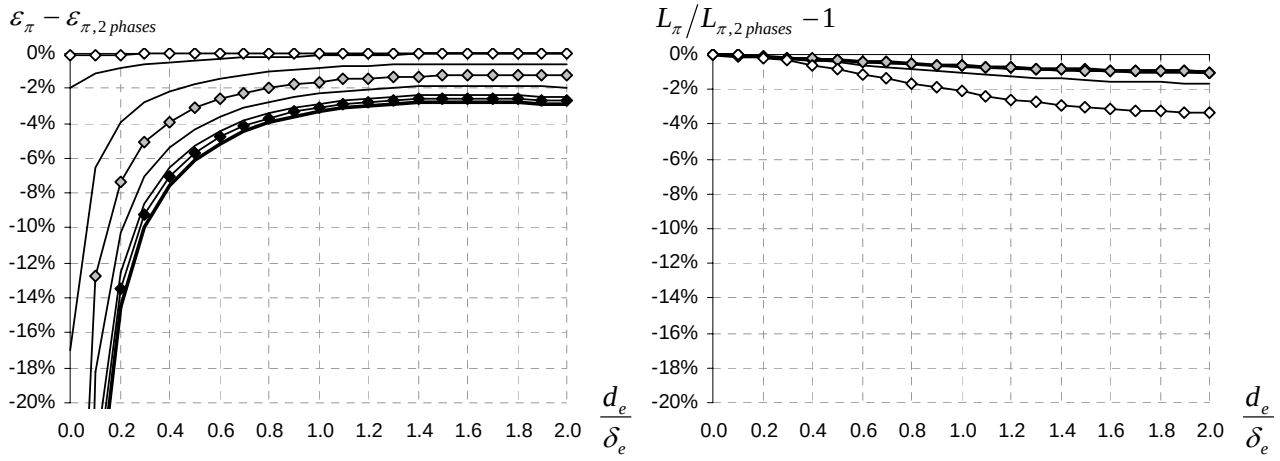
$\bar{d}_s = 0.05$



$\bar{d}_s = 0.10$



$\bar{d}_s = 0.20$



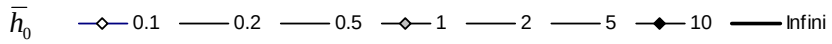


Fig. 3.9 : Effet de l'enveloppe, géométrie plane, facteur de forme = 10%.

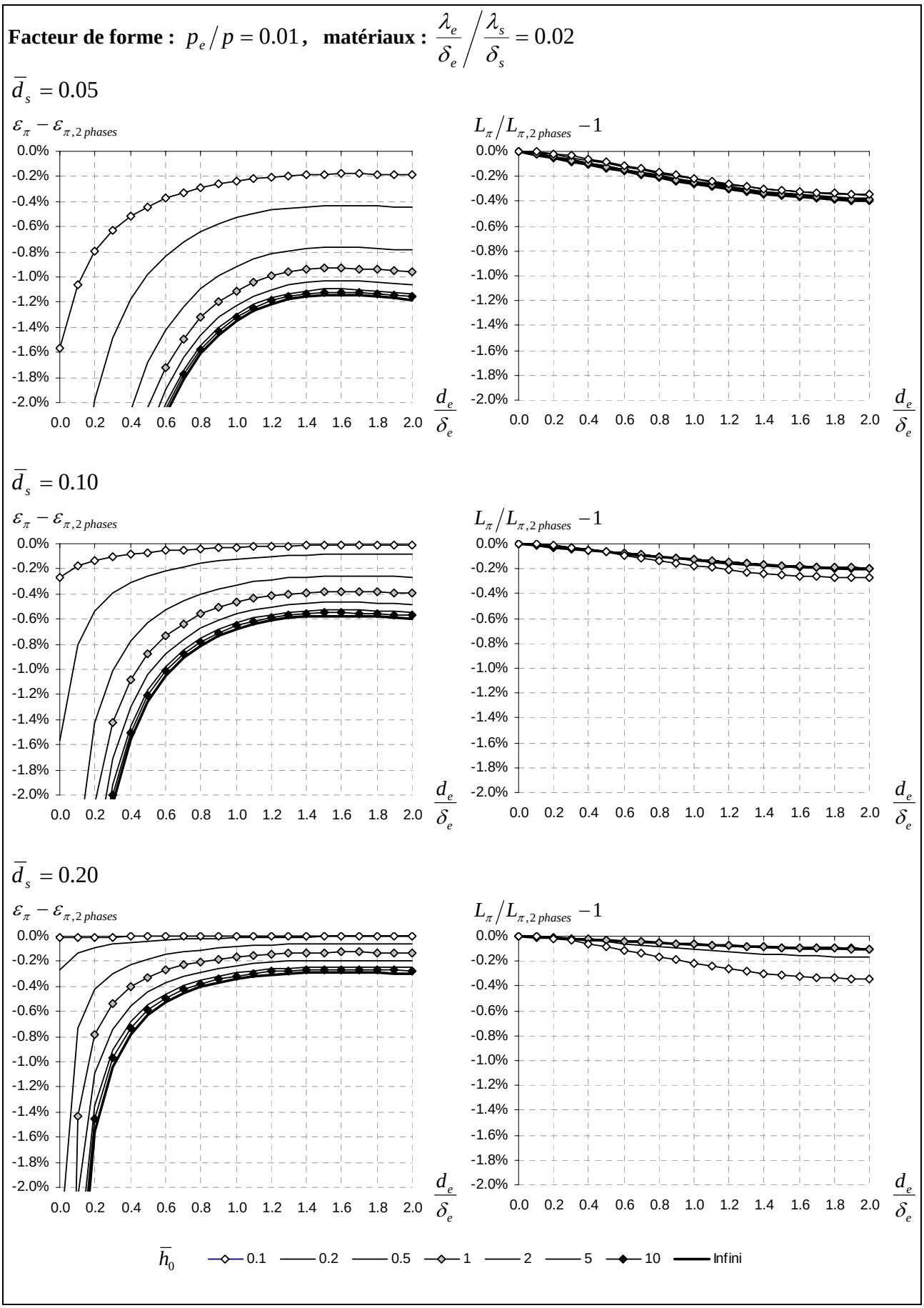


Fig. 3.10 : Effet de l'enveloppe, géométrie plane, facteur de forme = 1%.

3.6. Inhomogénéité du flux

Description et solution mathématique

Modèle

On considèrera ici que le flux se réparti de façon inégale sur plusieurs parties de la section totale. Le modèle individuel pour chacun des flux est le modèle 2-phases décrit en début de chapitre.

Solution

En régime établi, chaque flux est amorti et déphasé selon :

$$T_{a,i} = \theta_0 \varepsilon_i \cos(\omega t - \varphi_i) \qquad \text{(en négligeant le « déphasage naturel » en } \omega \frac{x}{v_i}\text{)}$$

avec :

$$\varepsilon_i = \exp\left(-\left(\frac{A_i}{A} \middle/ \frac{\dot{m}_{a,i}}{\dot{m}_a} \right) \frac{S_s h}{c_a \dot{m}_a} \right)$$

$$\varphi_i = \left(\frac{A_i}{A} \middle/ \frac{\dot{m}_{a,i}}{\dot{m}_a} \right) \frac{S_s k}{c_a \dot{m}_a}$$

Alors, par mélange des flux :

$$T_a = \theta_0 \varepsilon \cos(\omega t - \varphi)$$

avec :

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\sum_i \frac{\dot{m}_{a,i}}{\dot{m}_a} \varepsilon_i \sin(\varphi_i) \right)^2 + \left(\sum_i \frac{\dot{m}_{a,i}}{\dot{m}_a} \varepsilon_i \cos(\varphi_i) \right)^2}$$

$$\varphi = \operatorname{atan}\left(\frac{\sum_i \frac{\dot{m}_{a,i}}{\dot{m}_a} \varepsilon_i \sin(\varphi_i)}{\sum_i \frac{\dot{m}_{a,i}}{\dot{m}_a} \varepsilon_i \cos(\varphi_i)} \right)$$

A noter que formellement, la transmission résultante n'a plus la forme exponentielle simple en fonction de la surface d'échange (c. à d. de la longueur), ni le déphasage la forme linéaire simple (voir également Fig. 3.11, pour une modèle bi-flux répartis respectivement sur 10 et 90% de la section). Ceci reflète l'hypothèse simplificatrice de flux thermiquement disjoints, les amplitudes et déphasages ne se sommant qu'au lieu précis du mélange, ce qui peut entre autre ponctuellement donner lieu à des déphasages opposés, qui annulent les amplitudes associées. Dans la réalité on peut évidemment s'attendre à un mélange thermique continu, ne donnant pas lieu à de telles « anomalies », dont la description nécessiterait un développement sortant du cadre de ce travail.

Nonobstant cette remarque nous représentons, ici pour un modèle bi-flux (Fig. 3.12), l'effet très important que peut avoir l'inhomogénéité du flux d'air sur la transmission et le déphasage.

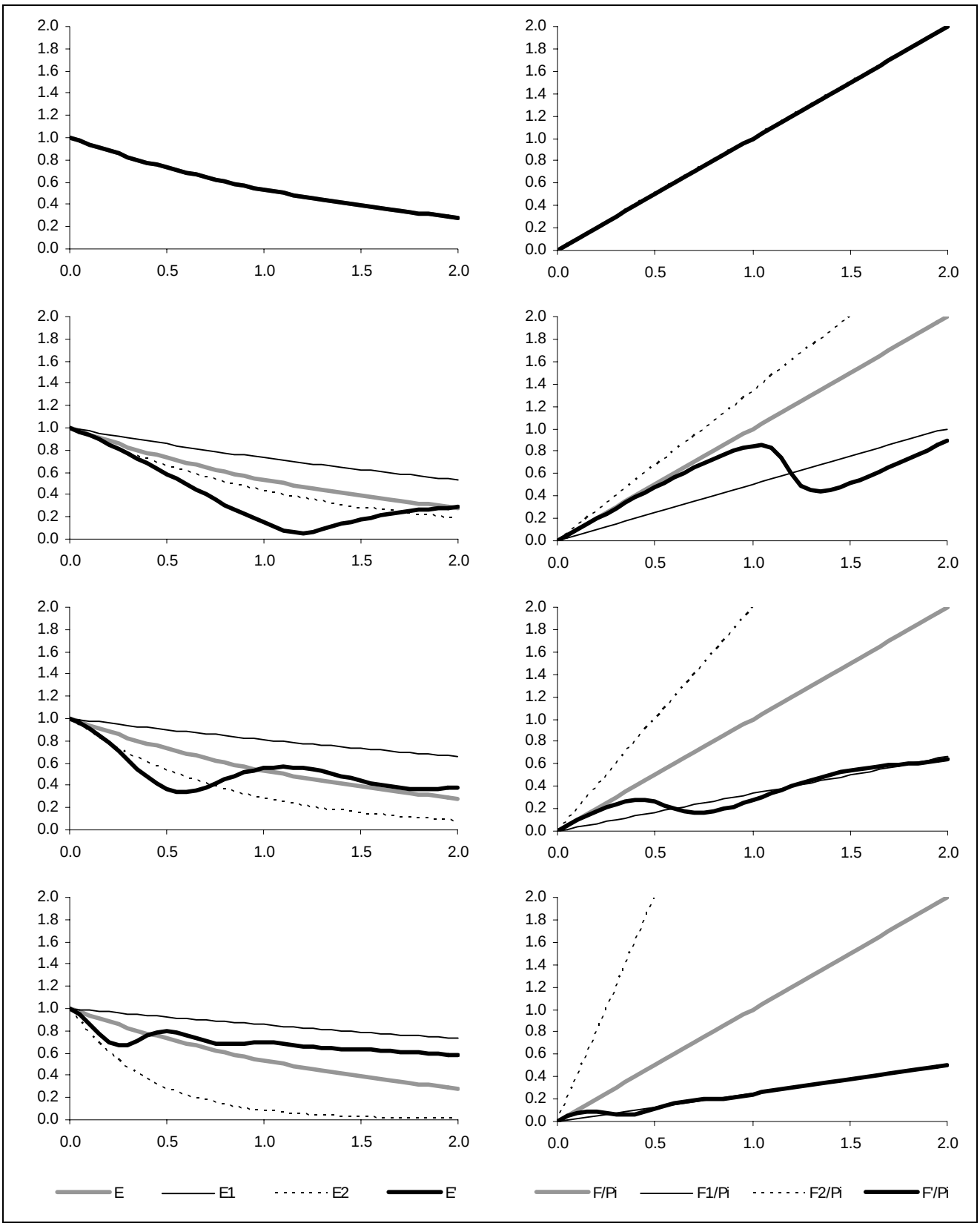


Fig. 3.11 : Inhomogénéité de flux et point de mélange, modèle bi-flux, amortissement et déphasage en fonction du point de mélangepour deux demi flux identiques.

E1 et E2 : les deux composantes du flux d'air, E' : résultante réelle, E : résultante « exponentielle »

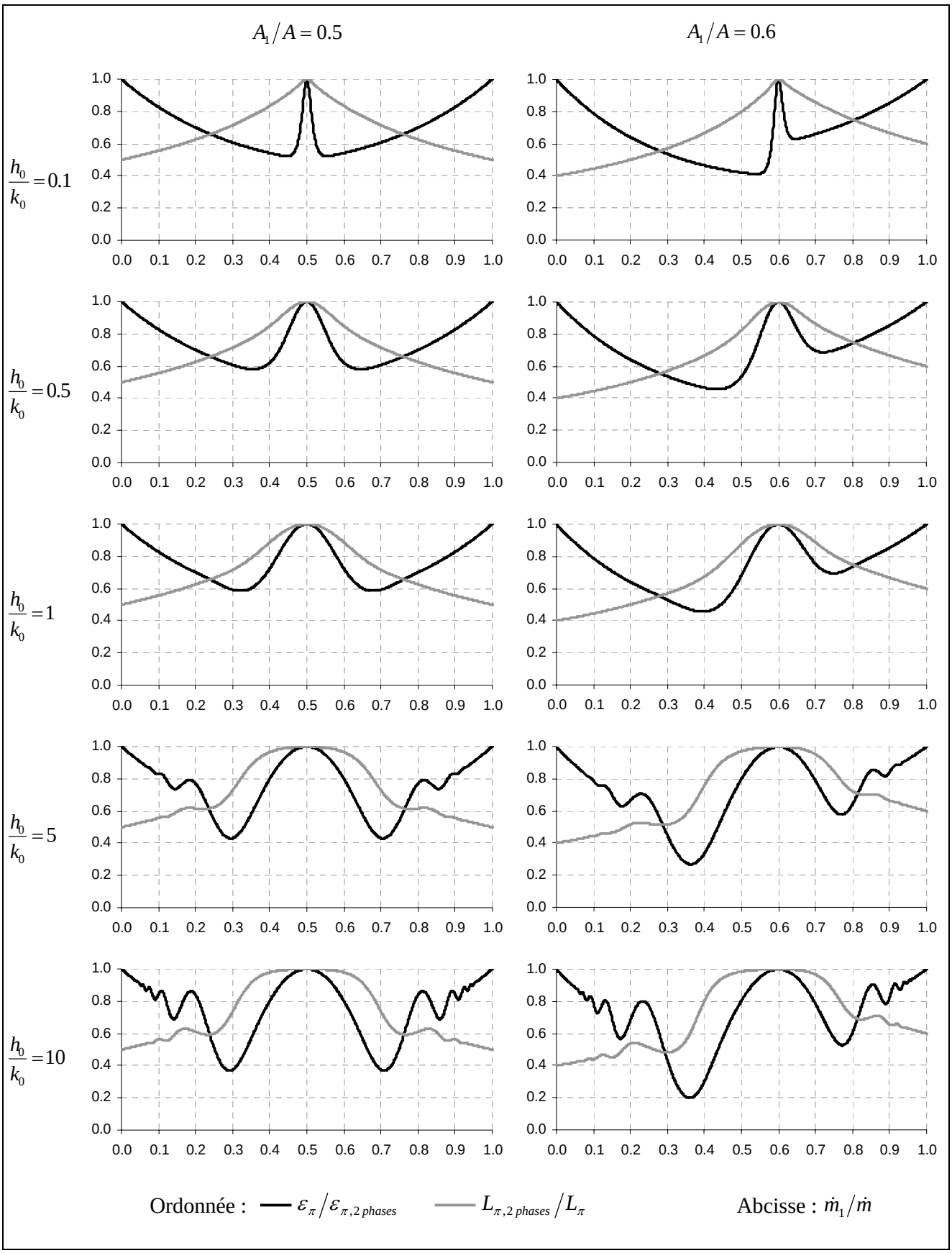


Fig. 3.12a : Effet de l'inhomogénéité de flux, modèle bi-flux, amortissement et déphasage relatifs en fonction du taux de mélange, point de mélange arbitraire. Courbes pour différents amortissements des flux.

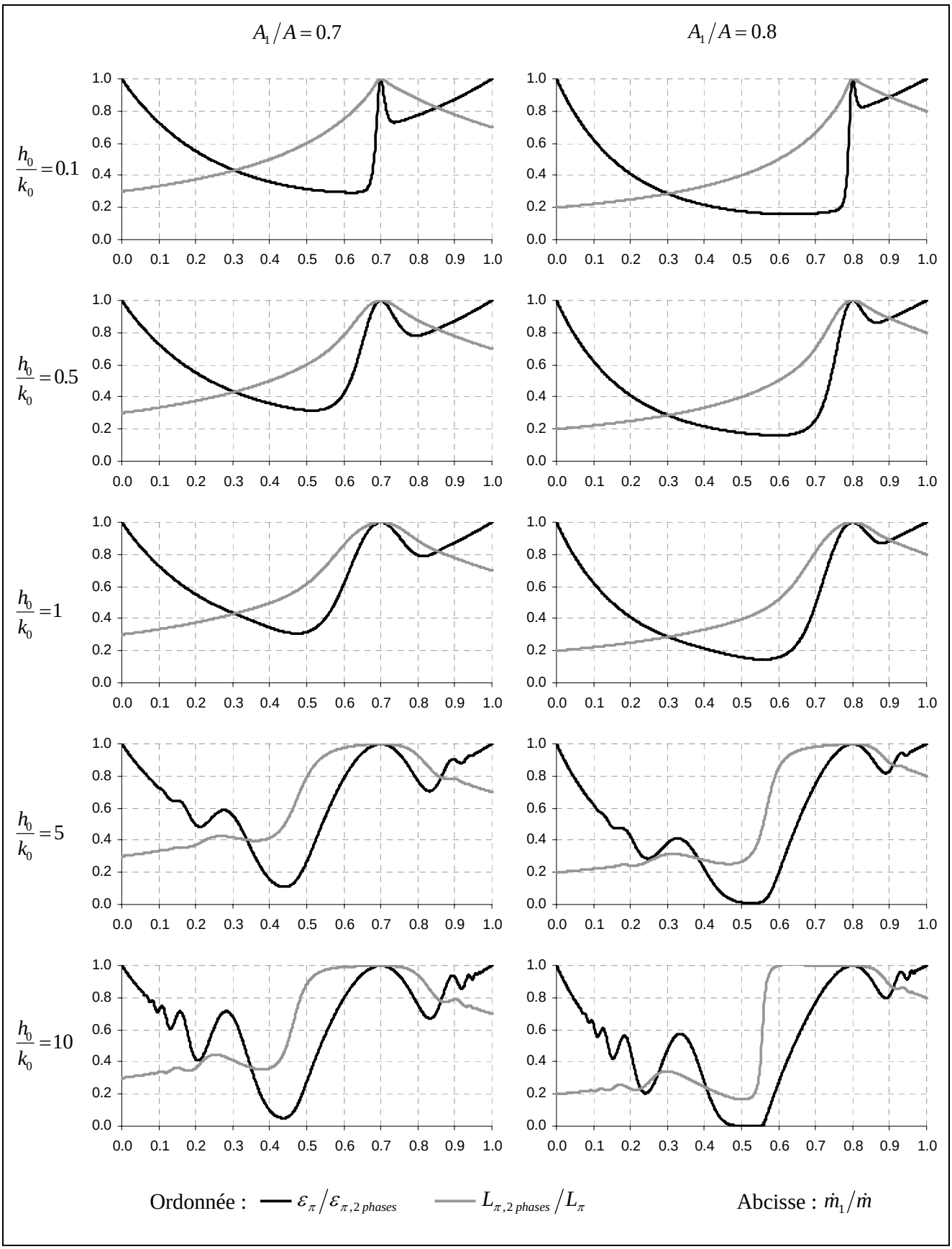


Fig. 3.12b : Effet de l'inhomogénéité de flux, modèle bi-flux.

3.7. Débit et échange convectif effectifs

Description du problème

Afin, par la suite, de calibrer le modèle deux-phases, on déterminera les grandeurs géométriques, puis on ajustera le facteur d'échange convectif et le débit utilisés dans le modèle, de façon à reproduire correctement les mesures. Le phénomène physique de déphasage pouvant s'avérer plus complexe que la modélisation par modèle deux-phases, les grandeurs effectives ainsi déterminées ne correspondent pas forcément aux grandeurs réelles sous-jacentes. Nous nous intéresserons ici à la relation entre grandeurs réelles et effectives.

Solution mathématique

Dans cette optique nous explicitons les relations suivantes du modèle deux-phases :

$$h_0 = \frac{c_a \dot{m}_a}{S_s} \cdot \frac{\varphi^2 + \ln^2(\varepsilon)}{\ln\left(\frac{1}{\varepsilon}\right)}$$

$$k_0 = \frac{c_a \dot{m}_a}{S_s} \cdot \frac{\varphi^2 + \ln^2(\varepsilon)}{\varphi}$$

Ceci permet de déterminer débit et échange convectif à partir des transmissions et déphasage (ainsi que de la géométrie). En particulier pour un déphasage complet :

$$\frac{c_a \dot{m}_a}{S_s} = \frac{\pi}{\pi^2 + \ln^2\left(\varepsilon_{\pi,2\,phases}\right)} \cdot k_0$$

$$h_0 = \frac{\pi}{\ln\left(\frac{1}{\varepsilon_{\pi,2\,phases}}\right)} \cdot k_0$$

En procédant de la sorte pour une transmission et une longueur associée effectives, correspondant par exemple à l'un des modèles décrits ci-dessus (diffusion intra ou interparticules, effets de bord, inhomogénéité de flux), on introduit les erreurs suivantes :

$$\frac{\dot{m}_{a,eff}}{\dot{m}_a} = \frac{\pi^2 + \ln^2\left(\varepsilon_{\pi,2\,phases}\right)}{\pi^2 + \ln^2\left(\varepsilon_\pi\right)} \cdot \frac{L_\pi}{L_{\pi,2\,phases}}$$

$$\frac{h_{0,eff}}{h_0} = \frac{\ln\left(\varepsilon_{\pi,2\,phases}\right)}{\ln\left(\varepsilon_\pi\right)}$$

La transmission effective étant inférieure à la transmission prévue par le modèle deux-phases, on aura finalement un échange effectif sous-estimant la réalité, pour un débit effectif surestimé (Fig. 3.13).

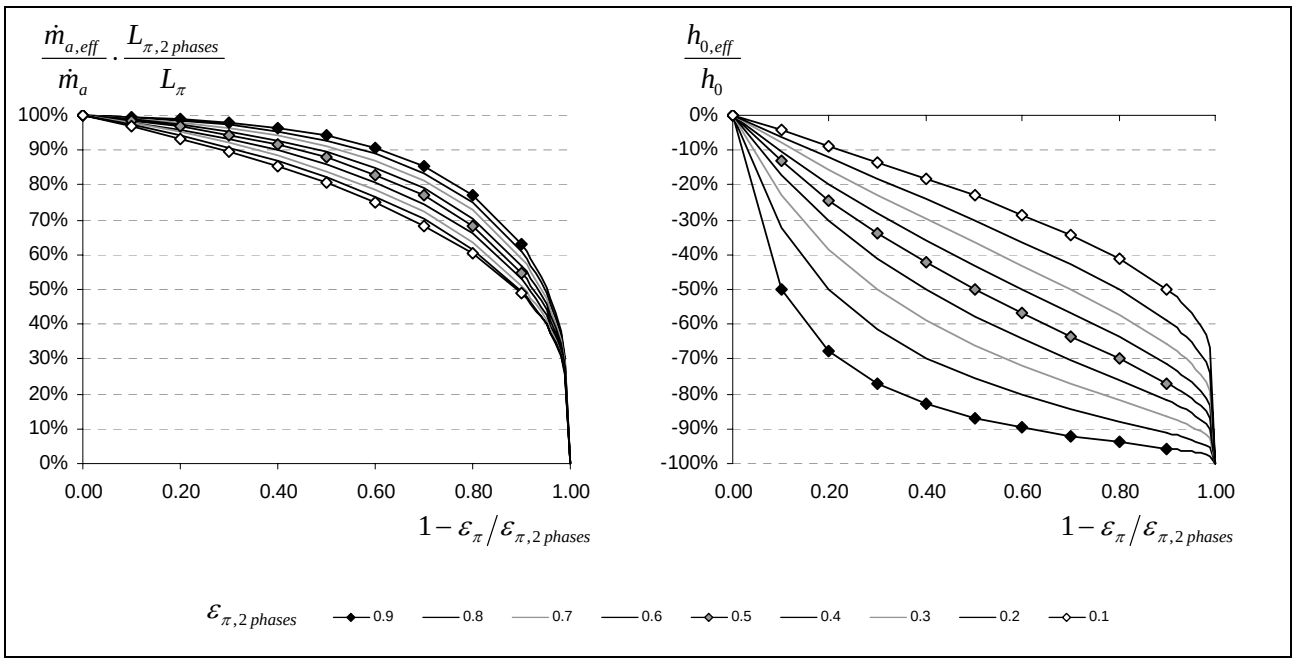


Fig. 3.13 : Débit et facteur d'échange effectifs.

3.8. Résumé

En résumé :

- A la base, le phénomène de déphasage à transmission élevée est simple : il s'agit de freiner le déphasage naturel porté par la vitesse du flux d'air en le mettant en contact avec une capacité calorifique (stock) plus élevée (effet piston)
- Cela requiert un très bon échange convectif avec la matière, ainsi qu'une géométrie en couches minces
- Pour de faibles épaisseurs, l'effet de la diffusion intraparticules est relativement faible. Ce dernier se fait surtout ressentir au niveau d'une perte de transmission, de façon négligeable également sur le déphasage.
- Il en va de même pour la diffusion interparticules : même pour un très bon échange convectif, on perdra moins de 5% de transmission si la longueur de pénétration axiale n'excède elle-même pas 5% de la longueur de déphasage
- L'enveloppe contribue non seulement à amortir un éventuel différentiel moyen avec la pièce, mais elle contribue également à l'amortissement de l'oscillation. Pour limiter ce phénomène il faut une épaisseur d'isolation légèrement supérieure à la profondeur de pénétration propre à la fréquence et au matériau d'isolation. L'effet de bord résiduel devient négligeable dès que la surface d'échange de l'enveloppe ne représente plus que 1% de celle du matériau de stockage.
- Le frein potentiellement le plus important est lié à une éventuelle inhomogénéité du flux, à mettre en relation avec une inhomogénéité dans la géométrie. Bien que ce phénomène soit relativement complexe, une première tentative de modélisation indique des pertes de signal extrêmement importantes liées à ce phénomène.
- Enfin, la calibration du modèle deux-phases à partir d'une série de mesure impliquant des phénomènes plus complexes (tels que ceux mentionnés ci-dessus), induira une sous-estimation de l'échange convectif et une surestimation du débit.

4. DEVELOPPEMENT DE PROTOTYPES

4.1. Période de l'oscillation thermique

Grâce aux règles du pouce développées dans le chapitre précédent on observe qu'un déphasage annuel, nécessite de longueur de stockage très importante, de l'ordre de 1 à 2 km pour un débit à vide de 500 $m^3/h.m^2$ (Tab. 4.1). Si l'on ajoute à cela la nécessité d'une section et d'une isolation latérale suffisantes à limiter les effets de bord, on réalise que ce concept, bien que séduisant, ne semble pas aisément réalisable.

Tab. 4.1 : Longueur théorique typique de déphasage (échange convectif parfait), pour débit de 500 m3/h.m2.

η		0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
$L_{s,24h}$	m	3.2	3.3	3.5	3.8	4.0	4.3	4.6	5.0	5.5	6.0
$L_{s,365\,j}$	km	1.2	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	2.0	2.2

Rapport calorifique stock / air = 2000 (kJ/K.m3 par kJ.K.m3)

η : fraction de vide

Nous nous limiterons donc ici au développement de prototypes pour déphasage journalier, essentiellement pour le rafraîchissement estival. L'utilisation de déphaseurs annuels est possible mais pose des problèmes d'une autre dimension, que le présent projet n'est pas à même d'aborder.

4.2. Description des prototypes

L'ensemble des expériences décrites ci-dessous ont été menées dans les bureaux du CUEPE. Dans la description qui suit, nous distingueront :

- les « prototypes », qui représentent un montage aéraulique particulier (ventilateur, gaine, isolation)
- les « configurations », qui décrivent l'utilisation de l'un de ces prototypes avec un matériau et une géométrie de stockage particuliers (billes, gravier, plaques) et associés à un débit d'air et une oscillation thermique à l'entrée donnés.

Prototypes

Deux prototypes ont été testés (Tab. 4.2, Fig. 4.1 et 4.2) :

- Le prototype no 1 a essentiellement été développé pour tester le déphasage en lit de sphères, en l'occurrence disponibles en quantité limitée (coût > 10'000 Fr/m3), ce qui explique une section utile de 25 cm^2 seulement (gaine de 8.2 x 30.7 cm). L'enveloppe, en polystyrène expansé de 25 cm d'épaisseur, a été dimensionnée en fonction de la profondeur de pénétration du sagex (19 cm pour une fréquence de 24 heures). Etant donné la faible section, cette enveloppe donnera tout de même lieu à d'importants effets de bord, ainsi que nous le verrons plus loin.
  Deux ventilateurs à débit variable, montés en vis-à-vis et munis d'un corps de chauffe (pour input thermique régulé, cf. plus bas) soufflent de l'air dans un mélangeur. L'air pulsé passe à travers le lit de stockage (billes, accessoirement gravier), qui est enveloppé dans une feuille de plastique, afin de minimiser les fuites.
- Le prototype no 2, d'une section 10 fois plus importante afin de minimiser les effets de bord, est utilisé pour du stockage dans des matériaux de construction usuels. L'isolation en sagex, qui entoure une gaine en « Forex » blanc d'épaisseur 4 mm, étanche aux fuites, possède la même épaisseur que pour le prototype précédent. Pour le reste, le ventilateur, le corps de chauffe, ainsi que les tuyaux et variateurs de section sont de type commercial.

L'un et l'autre de ces prototypes possèdent une longueur fixe de 1m. Dans le cas du prototype no 2, deux unités identiques peuvent être branchées en série afin de tester simultanément deux types de matériau de stockage.

Tab. 4.2 : Caractéristiques géométriques des prototypes.

Prototype	*Section A*	p_e	r_0 1)	R_0 1)	ΔR_0 1)
	m x m = m2	m	m	m	m
No1	0.082 x 0.307 = 0.025	0.78	0.12	0.40	0.27
No2	0.500 x 0.500 = 0.250	2.00	0.32	0.58	0.26

1) Dimensions en géométrie cylindrique équivalente : rayon intérieur à périmètre équivalent, rayon extérieur à section pleine équivalente (sagex), épaisseur équivalente de l'isolation.

Matériaux de stockage

Les matériau de stockage utilisés sont les suivants :

- Billes en terre, de 10 et 30 mm de diamètre, fabriquées artisanalement (Billes et Traditions, Mirabel et Blacons, F). Bien que la composition exacte soit tenue secrète, nous savons qu'elles sont composées de ciment, d'argile et de chaux. Pour les grosses billes, contrairement aux petites, l'empilement se fait de façon relativement régulier et contrôlé (Fig. 4.3).
- Gravier de carrière (Holcim à Peney-Ge), de différentes tailles (4/8, 8/16 et 16/32 mm, ainsi qu'un « mix » hétérogène allant approximativement de 4 à 32 mm) empilées en vrac.
- Plaques de terre cuite (Tuilerie de Bardonnex-Ge), de 15 x 31 cm pour 2.5 cm d'épaisseur, empilées de façon régulière avec pour interstice des cales calibrées de 1 ou de 2 mm.
- Briques perforées en terre cuite (Tuilerie de Bardonnex-Ge), de 25 x 6 cm pour 12 cm de haut (dans le sens des trous), empilées horizontalement afin de laisser passer l'air dans le sens de la longueur.

Une mesure de masse volumique et de capacité calorifique (cf. annexe A2), permet de déterminer les caractéristiques thermiques de ces matériaux (Tab. 4.3).

Pour les billes, les plaques et les briques, la taille et la fraction de vide sont directement données par les grandeurs définies ci-dessus (dans le cas ders billes, la fraction de vide de 39% est déterminée par décompte des grosses billes et est reprise pour les petites billes, ce chiffre correspondant aux valeurs trouvées dans la littérature [Zgraggen]). Pour les graviers, un échantillonnage du mix de gravier a permis d'évaluer taille et surface moyenne. L'ensemble de ces grandeurs caractéristiques sont directement répertoriées dans le tableau des configurations (Tab. 4.4).

Tab. 4.3 : Caractéristiques thermiques(mesurées) des matériaux.*

	λ	ρ	c	δ_{24h}
	W/K.m	kg/m3	kJ/kg.K	m
Stock				
Billes	0.90	2150*	1.10*	0.102
Gravier	2.00	2620*	0.86*	0.156
Plaques	1.10	1820*	1.05*	0.126
Brique	1.10*	1890*	0.93*	0.131
Enveloppe				
Sagex	0.04	20	1.40	0.191

Input thermique

Différents types d'inputs ont été utilisés :

- Météo : prise d'air directe sur l'extérieur (en façade sud-ouest) utilisée pendant la période de canicule de l'été 2003.
- Sinus : prise d'air interne à la pièce, avec chauffage électrique sinusoïdal de 24 h contrôlé par automate de régulation (également testé en fréquence 12, 8, 6, 4 et 3h).
- 4sinus : idem configuration précédente, cette fois-ci avec superposition de quatre sinus de fréquence 24, 12, 8 et 6 h, ce qui permet de calibrer le modèle analytique simultanément sur plusieurs fréquences.

- Pièce : prise d'air interne à la pièce, sans chauffage (fluctuation libre).

Débit d'air

Pour une même configuration, divers débits d'air peuvent successivement être testés. Ces derniers sont évalués par calibration du modèle analytique (cf. Ch. 5) et sont donnés ici de façon indicative (Tab. 4.4). Des mesures directes du débit traversant les prototypes ont été effectuées et seront discutées plus loin.

Liste des configurations

La combinaison des grandeurs décrites ci-dessus a donné lieu aux configurations suivantes :

Tab. 4.4 : Liste des configurations.

Configuration			**Débit unitaire** [1]		**Géométrie**				
Date [2]	Input	Matériau	$\dot{m}_a/A$	v_0	v	η	d_s	p_s	S_s
			m3/h.m2	m/s	m/s		mm	m	m2
Prototype no 1									
03-179	sinus	billes 30	101	0.03	0.07	0.39	10.0	3.07	2.30
03-203	sinus	billes 30	199	0.06	0.14	0.39	10.0	3.07	2.30
03-210	sinus	billes 30	267	0.07	0.19	0.39	10.0	3.07	2.30
03-217	sinus	billes 30	55	0.02	0.04	0.39	10.0	3.07	2.30
03-230	sinus	billes 10	211	0.06	0.15	0.38	3.3	9.36	7.02
03-235	sinus	billes 10	146	0.04	0.11	0.38	3.3	9.36	7.02
03-240	sinus	billes 10	89	0.02	0.07	0.38	3.3	9.36	7.02
03-245	sinus	billes 10	259	0.07	0.19	0.38	3.3	9.36	7.02
03-255	sinus12h	billes 10	261	0.07	0.19	0.38	3.3	9.36	7.02
03-259	sinus 8h	billes 10	244	0.07	0.18	0.38	3.3	9.36	7.02
03-262	sinus 6h	billes 10	252	0.07	0.18	0.38	3.3	9.36	7.02
03-264	sinus 4h	billes 10	248	0.07	0.18	0.38	3.3	9.36	7.02
03-268	sinus 3h	billes 10	244	0.07	0.18	0.38	3.3	9.36	7.02
03-128	sinus	gravier 8/16	81	0.02	0.06	0.35	4.0	8.18	6.14
03-142	sinus	gravier 4/6	10	0.00	0.01	0.35	2.0	16.36	4.09
03-147	sinus	gravier 16/32	103	0.03	0.08	0.35	8.0	4.09	3.07
Prototype no 2									
03-229	briques [3]	gravier mix	415	0.12	0.33	0.35	5.5	59.09	59.09
03-234	briques [3]	gravier mix	400	0.11	0.32	0.35	5.5	59.09	59.09
03-243	briques [3]	gravier mix	177	0.05	0.14	0.35	5.5	59.09	59.09
03-248	briques [3]	gravier mix	180	0.05	0.14	0.35	5.5	59.09	59.09
03-265	pièce	gravier mix	1323	0.37	1.05	0.35	5.5	59.09	59.09
03-270	pièce	gravier mix	872	0.24	0.69	0.35	5.5	59.09	59.09
04-015	4sinus	gravier 8/16	322	0.09	0.26	0.35	5.5	59.09	59.09
04-025	4sinus	gravier 8/16	161	0.04	0.13	0.35	5.5	59.09	59.09
03-229	météo	brique	563	0.16	0.47	0.34	20.7	16.08	16.08
03-234	météo	brique	555	0.15	0.46	0.34	20.7	16.08	16.08
03-243	météo	brique	298	0.08	0.25	0.34	20.7	16.08	16.08
03-248	météo	brique	270	0.07	0.22	0.34	20.7	16.08	16.08
03-290	pulse	plaques 2mm	453	0.13	1.70	0.07	25.0	18.52	18.52
03-297	4sinus	plaques 2mm	762	0.21	2.86	0.07	25.0	18.52	18.52
03-305	4sinus	plaques 2mm	382	0.11	1.43	0.07	25.0	18.52	18.52
03-319	4sinus	plaques 1mm	466	0.13	3.37	0.04	25.0	19.23	19.23
03-327	4sinus	plaques 1mm	919	0.26	6.64	0.04	25.0	19.23	19.23

1) Débit effectif, par calibrage du modèle analytique (cf. Ch. $$).
2) Format de date : AA-JJJ (avec AA : année, JJJ : jour initial).
3) Output du déphaseur à briques situé en amont.

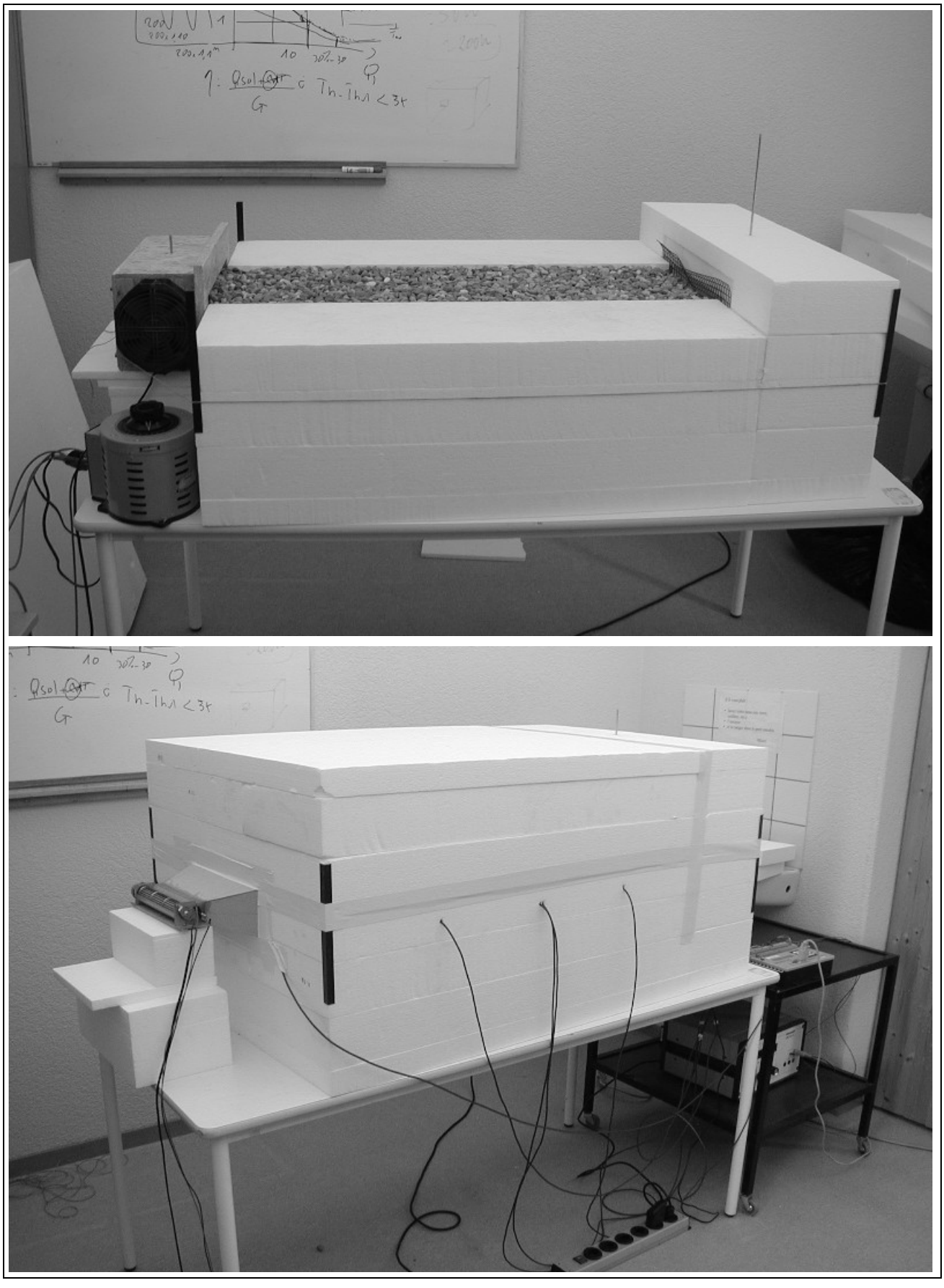


Fig. 4.1 : Prototype no 1.

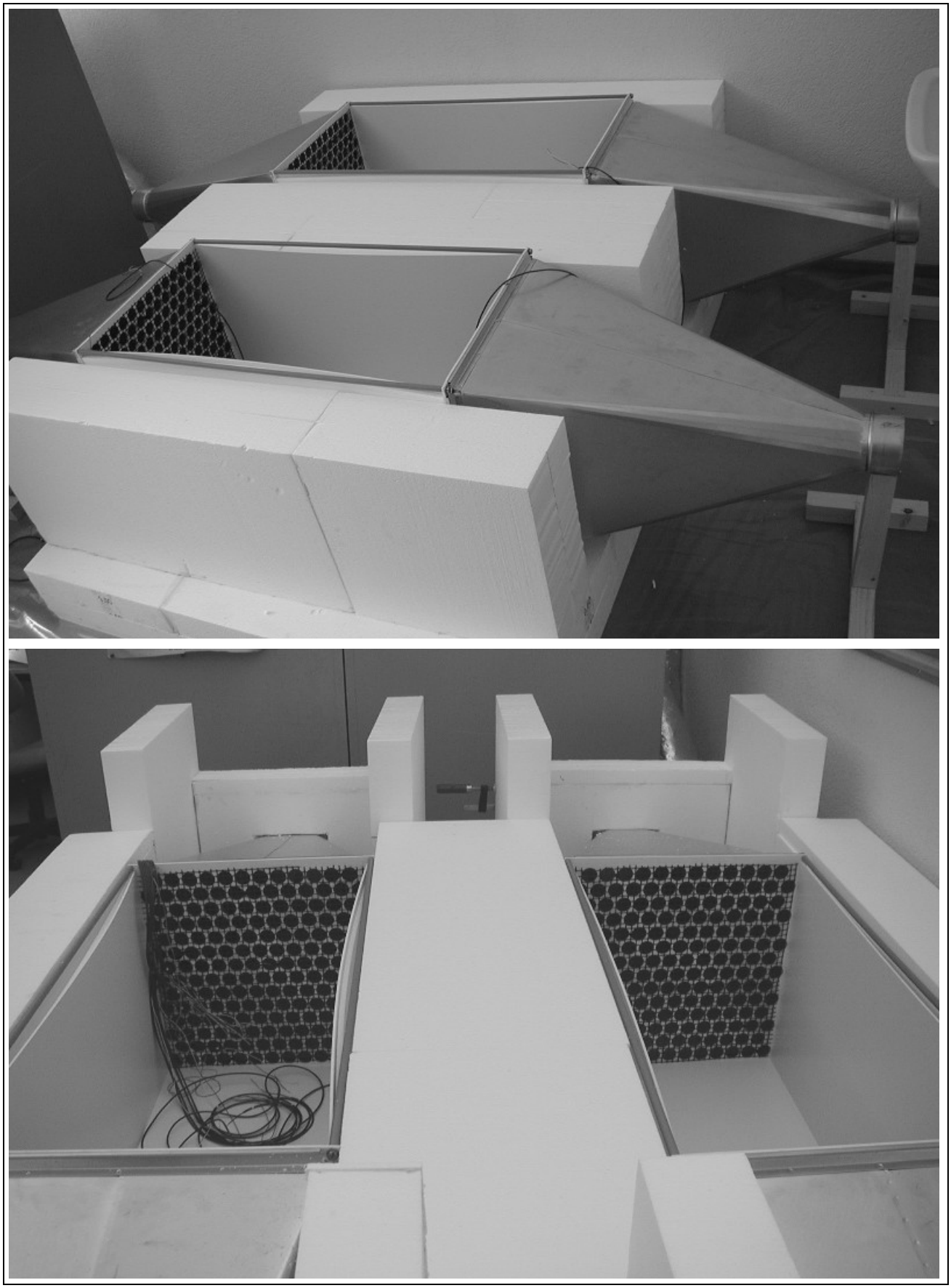


Fig. 4.2 : Prototype no 2.

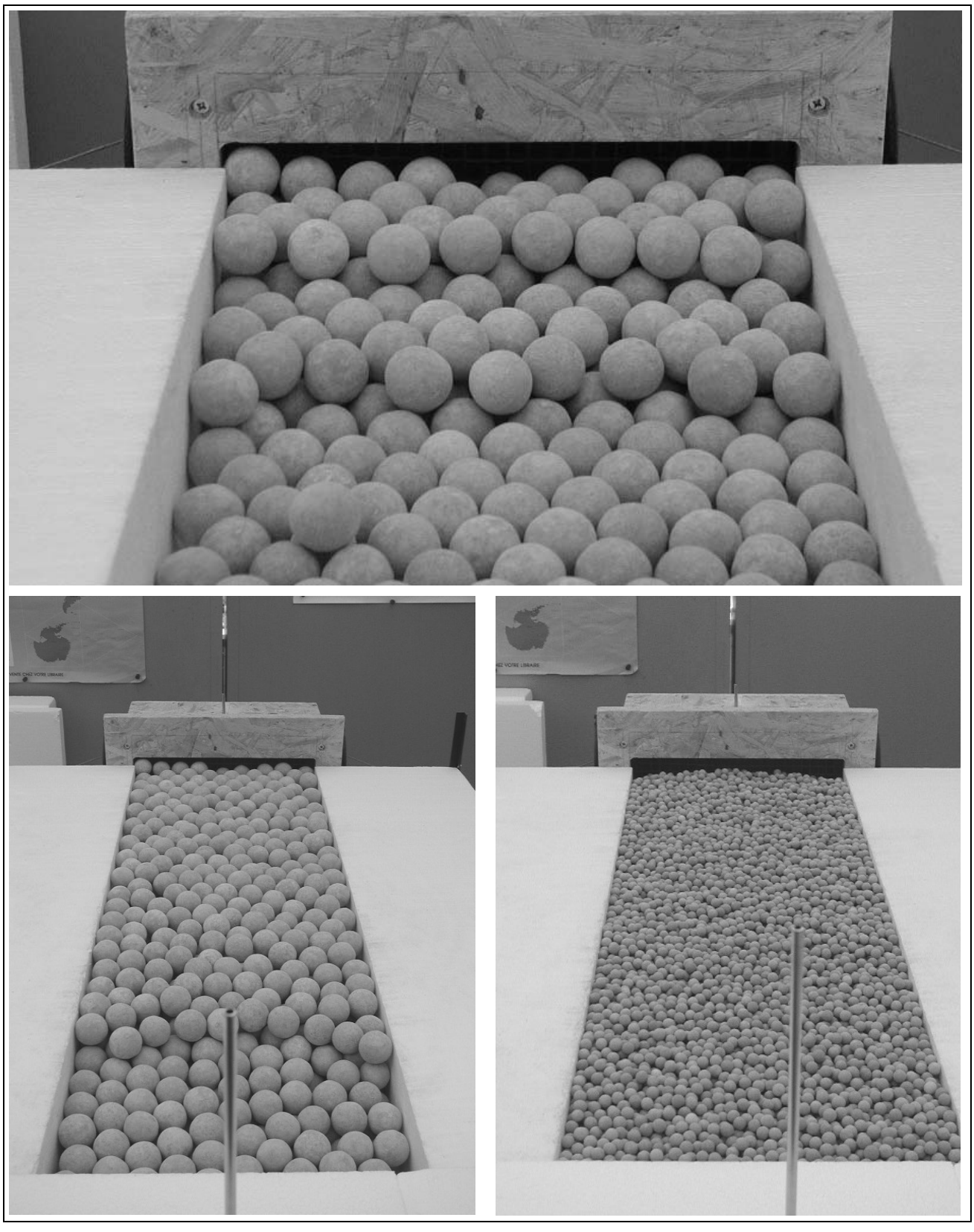


Fig. 4.3 : Billes de 30 et 10 mm.

Fig. 4.4 : Gravier.

Fig. 4.5 : Briques.

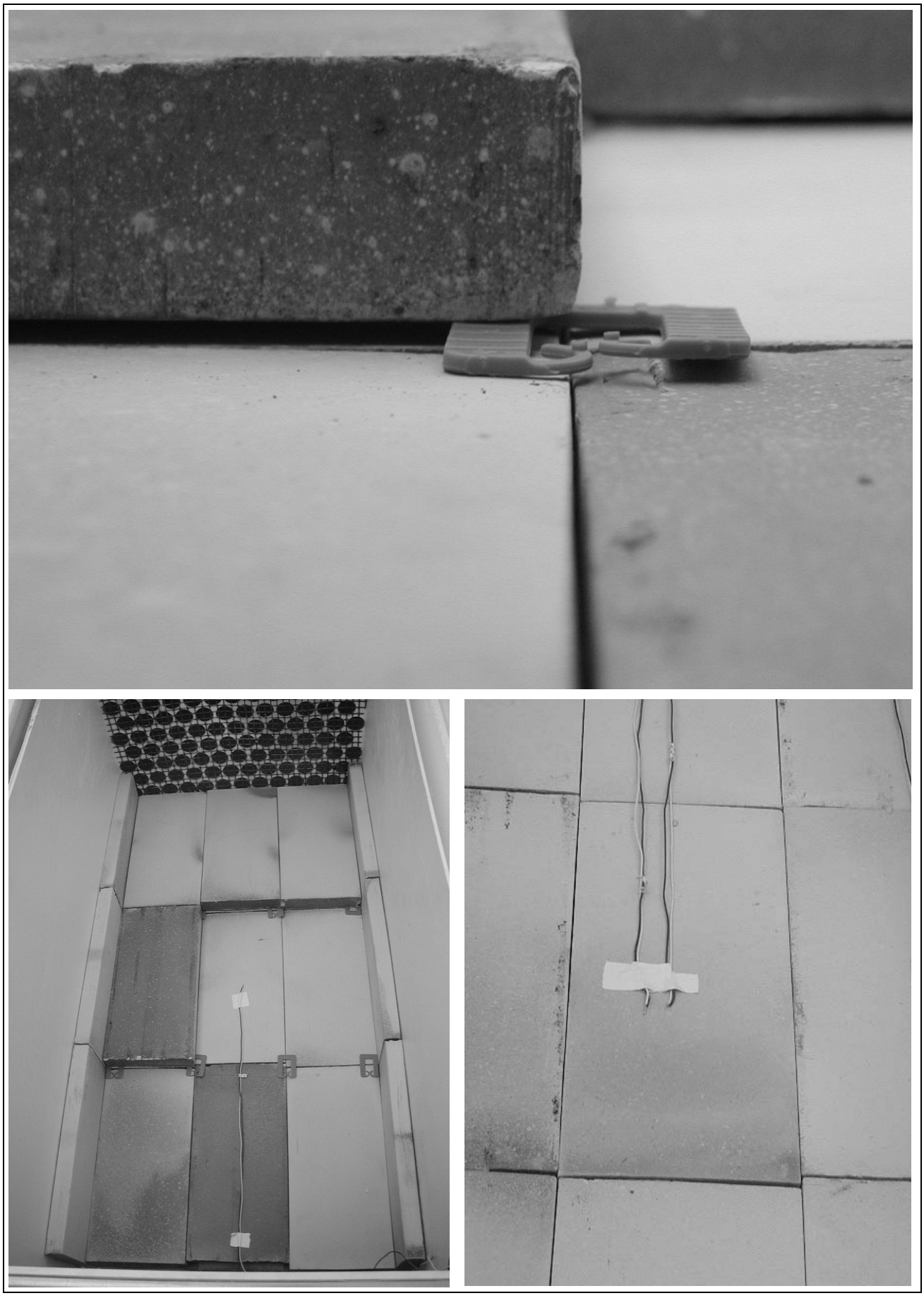


Fig. 4.6 : Plaques de terre cuite.

5. RESULTATS

5.1. Description phénoménologique

Mise en évidence des effets de transmission et déphasage

Cette mise en évidence se base sur des mesures effectuées sur le petit prototype avec des billes de 30 mm de diamètre et différents flux d'air d'entrée avec variation temporelle de température sinusoïdale (période de 24h), voir figure 5.1. Ces mesures correspondent à # 1 :03-179, 03-203, 03-210 et 03-217 du tableau 4.4.

Quatre phénomènes sont clairement visibles :

1. **Baisse exponentielle de la transmission de l'amplitude avec la longueur**. Les températures du flux d'air mesurées à 4 longueurs (0.25, 0.5, 0.75 et 1m) montrent bien que la transmission de l'onde thermique baisse exponentiellement avec la distance qui sépare sortie et entrée.
2. **Augmentation linéaire du déphasage avec la longueur**.
3. **Effets de bords**. Ils conduisent à une baisse exponentielle de la moyenne avec la longueur.
4. **Effets du débit.** En comparant les résultats obtenus pour les 4 débits, on retrouve exactement ce que la théorie prévoit : pour une longueur donnée, une augmentation du débit augmente la transmission de l'amplitude mais baisse (quasi linéairement) le déphasage. L'augmentation de la transmission avec le débit tient compte également de l'augmentation avec la vitesse de l'air du facteur de couplage thermique entre air et surface des billes.

Inhomogénéités de flux

Ce point très important pour l'application est le moins connu en théorie et le plus difficile à maîtriser dans la pratique. Ses effets sont clairement visibles par la dispersion latérale des températures à l'intérieur du flux d'air : des parcours privilégiés se traduiront par des vitesses plus élevées, une meilleure transmission et un déphasage plus faible. Au contraire, un parcours plus complexe de l'air (rétrécissements, zigzags,..) va se traduire par une transmission plus faible mais un plus grand déphasage. Une inhomogénéité des flux va donc se traduire par une inhomogénéité des températures.
En guise de comparaison, les inhomogénéités de température en différents points de sortie dans la section du flux d'air sont visibles sur la figure 5.2, qui concerne le prototype 2. L'utilisation de plaques de terre cuite se traduit par un flux plus homogène que pour un lit de graviers, toutes autres conditions égales par ailleurs (input 4-sinus, mesures proto#2 03-319 et proto#2 04-015).

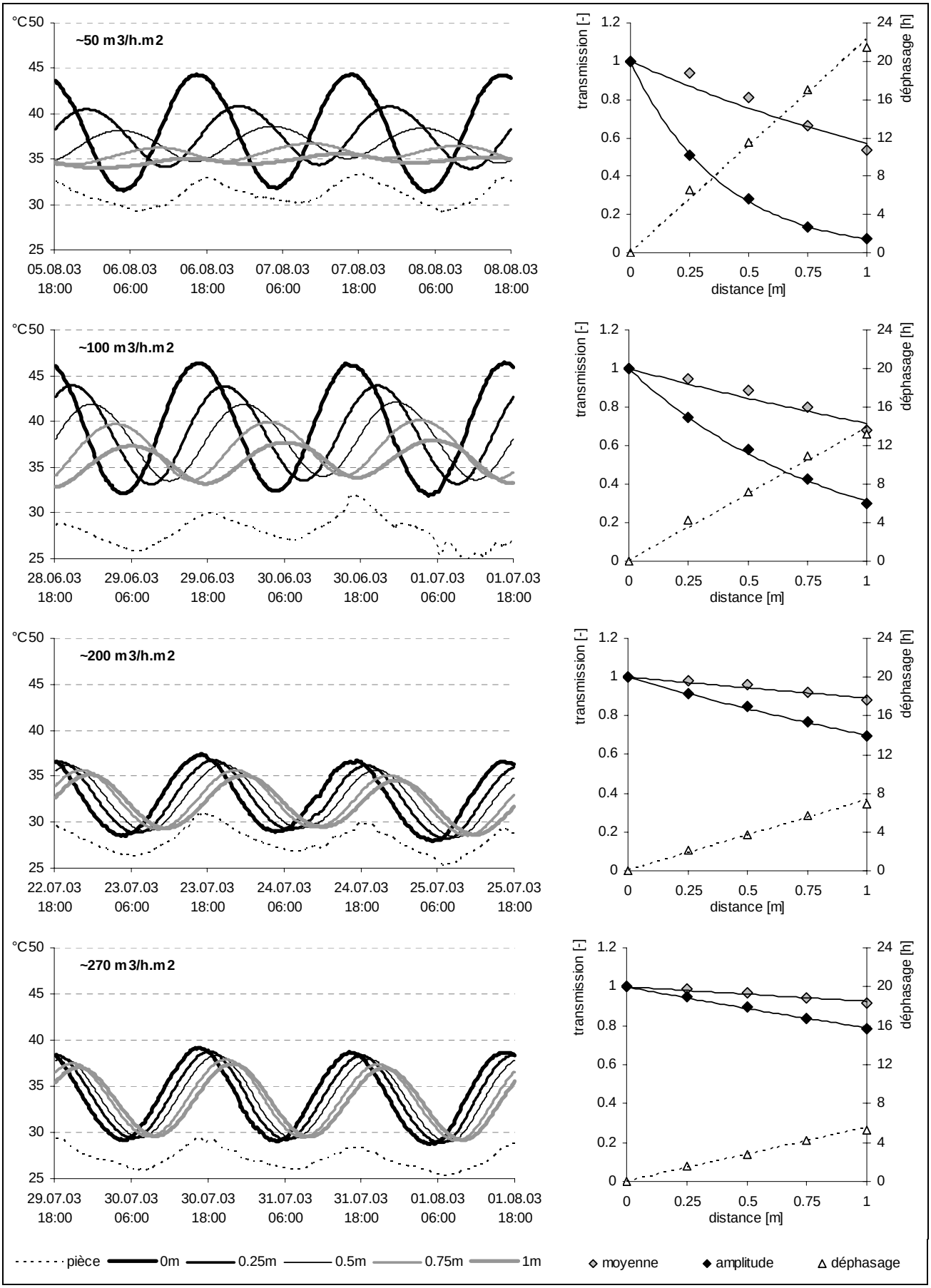


Fig. 5.1 : Transmission et déphasage en lit de billes.

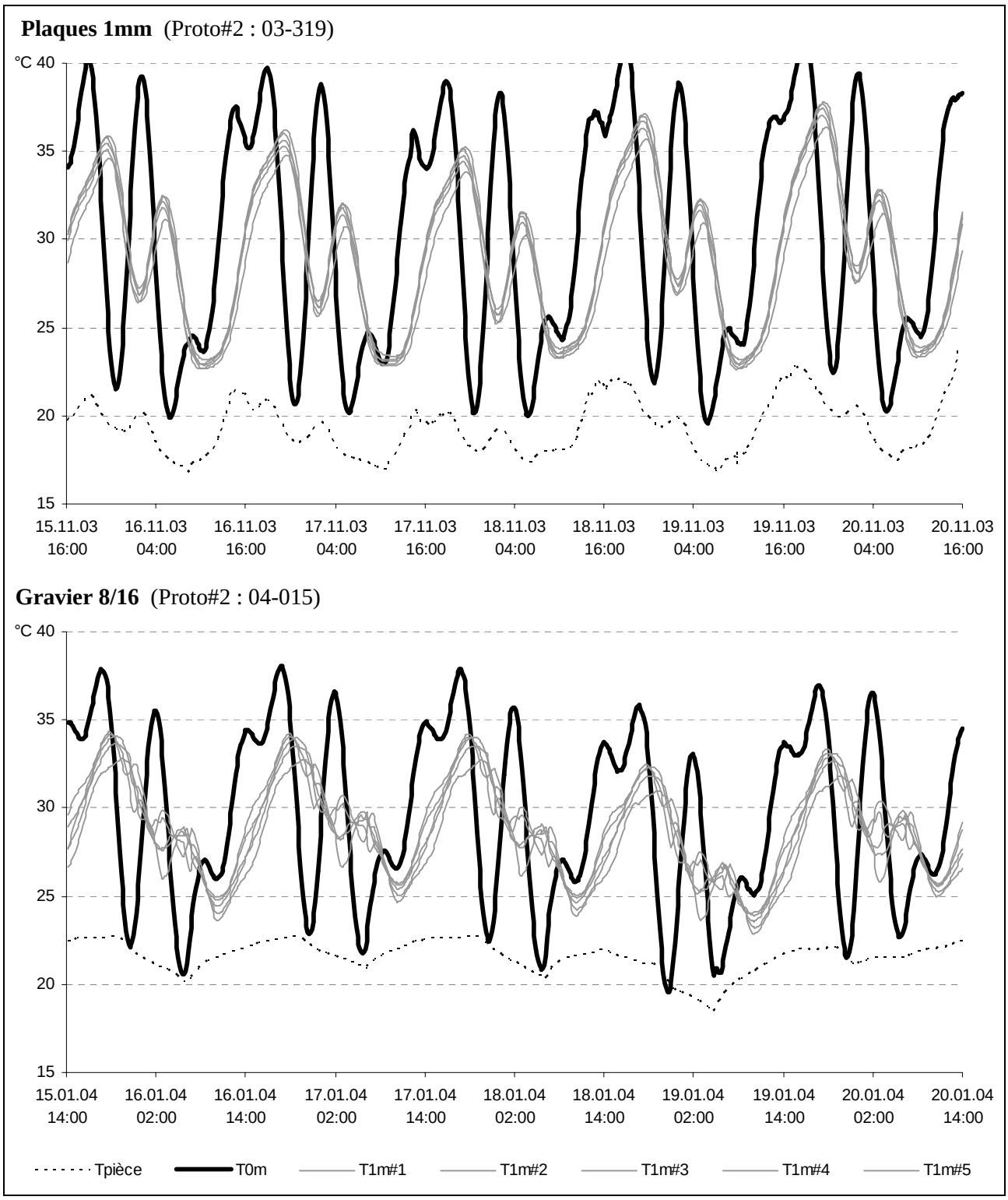


Fig. 5.2 : Inhomogénéité du flux, stockage en plaque (en haut) et en gravie (en bas).

5.2. Détermination des grandeurs caractéristiques

Méthodologie

Par comparaison entre mesure et théorie, nous avons déterminé les 2 grandeurs mal connues que sont :

- **le débit d'air effectif**,
- **le facteur de couplage thermique effectif** entre température moyenne de l'air et le matériau de stockage.

L'utilisation du modèle 2 phases a été retenue car, dans les configurations testées, les autres effets ont des incidences marginales et introduisent une complexité méthodologique inutile pour la compréhension des processus. Seules les pertes de l'enveloppe sont prises en compte, indispensable pour le petit prototype.

Le débit d'air effectif devra être comparé au débit réel car on sait que des biais importants peuvent être introduits par divers effets comme l'inhomogénéité du flux ; *in fine* c'est le débit d'air **réel** qui doit être déphasé et c'est le débit **effectif** qui va commander le dimensionnement.

Le coefficient d'échange thermique effectif est le principal facteur limitant : sa connaissance est donc indispensable pour contrôler pratiquement le phénomène d'amortissement.

La détermination des 2 paramètres fondamentaux à partir de la comparaison entre le modèle analytique et les mesures comporte 3 étapes :

- **Analyse des mesures par série de Fourier ;** la température d'entrée ainsi que la moyenne spatiale des températures de sortie sont décomposées en série de Fourier pour obtenir ainsi toutes les harmoniques,
- **Modélisation 2 phases avec effet de bord (enveloppe), pour chaque fréquence,** grâce au calcul analytique développé dans le chapitre 3,
- **Minimisation par optimisation non-linéaire de l'erreur quadratique mesure / modèle** pour toutes les fréquences, ce qui permet de déterminer les valeurs du débit effectif et de l'échange convectif effectif les plus probables.

Une fois les 2 coefficients déterminés, il est facile d'établir par calcul la transmission pour un déphasage donné (12 heures par exemple) et pour une période donnée (en générale 24 heures) :

- Avec effets de bords
- Sans effets de bords

Un exemple d'analyse se trouve ci-dessous (prototype # 2 03-305).
Dans le graphique suivant (5.3), il est montré les températures d'entrée et de sortie mesurées ainsi que la température de sortie la mieux ajustée, la courbe de droite représentant le diagramme d'applicabilité mesure/modèle. La seule différence marquante est un décalage général entre modèle et mesure, traité uniquement dans le modèle « pertes par enveloppe », où tous les paramètres sont fixés.

On retrouve cette différence systématique par analyse de Fourrier (pour la fréquence de 0 jour^{-1}), qui est montrée dans la figure 5.4. Par contre, les autres composantes du signal (où l'on retrouve les 4 fréquences de base) sont très correctement traitées. A noter que sur ces graphiques, seules les composantes d'amplitude supérieure à 0.2 K sont représentées. L'excitation avec un input à 4 composantes principales (« 4 sinus ») permet une bonne détermination des paramètres dans la mesure où ils ne dépendent pas de la période.

On se reportera à l'annexe A1 qui donne tous les résultats sous forme graphiques.

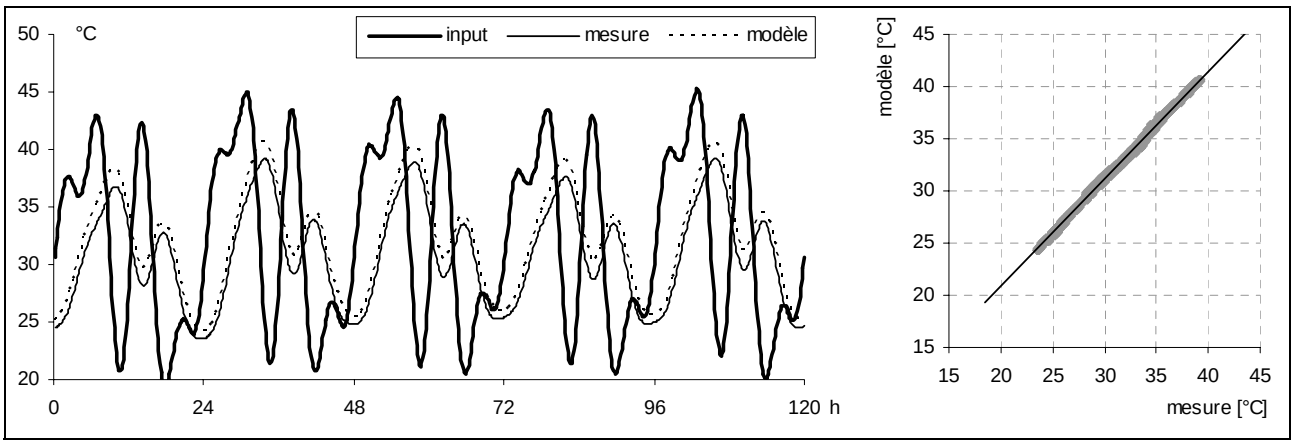


Fig. 5.3 : Comparaison modèle / mesures : températures (Prototype no 2 / 03-305).

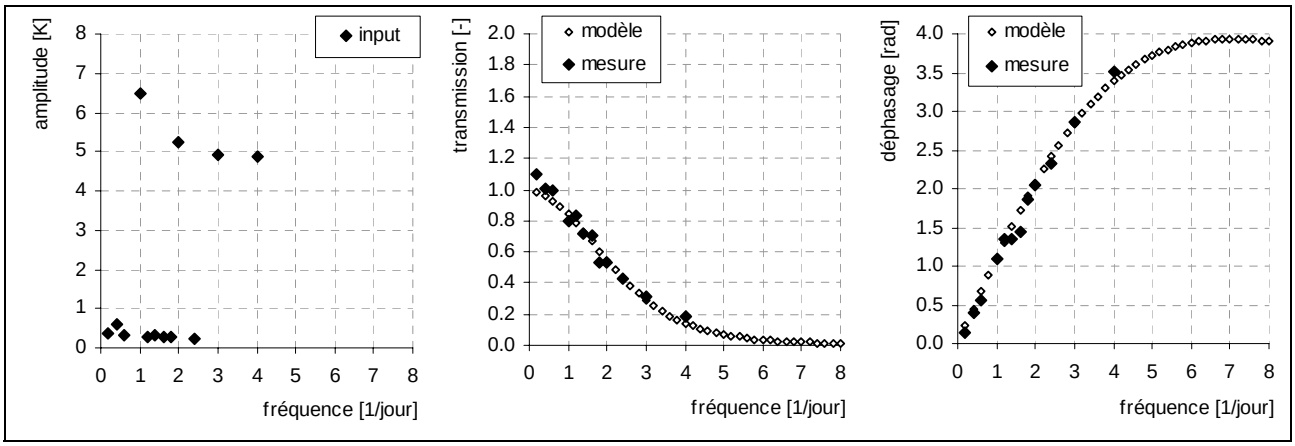


Fig. 5.4 : Comparaison modèle / mesures : transmission et déphasage pour amplitudes supérieures à 0.2 K (Prototype no 2 / 03-305).

Cette analyse en fréquence est importante dans la mesure où la température extérieure que nous voulons déphaser en minimisant l'amortissement comprend (voir par exemple analyse de la mesure proto#2 03-234 et suivantes dans Annexe 1):

- une composante principale de période un jour : amplitude de 5 à 7 K,
- plusieurs harmoniques de plus faible amplitude : environ 1 K pour une période de 12 heures et moins pour les autres.

A titre d'exemple, la figure 5.5 montre pour une période chaude d'août 2003 (24 au 26) la réponse calculée du prototype de déphaseur 1 pour différentes longueurs, rempli de billes de 30mm de diamètre et balayé par un débit de 200 m³/h.m².
A gauche, la seule composante de période 24 heures est prise en compte, tandis qu'à droite, la température extérieure (sur une face sud-ouest d'un bâtiment) est considérée, avec toutes les composantes « haute fréquences » qui donnent à l'évolution de la température une allure plus irrégulière. Ces composantes à faible période sont éliminées par le déphaseur, qui se comporte comme un filtre « passe-bas ».
Les deux courbes inférieures reprennent l'analyse en éliminant les effets de bord dus à la diffusion vers l'extérieur (cas d'un déphaseur de grande taille).
Dans cet exemple, même pour une température extérieure variant de 20°C à 35°C, on dispose toute la journée, soit à l'extérieur (de nuit), soit à la sortie du déphaseur (1.5 m ; de jour), d'une température comprise entre 21 et 26°C.

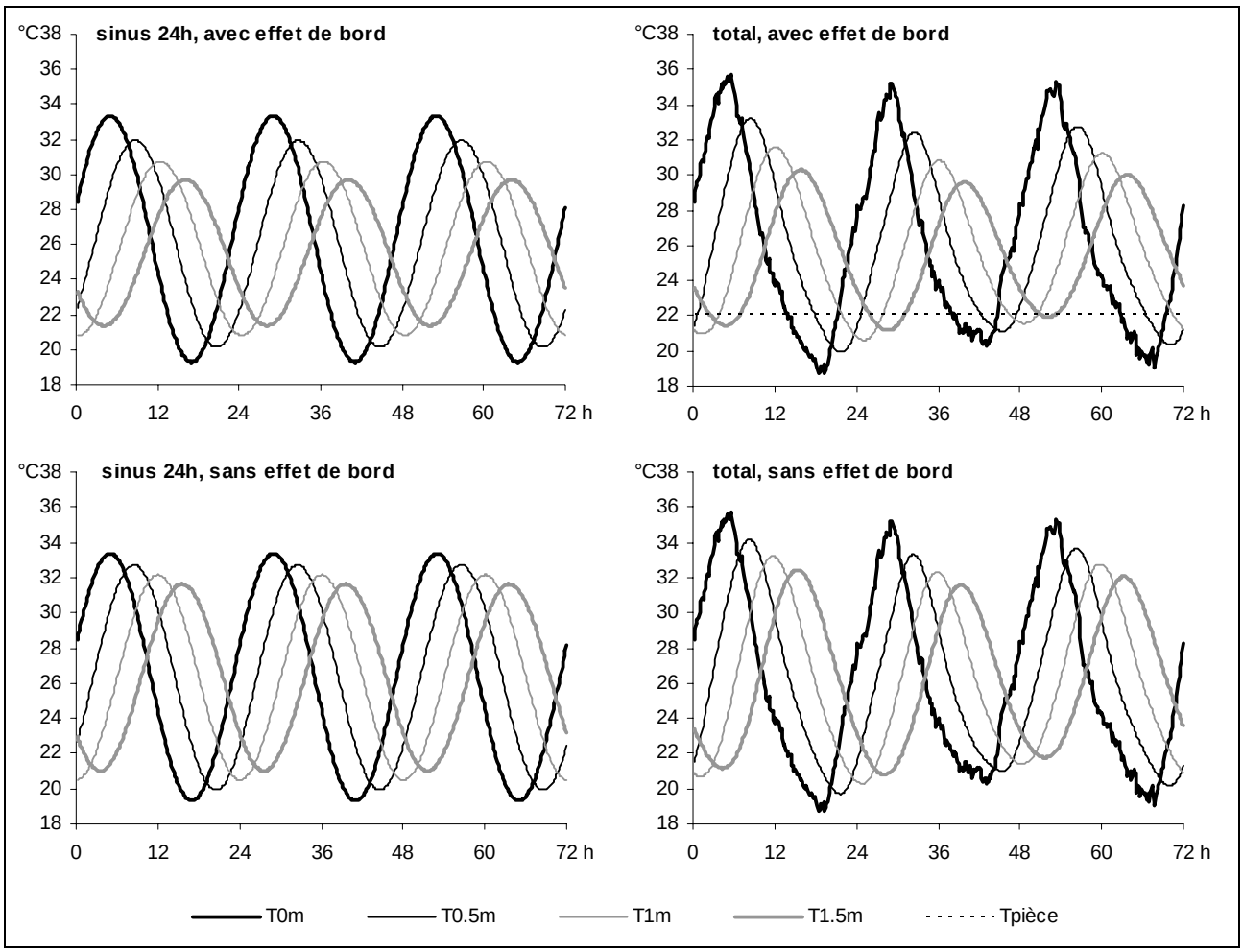


Fig. 5.5 : Déphasage en canicule d'été (météo en façade sud-ouest, 24/8/03 12h – 26/8/03 12h), modélisation pour billes de 30 mm (Calibration sur prototype no 1 / 03-203).

Transmission et longueur caractéristiques

Les résultats des ajustements modèle/mesures pour l'ensemble des expériences se trouvent dans le tableau (5.1), soit :

- les deux paramètres estimés du modèle : le débit d'air effectif et le coefficient de transfert effectif air/particules,
- les erreurs de l'ajustement, en K (basées sur l'erreur quadratique moyenne), données pour toutes les fréquences (ErrTot) et pour la moyenne seule (ErrMoy).

Sauf exception, l'erreur est inférieure à 1 K, souvent à 0.5K, dont une partie importante provient de la mauvaise appréciation de la température moyenne (fréquence nulle).
Les résultats des transmissions et des déphasages pour la période 24 h sont indiqués sur le tableau 5.2, avec, par ordre des colonnes :

- MXh : transmission mesurée à la sortie,
- SXh : transmission simulée à la sortie,
- AXh : transmission simulée à la sortie, sans pertes enveloppe (adiabatique),
- M12h : longueur nécessaire pour un déphasage de 12 h, extrapolée sur la mesure,
- S12h : longueur nécessaire pour un déphasage de 12 h, extrapolée sur la simulation,
- A12h : longueur nécessaire pour un déphasage de 12 h, situation adiabatique
- MXh : déphasage mesuré à la sortie, en heure
- SXh : déphasage simulé à la sortie, en heure,
- AXh : déphasage simulé en situation adiabatique.

Table 5.1 Tableau des résultats : les paramètres estimés et les erreurs.

Expérience				**Optimisation modèle**			
Prototype	Date	Input	Matériau	Mair	Ho	ErrTot	ErrMoy
				m3/h	W/K.m2		
2	03_229_234	météo	Brique	141	5.4	0.30	0.14
2	03_234_239	météo	Brique	139	5.6	0.27	0.14
2	03_243_248	météo	Brique	74	3.0	0.65	0.13
2	03_248_253	météo	Brique	67	3.3	0.44	0.18
2	03_290_295	pulse	Plaques 2mm	113	10.3	0.63	0.47
2	03_297_302	4sinus	Plaques 2mm	190	17.2	0.47	0.43
2	03_305_310	4sinus	Plaques 2mm	95	12.2	1.19	1.14
2	03_319_324	4sinus	Plaques 1mm	116	12.8	0.99	0.90
2	03_327_332	4sinus	Plaques 1mm	230	20.2	0.36	0.34
2	03_229_234	briques	Gravier mix	104	1.9	0.55	0.42
2	03_234_239	briques	Gravier mix	100	2.0	0.76	0.66
2	03_243_248	briques	Gravier mix	44	0.8	0.94	0.56
2	03_248_253	briques	Gravier mix	45	1.3	0.43	0.14
2	03_265_270	pièce	Gravier mix	331	1.3	0.17	0.04
2	03_270_275	pièce	Gravier mix	218	4.3	0.04	0.01
2	04_015_020	4sinus	Gravier 8/16	81	2.0	0.85	0.64
2	04_025_030	4sinus	Gravier 8/16	40	1.2	2.02	1.90
1	03_128_131	sinus	Gravier 8/16	2.0	1.2	0.19	0.03
1	03_142_145	sinus	Gravier 4/6	0.3	0.9	0.27	0.03
1	03_147_150	sinus	Gravier 16/32	2.6	3.4	0.70	0.54
1	03_179_182	sinus	Billes 30	2.5	4.3	0.30	0.20
1	03_203_206	sinus	Billes 30	5.0	9.2	0.21	0.11
1	03_210_213	sinus	Billes 30	6.7	11.5	0.15	0.14
1	03_217_220	sinus	Billes 30	1.4	2.4	0.40	0.29
1	03_230_233	sinus	Billes 10	5.3	2.2	0.22	0.13
1	03_235_238	sinus	Billes 10	3.7	2.0	0.17	0.04
1	03_240_243	sinus	Billes 10	2.2	1.3	0.45	0.01
1	03_245_248	sinus	Billes 10	6.5	3.2	0.13	0.09
1	03_255_256	sinus	Billes 10	6.6	6.3	0.14	0.12
1	03_259_260	sinus 8h	Billes 10	6.1	5.3	2.27	0.75
1	03_262_263	sinus 6h	Billes 10	6.3	8.2	0.10	0.05
1	03_264_265	sinus 4h	Billes 10	6.2	8.8	0.10	0.03
1	03_268_269	sinus 3h	Billes 10	6.1	9.0	0.18	0.15

Table 5.2 Tableau des résultats : transmission et déphasage.

Date	Matériau	**Transmission** MXh	SXh	AXh	M12h	S12h	**A12h**	**Déphasage** MXh h	SXh h	AXh h
03_229_234	Brique	0.89	0.88	0.89	0.47	0.44	**0.47**	1.81	1.78	1.75
03_234_239	Brique	0.89	0.89	0.90	0.46	0.45	**0.48**	1.84	1.82	1.79
03_243_248	Brique	0.69	0.70	0.72	0.21	0.24	**0.25**	2.88	2.93	2.88
03_248_253	Brique	0.67	0.70	0.71	0.24	0.27	**0.29**	3.37	3.34	3.29
03_290_295	Plaques 2mm	0.83	0.85	0.86	0.52	0.56	**0.59**	3.38	3.42	3.38
03_297_302	Plaques 2mm	0.91	0.94	0.95	0.59	0.70	**0.73**	2.04	2.09	2.07
03_305_310	Plaques 2mm	0.79	0.84	0.86	0.51	0.61	**0.64**	4.18	4.21	4.17
03_319_324	Plaques 1mm	0.81	0.87	0.88	0.50	0.63	**0.65**	3.52	3.57	3.53
03_327_332	Plaques 1mm	0.95	0.95	0.96	0.69	0.73	**0.76**	1.80	1.81	1.79
03_229_234	Gravier mix	0.80	0.82	0.83	0.40	0.45	**0.48**	2.96	3.02	2.99
03_234_239	Gravier mix	0.81	0.82	0.84	0.45	0.48	**0.50**	3.12	3.17	3.13
03_243_248	Gravier mix	0.44	0.43	0.45	0.18	0.16	**0.17**	5.75	5.57	5.52
03_248_253	Gravier mix	0.58	0.55	0.56	0.36	0.32	**0.34**	6.48	6.44	6.37
03_265_270	Gravier mix	0.94	0.92	0.92	0.51	0.32	**0.33**	1.13	0.89	0.88
03_270_275	Gravier mix	0.94	0.95	0.96	0.61	0.68	**0.72**	1.48	1.49	1.48
04_015_020	Gravier 8/16	0.77	0.78	0.80	0.40	0.47	**0.50**	3.51	3.98	3.94
04_025_030	Gravier 8/16	0.50	0.46	0.48	0.29	0.29	**0.30**	6.75	7.41	7.33
03_128_131	Gravier 8/16	0.34	0.34	0.44	0.34	0.34	**0.43**	12.18	12.13	11.71
03_142_145	Gravier 4/6	0.12	0.11	0.21	0.06	0.04	**0.08**	8.87	8.41	7.49
03_147_150	Gravier 16/32	0.49	0.49	0.62	0.44	0.43	**0.55**	10.43	10.00	9.55
03_179_182	Billes 30	0.43	0.43	0.55	0.39	0.40	**0.50**	10.88	10.99	10.50
03_203_206	Billes 30	0.77	0.77	0.87	0.57	0.57	**0.73**	5.69	5.65	5.39
03_210_213	Billes 30	0.84	0.84	0.92	0.61	0.60	**0.77**	4.28	4.25	4.06
03_217_220	Billes 30	0.13	0.11	0.17	0.24	0.23	**0.29**	17.04	18.16	17.37
03_230_233	Billes 10	0.73	0.73	0.82	0.50	0.51	**0.64**	5.41	5.44	5.24
03_235_238	Billes 10	0.63	0.63	0.74	0.49	0.49	**0.61**	7.79	7.80	7.52
03_240_243	Billes 10	0.37	0.37	0.48	0.39	0.39	**0.48**	12.39	12.39	11.99
03_245_248	Billes 10	0.82	0.82	0.90	0.59	0.58	**0.73**	4.44	4.41	4.23

Les graphiques 5.6 et 5.7 reprennent les résultats précédents, avec et sans effet de bord, pour les deux paramètres suivants :

– La transmission correspondant à 12 heures de déphasage et la longueur nécessaire en fonction du débit d'air effectif,

– Le facteur de transfert thermique entre l'air et la surface des particules « ho » en fonction de la vitesse interstitielle effective.

Les résultats montrent que pour des déphaseurs de taille importante (« adiabatiques ») , on peut obtenir des déphasages de 12 heures avec des transmissions supérieures ou proches de 2/3 soit :

– Avec des sphères de diamètre 30 mm ou inférieur et des débits effectifs supérieurs à 200 $m^3/h.m^2$,

– Avec des plaques d'épaisseur 25 mm écartées de 2mm ou moins et des débits effectifs supérieurs à 500 $m^3/h.m^2$.

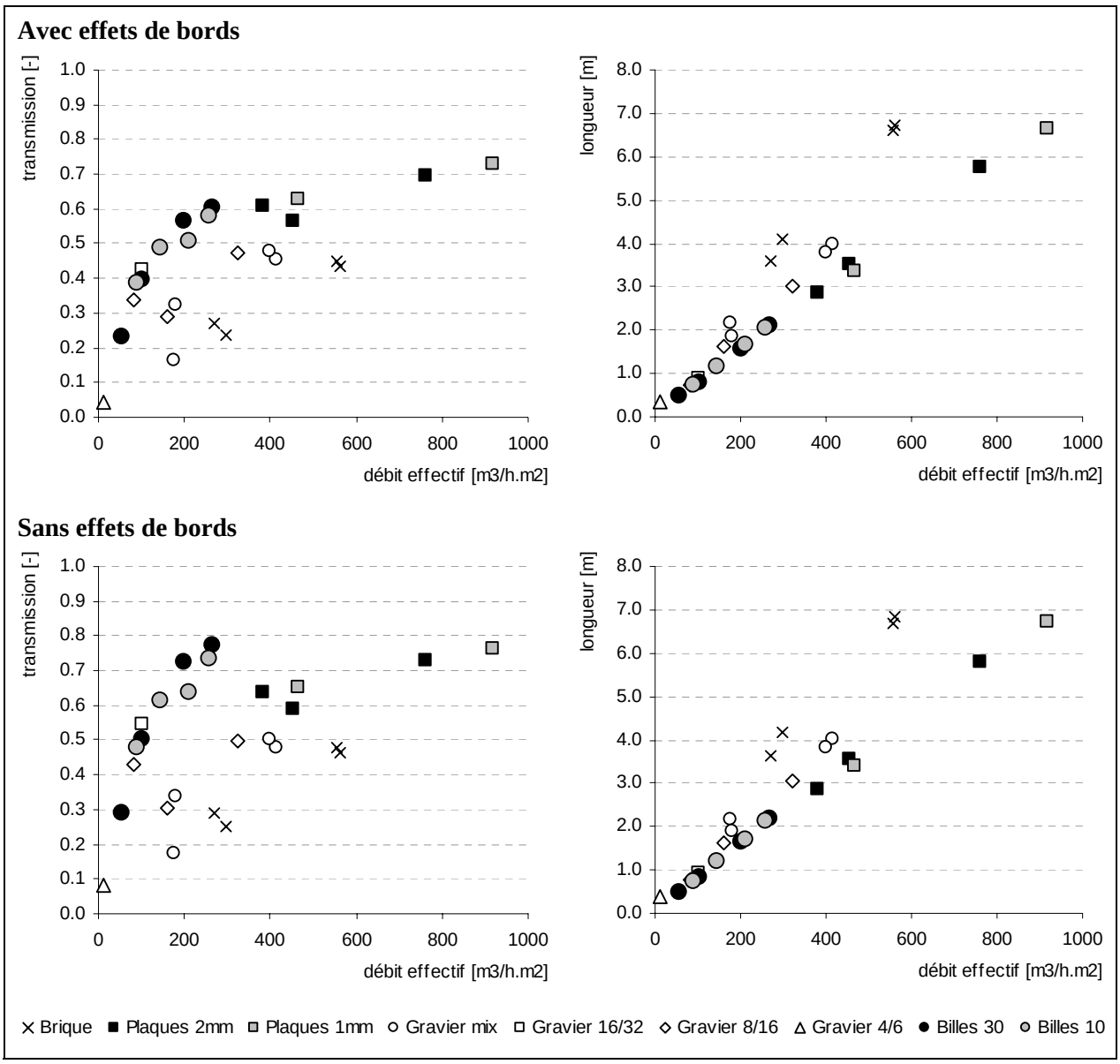


Fig. 5.6 : Transmissions et longueurs de déphasage complet (12 h).

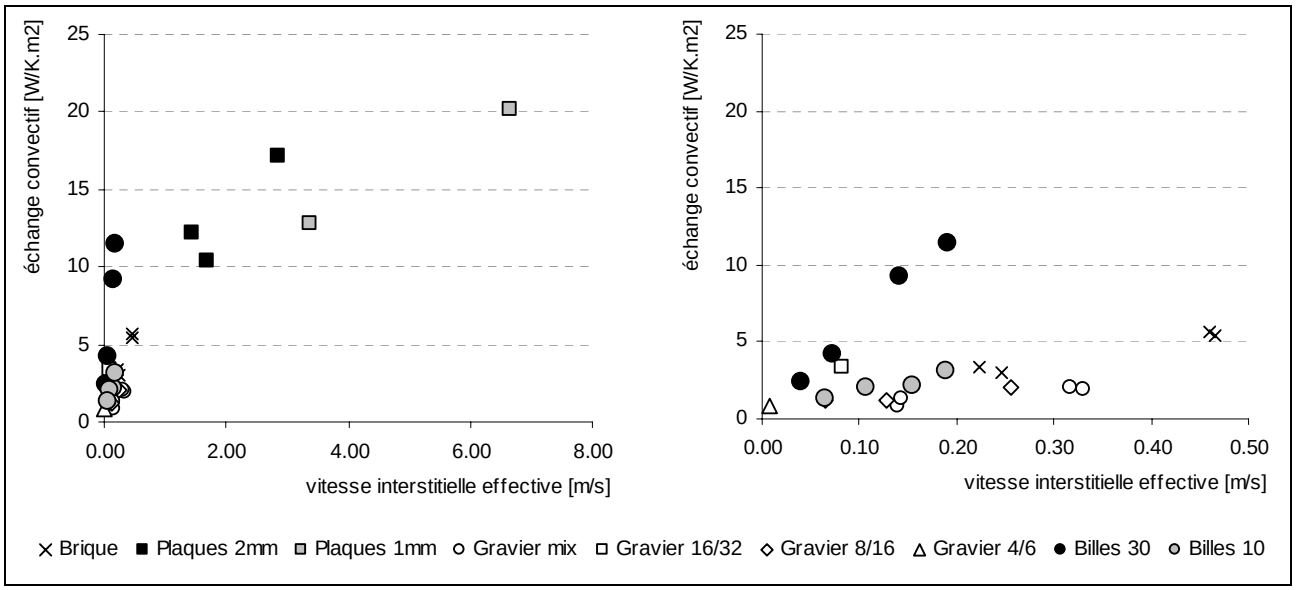


Fig. 5.7 : Facteur d'échange convectif (valeurs effectives).

5.3. Discussion

Débit volumique effectif et débit volumique réel

Le débit mesuré in situ est systématiquement inférieur au débit effectif estimé en comparant mesure et modèle. Ce point a été discuté en détail dans la partie théorique (voir paragraphes 3.6 et 3.7) et est attribué aux inhomogénéités du flux. Comme déjà signalé, ce point essentiel est très délicat à traiter que ce soit pratiquement ou théoriquement.

Pour les particules sphériques ou les graviers étudiées avec le petit prototype, les valeurs mesurées sont environ 15 % plus élevées.

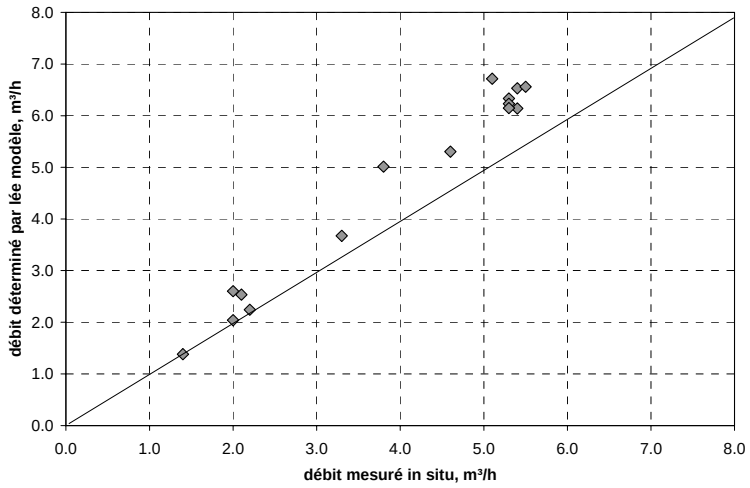


Fig. 5.8 : débit issu du modèle versus débit mesuré, prototype 1

Pour le prototype plus grand, utilisant soit une géométrie type sphérique (en ronds dans le graphique), soit une géométrie plane (indiqué en losange), les écarts sont plus importants et peuvent atteindre 100% pour les plaques.

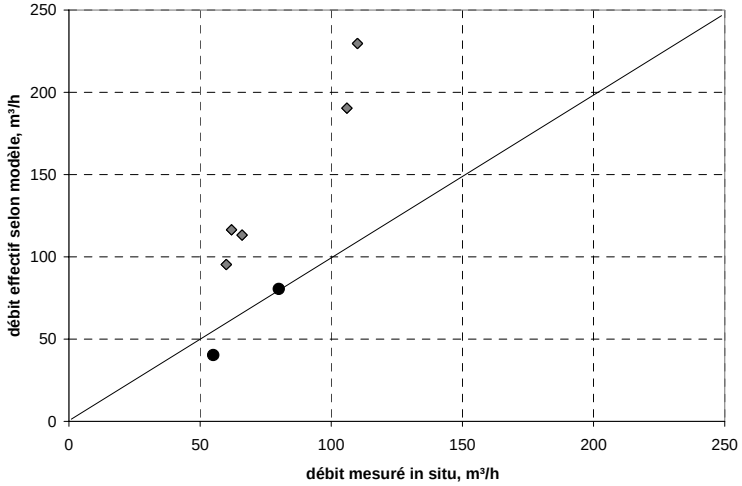


Fig. 5.9 : débit issu du modèle versus débit mesuré, prototype 2

Cette différence entre débit réel (sans doute celui mesuré) et débit de dimensionnement (celui issu du modèle) est à prendre en considération de façon attentive lors d'une réalisation concrète.

Le facteur d'échange air – surface des particules

L'échange thermique entre l'air et les particules est le principal facteur limitant d'un système de déphasage lorsque l'on travaille sur la période journalière. Il doit être maximisé, ce qui signifie soit travailler avec une grande surface d'échange, soit avec des vitesses d'air élevées pour favoriser l'échange thermique. Ceci correspond aux deux cas suivants :

1. Une grande surface d'échange est obtenue le plus aisément avec la géométrie sphérique (billes),
2. Un grand échange thermique spécifique (« ho ») est obtenu par augmentation de la vitesse de l'air résultant d'un grand facteur de remplissage : la géométrie plane est incontournable (taux ajustable et facilement supérieur à 90%) ; dans le cas des géométries sphériques, ce coefficient est fixé et plutôt faible (66% ou moins).

Les facteurs effectifs « ho » (facteur d'échange rapportés à l'unité de surface) sont dans l'ordre de grandeur de ceux attendus (entre 1 et 100 W/m².K), (voir par exemple [Shah et London] pour les géométries planes et [Zgraggen] pour les géométries sphériques).
Le graphique 5.10 ci-dessous compare les « ho » effectifs issus de cette analyse avec les facteurs d'échange mesurés par nos soins (voir annexe A3).
Si on prend comme base de comparaison la vitesse issue du débit effectif, les coefficients effectifs sont beaucoup plus faibles, par contre, en considérant les vitesses d'air mesurées à la sortie du prototype, l'accord est bien meilleur même si les coefficients effectifs restent plutôt inférieurs aux « réels », comme attendu.

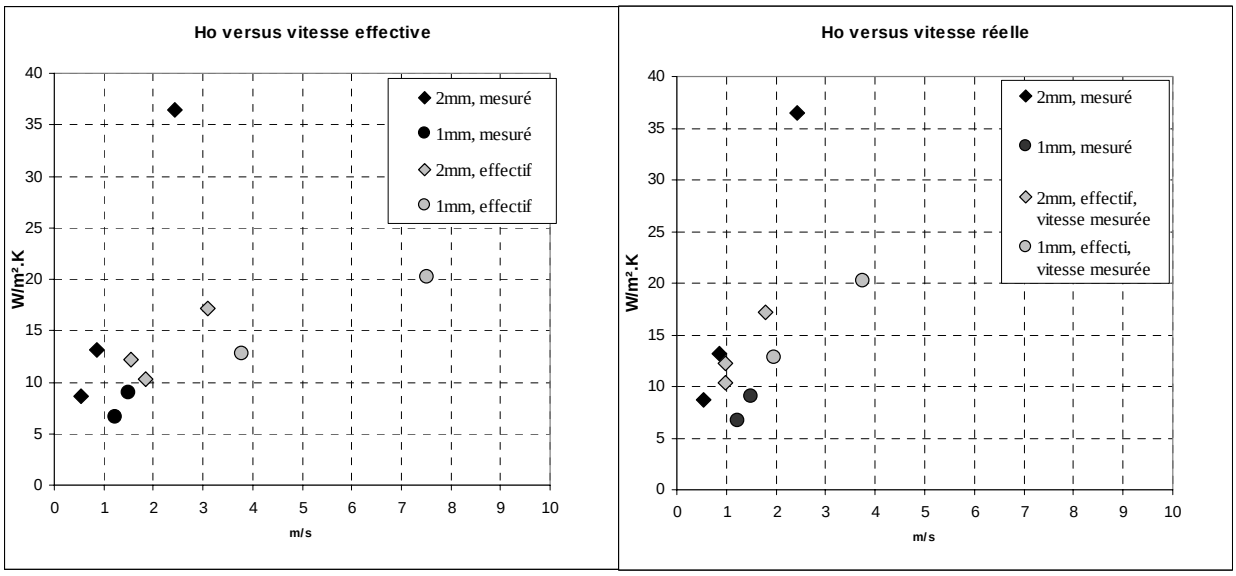


Fig. 5.10 : facteurs d'échange ho effectifs comparés aux facteurs d'échange réels (voir annexe 2), plaques planes. A gauche : vitesse issue du débit effectif, à droite, vitesse réelle.

Les pertes de charge

Nous avons mesuré les pertes de charges occasionnées par le déphaseur. Mise à part la géométrie plane avec écartement de 1mm (qui peut dépasser 30 Pa/m, soit plus de 100 Pa pour un montage opérationnel avec une dizaine d'heures de déphasage), les pertes de charge sont très réduites et valent au maximum de l'ordre de 30 à 50 Pa pour un montage déphasant 8 ou 12 heures.

Considérations pratiques

De bonnes transmissions (>70% pour 12 heures de déphasage) ont été expérimentalement atteintes dans deux cas :

1. billes en ciment de 10 et 30 mm de diamètre,
2. planelles en terre cuite de 25 mm d'épaisseur écartées de 2 mm ou moins.

Une longueur de 4 mètres est nécessaire pour obtenir un déphasage de 12 heures (3 m pour 8 heures) avec un débit effectif de 400 à 600 $m^3/h.m^2$. Le rapport entre débit d'air et volume de stockage se situe donc dans l' ordre de grandeur de 100 pour un déphasage d'une dizaine d'heures.

Les caractéristiques pratiques suivantes peuvent être données :

- **Pour la géométrie plane :** matériaux courants, mise en place facile mais soignée pour éviter les inhomogénéités (écarteur plastiques standards), pertes de charge maîtrisées si l'écartement vaut au moins 2mm,
- **Pour la géométrie sphérique :** le problème du coût se pose (celui des matériaux testés est supérieur à 10'000 frs/m^3), sinon la meilleure solution.

L'utilisation d'un lit de graviers est possible et serait certainement le plus simple et le moins coûteux à réaliser (50 frs/m^3!) mais elle demande un contrôle très grand de la granulométrie. Si quelques mesures sur ces matériaux ont abouti à des transmissions plus élevées que 50% pour 12 heures de déphasage, des séries de mesures sur d'autres graviers à priori semblables (en tout cas à la commande) se sont avérées très décevantes, avec des transmissions inférieures à 30%. A ce stade, un certain doute subsiste quant à l'utilisation de ces matériaux et seule une étude sur les inhomogénéités du flux à l'intérieur d'un lit de particules peu ou non sphériques pourra lever cette incertitude.
D'autres possibilités peuvent être explorées, comme les produits pseudo sphériques issus de l'industrie métallurgique, de bas prix et facilement disponibles.

6. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Au terme de cette étude, nous pouvons tirer le bilan suivant.

1) La possibilité de déphaser complètement (d'une demi période) une onde thermique quasiment sans l'amortir portée par un flux d'air a été confirmée aussi bien théoriquement qu'expérimentalement. Nous n'avons pas trouvé trace dans la bibliographie d'une description ou même d'une mention de cette possibilité.

2) L'application la plus immédiate est le déphasage de l'onde journalière de température pour obtenir de jour la température qu'il faisait la nuit d'avant, donnant accès ainsi à un important potentiel de rafraîchissement des bâtiments en période estivale. Le déphasage de l'onde thermique annuelle est possible mais nécessite des volumes et des longueurs trop importants pour constituer une demande susceptible de faire démarrer ces dispositifs.

3) L'analyse théorique a montré que :
    a. A la base, le phénomène de déphasage à transmission élevée est simple : il s'agit de freiner le déphasage naturel porté par la vitesse du flux d'air en le mettant en contact avec une capacité calorifique (stock) plus élevée (effet piston)
    b. Cela requiert un très bon échange convectif avec la matière, ainsi qu'une géométrie en couches minces
    c. Pour de faibles épaisseurs, l'effet de la diffusion intraparticules est relativement faible. Ce dernier se fait surtout ressentir au niveau d'une perte de transmission, de façon négligeable également sur le déphasage.
    d. Il en va de même pour la diffusion interparticules : même pour un très bon échange convectif, on perdra moins de 5% de transmission si la longueur de pénétration axiale n'excède elle-même pas 5% de la longueur de déphasage
    e. L'enveloppe contribue non seulement à amortir un éventuel différentiel moyen avec la pièce, mais elle contribue également à l'amortissement de l'oscillation. Pour limiter ce phénomène il faut une épaisseur d'isolation légèrement supérieure à la profondeur de pénétration propre à la fréquence et au matériau d'isolation. L'effet de bord résiduel devient négligeable dès que la surface d'échange de l'enveloppe ne représente plus que 1% de celle du matériau de stockage.
    f. Le frein potentiellement le plus important est lié à une éventuelle inhomogénéité du flux, à mettre en relation avec une inhomogénéité dans la géométrie. Bien que ce phénomène soit relativement complexe, une première tentative de modélisation indique des pertes de signal extrêmement importantes liées à ce phénomène.
    g. Comme conséquence du point précédent, il y a une différence entre la valeur du débit réel à déphaser et celle du débit effectif caractérisant le dispositif (longueur, section).

4) Deux prototypes ont été construits et intensivement utilisés afin de mieux cerner et de quantifier les paramètres fondamentaux intervenant dans le phénomène, en insistant sur les deux paramètres limitants : l'échange convectif et l'inhomogénéité du flux.

5) La comparaison entre mesures et modèles a été très concluante et prouve une grande maîtrise des phénomènes en jeu. Seule l'inhomogénéité du flux possède encore quelques zones d'ombre mais sa maîtrise encore partielle n'empêche pas des réalisations pratiques tout à fait fonctionnelles.

6) Quatre études mériteraient d'être entreprises :
    a. Le problème tant théorique que pratique de l'**inhomogénéité du flux** et ses conséquences sur le dispositif à déphasage, en symétrie quasi sphérique (graviers) ou plane ;
    b. Le **développement d'un matériau plan**, de grande surface, possédant une bonne planéité (mieux que le mm), peu coûteux et environnementalement « correct ». Nous pensons en premier lieu à la terre cuite, que nous avons intensivement utilisée dans cette étude ; mais d'autres possibilités doivent être explorées.
    c. Le **développement de sphères** contenant une substance à forte chaleur spécifique entre 15 et 30 °C (par exemple eau ou matériau à changement de phase étalée)ou l'utilisation de

matériaux « ronds », disponibles à bas prix et en grande quantité (produit de la metallurgie ou de l'exploitation minière par exemple) permettraient de réduire le volume (donc le coût) grâce à sa compacité intrinsèque, à la grande surface d'échange (diamètre 30mm ou moins) et au flux très homogène spontanément obtenu (voir les tests sur le prototype 1 avec les billes).

d. Les **caractéristiques idéales** demandées à un déphaseur (transmission, déphasage) en fonction du climat et du bâtiment à rafraîchir.

7) Enfin, avec les connaissances développées dans cette étude, nous sommes à même de proposer un système pour un projet pilote qui aurait les caractéristiques suivantes :
   a. Débit traité de l'ordre de **1'000 m³/h,** pertes de charge inférieures à 50 Pa, permettant de rafraîchir une surface de 100 à 250 m²,
   b. Déphasage de l'onde thermique journalière de **8 heures** environ pour le rafraîchissement estival d'un bâtiment de bureaux, un déphasage de 12 heures étant trop important par rapport aux besoins,
   c. Transmission de l'onde thermique supérieure à **65%,**
   d. Dimension approximative du déphaseur : environ **2.5 m² de section sur 3m de long,**
   e. Coût : l'utilisation de matériau de construction standard permet déjà d'atteindre des coûts compatibles avec le marché du froid, soit inférieur à 1'000frs le m³ de dispositif (ce n'est pas forcément le prix du système pilote). On ne s'attend pas à un effet de taille important pour des plus grandes dimensions si le matériau de remplissage est plan (plaques fines écartées de 2 mm par exmple) car son acquisition et sa mise en place vont constituer la composante principale de l'investissement. L'utilisation de matériaux quasi-sphériques (graviers ou autres) permettrait de baisser très sensiblement les coûts mais leur granulométrie et sa régularité sont des paramètres fondamentaux à contrôler sinon les risques d'amortissement trop grand sont réels,
   f. Il s'agit d'un appareil à placer dans le système de ventilation livré « clé en main » et qui doit être « accordé » au débit de ventilation ; pour cette raison nous n'avons pris contact qu'avec des ingénieurs et non pas des architectes car, en l'état de nos connaissances, il est exclu d'intégrer un tel dispositif dans l'enveloppe du bâtiment.

BIBLIOGRAPHIE

Abdel-Salam M.S., S.L. Aly, A.I. El-Sharkawy, Z. Abdel-Rehim, Thermal characteristics of paacked bed storage system, International journal of energy research, Vol. 15, 1991, Pages 19-29

Achenbach E., Heat and flow characterisrics of packed beds. Experimental Thermal and Fluide, Science, 10 :17–27, 1995

Aly S. L. and A. I. El-Sharkawy, Effect of storage medium on thermal properties of packed beds, Heat Recovery Systems and CHP, Volume 10, Issues 5-6, 1990, Pages 509-517

Amiri A. and K. Vafai, Transient analysis of incompressible flow through a packed bed, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 41, Issue 24, 1 October 1998, Pages 4259-4279

Beasley D.E. and J.A. Clark, Transient response of a packed bed for thermal energy storage. International Journal of Heat and Mass Transfer 27 (1984), pp. 1659–1699.

Bellot J. P., F. Patisson and D. Ablitzer, Analyse de l'interdependence du transpert convectif et du degagement de chaleur lors de l'operation d'agglomeration sur grille a l'aide d'un modele de simulation, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 19, Issue 2, March-April 1992, Pages 175-184

Benenati R.F. and Brosilow C.B., Void fraction distribution in beds of spheres. A.I.Ch.E.
Journal, 8(6) :233–236, 1962.

Beveridge G. S. G. , D. P. Haughey, Axial heat transfer in packed beds. Stagnant beds between 20 and 750°C, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 14, Issue 8, August 1971, Pages 1093-1113

Cheng G.J, Yu A.B. and Zulli, P. Evaluation of effective thermal conductivity from the structure of a packed bed. Chemical Engineering Science, 54 :4199–4209, 1999.

Chukhanov Z. F., Heat and mass transfer between gas and granular material, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 6, Issue 8, August 1963, Pages 691-701

Close D. J., P. J. Banks, Coupled heat and mass transfer in a packed bed with the lewis relation not satisfied, Chemical Engineering Science, Volume 29, Issue 5, May 1974, Pages 1147-1155

Coutier J.P. and E.A. Faber, Two application of a numerical approach of heat transfer processes withing rock beds. Solar Energy 29 (1982), pp. 451–462. Abstract-Compendex

Foumeny E. A. and H. Pahlevanzadeh, Performance evaluation of thermal regenerators, Heat Recovery Systems and CHP, Volume 14, Issue 1, January 1994, Pages 79-84

Götz J., Zick K., Heinen C. and König T., Visualisation of flow processes in packed beds with
nmr imaging : determination of the local porosity, velocity vector and local dispersion coefficients., Chemical Engineering and Processing, 41 :611–629, 2002.

Gunn D.J. and M. Khalid, Thermal dispersion and wall heat transfer in packed beds. Chem. Engng. Sci. 30 (1975), pp. 216–267.

Gunn D.J., Transfer of heat or mass to particles in fixed and fluidized, beds. Int. J. Heat Mass Transfer 21 4 (1978), pp. 467–476.

Gunn D.J., Axial and radial dispersion in fixed beds. Chem. Engng. Sci. 42 (1987), pp. 363–373.

Gupta S.N., R.B. Chaube and S.N. Upadhyay, Fluid-particle heat transfer in fixed and fluidized beds. Chem. Engng. Sci. 29 (1974), pp. 839–843.

Handley D. and P.J. Heggs, The effect of thermal conductivity of the packing material on transient heat transfer in a fixed bed. Int. J. Heat Mass Transfer 12 (1969), pp. 549–570.

Heggs P. J. and D. Burns, Single-blow experimental prediction of heat transfer coefficients : A comparison of four commonly used techniques, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 1, Issue 3, July 1988, Pages 243-251

Hofmann A., Theoretical solution for the cool-down or warm-up process of a pipeline or a packed bed, Cryogenics, Volume 40, Issue 6, 2000, Pages 407-412

Hollands K.G.T., H.F. Sullivan and E.C. Shewen, Flow uniformity in rock bed. Solar Energy 32 (1984), pp. 343–348.

Hollmuller P., Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments. PhD, Université de Genève, 2002.

Hollmuller P., Analytical characterisation of amplitude-dampening and phase-shifting in air/soil heat-exchangers. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 46 :4303–4317, 2003.

Ismail K. A. R. and R. Stuginsky Jr., A parametric study on possible fixed bed models for pcm and sensible heat storage, Applied Thermal Engineering, Volume 19, Issue 7, July 1999, Pages 757-788

Khan A. R. and A. Elkamel, Mathematical model for heat transfer mechanism for particulate system, Applied Mathematics and Computation, Volume 129, Issues 2-3, 10 July 2002, Pages 295-316

Lebedev P. D. and V. G. Petrov-Denisov, Hydrodynamics, heat and mass transfer in a bed of fine non-porous particles, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 7, Issue 9, September 1964, Pages 1033-1045

Liu S. and Masliyah J.H., Non-linear flows in porous media. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics, 86 :229–252, 1999.

Martin H., Low peclet number particles- to-fluid heat and mass transfer in packed beds. Chem. Engng. Sci. 33 (1978), pp. 913–921.

McGaw D. R., Gas–particle heat transfer in a crossflow moving packed bed heat exchanger, Powder Technology, Volume 13, Issue 2, March-April 1976, Pages 231-239

Melanson M.M. and A.G. Dixon, Solid conduction in low dt/dp beds of spheres, pellets and rings. Int. J. Heat Mass Transfer 28 (1985), pp. 383–394.

Moise A. and Tudose R.Z., Air isothermal flow through packed beds. Experimental Thermal and Fluid Science, 18 :134–141, 1998.

Nordon P. and G. B. McMahon, The theory of forced convective heat transfer in beds of fine fibres—I, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 6, Issue 6, June 1963, Pages 455-465

Ranz W.E., Friction and transfer coefficients for single particles and packed beds, Chemical engineering progress, Vol. 48, no. 5, May 1952, Pages 247-253

Riaz M., Analytical solutions for single and two-phase models of packed-bed thermal storage systems, Transactions of the ASME, Journal of heat transfer, Vol. 99, August 1977, Pages 489-492

Rodriguez A., J. L. Fernandez, Heat transfer coefficient instabilities in packed beds, Heat and technology, Vol. 5, No 3-4, 1987, Pages 1-16

Saastamoinen J. J., Heat exchange between two coupled fixed beds by fluid flow, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 46, Issue 15, July 2003, Pages 2727-2735

Sastha Prasad V. and S. K. Das, An experimental and theoretical investigation into the hyperbolic nature of axial dispersion in packed beds, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 45, Issue 18, August 2002, Pages 3681-3688

Sastha Prasad V. and Sarit Kumar Das, Temperature response of a single blow regenerator using axially dispersive thermal wave of finite propagation velocity – analysis and experiment, International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 21, Issue 2, April 2000, Pages 228-235

Schmidt F. W., A.J. Willmot, Thermal energy storage and regeneration, Chap. 12 : Packed beds, McGraw-Hill, New York, 1981, Pages 279-301

Schumann T.E.W., Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism. J. Franklin Inst. 208 (1929), pp. 405–416.

Shah R.K., London A.L., Laminar flow forced convection in ducts, Advances in Heat Transfer, Chap. VI : parallel plates, Academic Press, 1978

Shent J., S. Kaguei and N. Wakao, Measurements of particle-to-gas heat transfer coefficients from one-shot thermal responses in packed beds, Chemical Engineering Science, Volume 36, Issue 8, 1981, Pages 1283-1286

Sørensen J. P. and W. E. Stewart, Computation of forced convection in slow flow through ducts and packed beds – I extensions of the graetz problem, Chemical Engineering Science, Volume 29, Issue 3, March 1974, Pages 811-817

Sørensen J. P. and W. E. Stewart, Computation of forced convection in slow flow through ducts and packed beds - II velocity profile in a simple cubic array of spheres, Chemical Engineering Science, Volume 29, Issue 3, March 1974, Pages 819-825

Sørensen J. P. and W. E. Stewart, Computation of forced convection in slow flow through ducts and packed beds - III. Heat and mass transfer in a simple cubic array of spheres, Chemical Engineering Science, Volume 29, Issue 3, March 1974, Pages 827-832

Sørensen J. P. and W. E. Stewart, Computation of forced convection in slow flow through ducts and packed beds - IV. Convective boundary layers in cubic arrays of spheres, Chemical Engineering Science, Volume 29, Issue 3, March 1974, Pages 833-837

Sözen M. and K. Vafai, Analysis of oscillating compressible flow through a packed bed, International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 12, Issue 2, June 1991, Pages 130-136

Spiga M. and G. L. Morini, Transient response of non-thermal equilibrium packed beds, International Journal of Engineering Science, Volume 37, Issue 2, January 1999, Pages 179-188

Stanley H. JuryMario C. Berbano, Heat Transfer in Packed Bed Heat Recuperators - I. A Precision Numerical Analysis, Journal of the Franklin Institute, Volume 303, Issue 3, March 1977, Pages 285-299

Tsotsas E. and H. Martin, Thermal conductivity of packed beds: A review, Chemical Engineering and Processing, Volume 22, Issue 1, July 1987, Pages 19-37

Torab H., D.E. Beasley, Optimization of a packed bed thermal energy storage unit, Transactions of the ASME, Journal of solar energy engineering, Vol. 109, August 1987, Pages 170-175

Vortmeyer D. and R. J. Schaefer, Equivalence of one- and two-phase models for heat transfer processes in packed beds: one dimensional theory, Chemical Engineering Science, Volume 29, Issue 2, February 1974, Pages 485-491

Vortmeyer D. and W. Adam, Steady-state measurements and analytical correlation of axial effective thermal conductivities in packed beds at low gas flow rates. Int. J. Heat Mass Transfer 27 9 (1984), pp. 1465–1472.

Wakao N., S. Kaguei and T. Funazkri, Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds : Correlation of nusselt numbers, Chemical Engineering Science, Volume 34, Issue 3, 1979, Pages 325-336

Wakao N. and Kagei S., Heat and mass transfer in packed beds, volume 1. Gordon and Breach, Science Publishers, Inc., 1982.

Zgraggen J.M., Étude d'un lit de sphères pour le déphasage d'une onde thermique, calcul analytique et vérification expérimentale, Travail de diplôme, Université de Genève, 2003.

ANNEXES

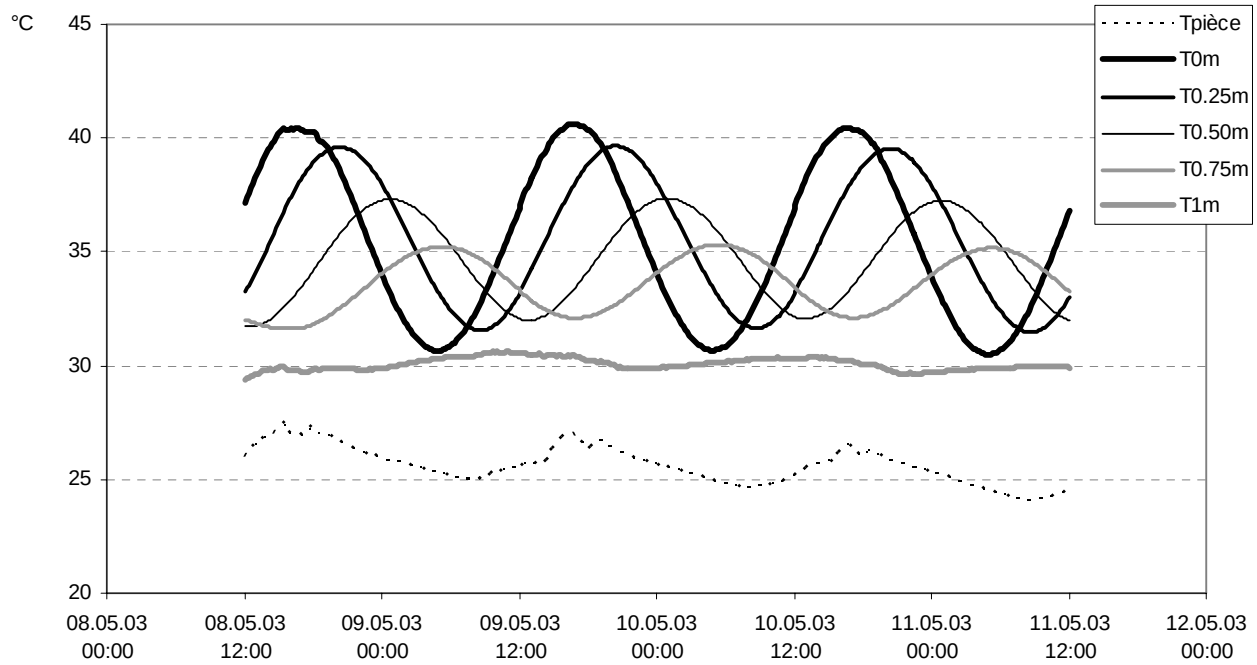
1) FEUILLES DE MESURES

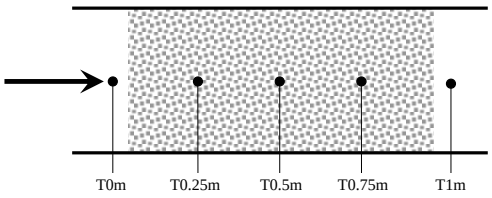
2) MESURE DE LA CHALEUR SPECIFIQUE

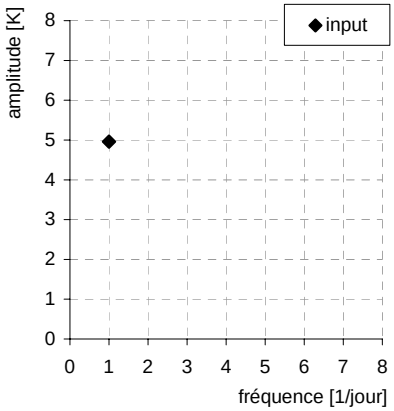
3) MESURE DU FACTEUR D’ECHANGE CONVECTIF

DephJMZ_03_128_131_Gra ANNEXE A.1) MESURES ET ANALYSES COMPLETES

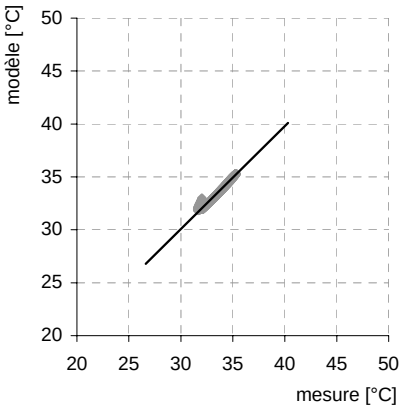
Mesures

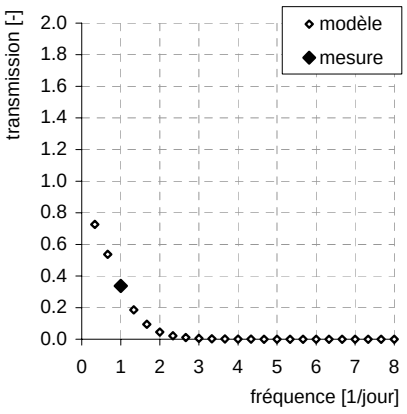


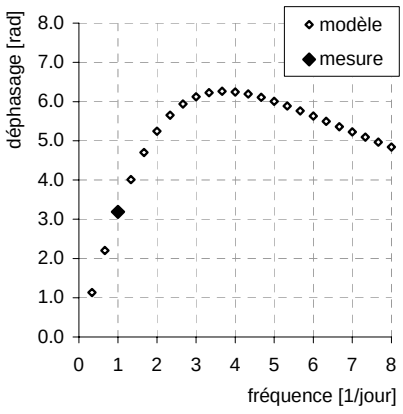




Comparaison mesures / modèle

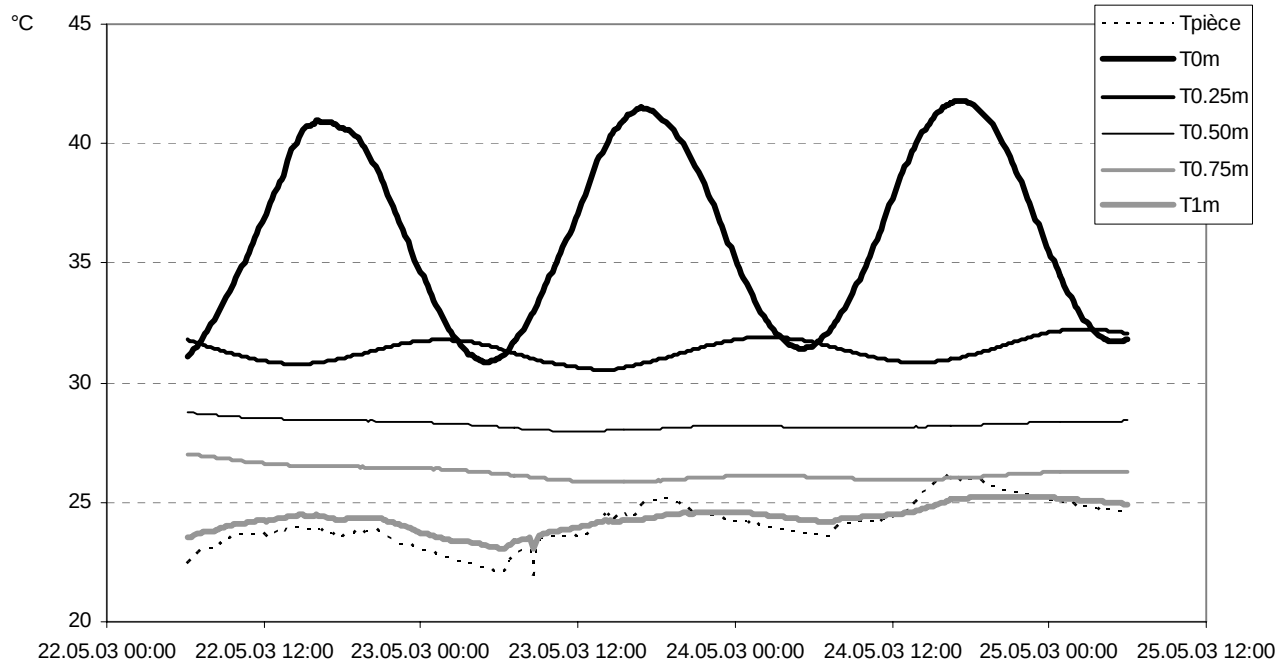


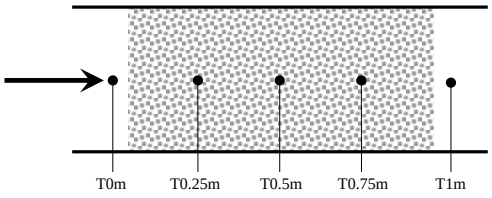


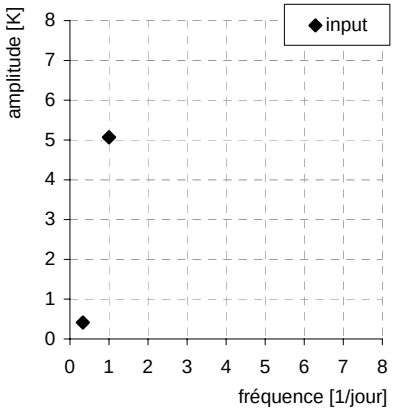


DephJMZ_03_142_145_Gra

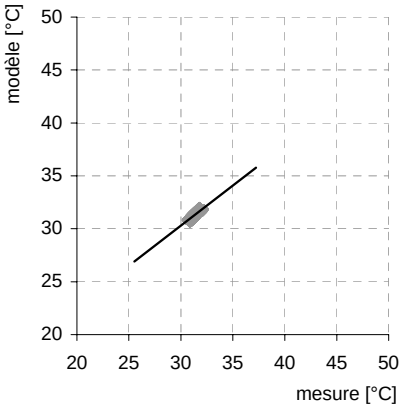
Mesures

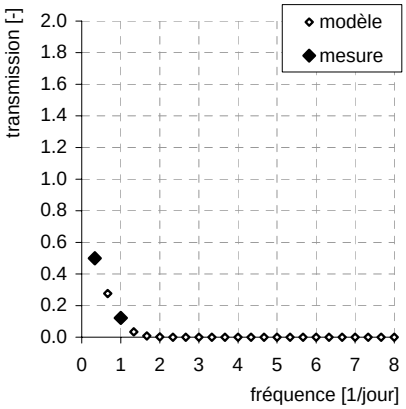


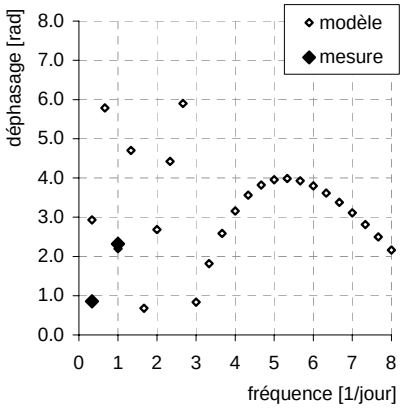




Comparaison mesures / modèle

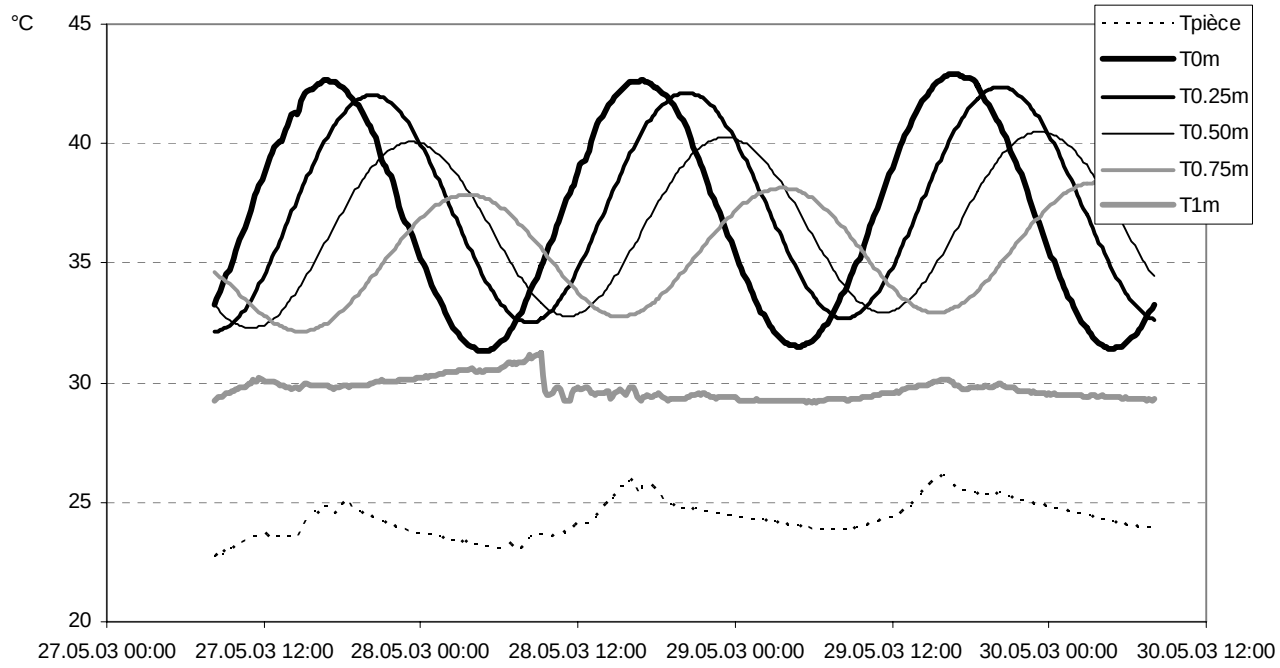


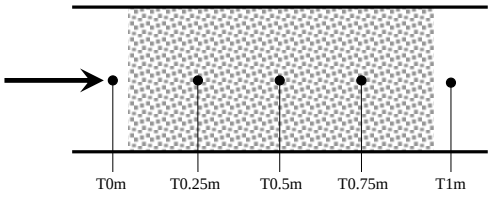


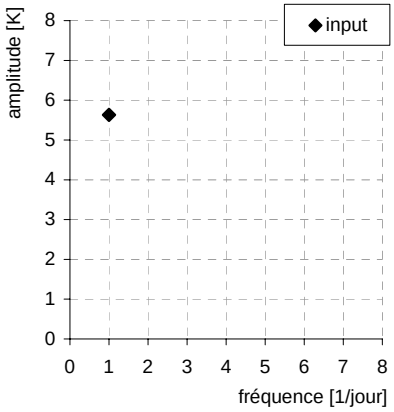


DephJMZ_03_147_150_Gra

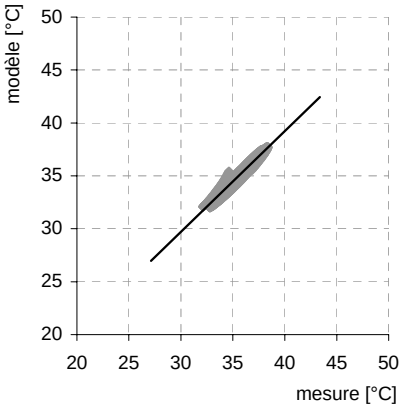
Mesures

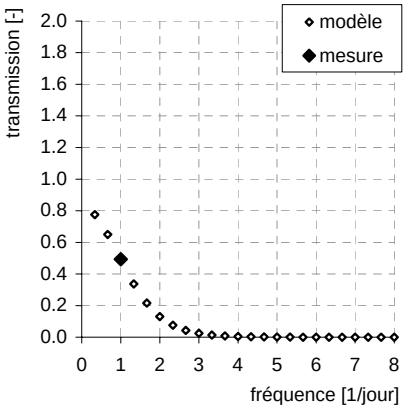


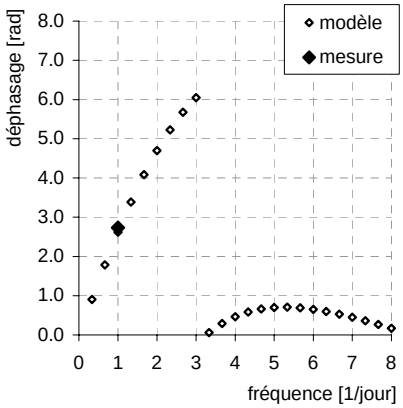




Comparaison mesures / modèle

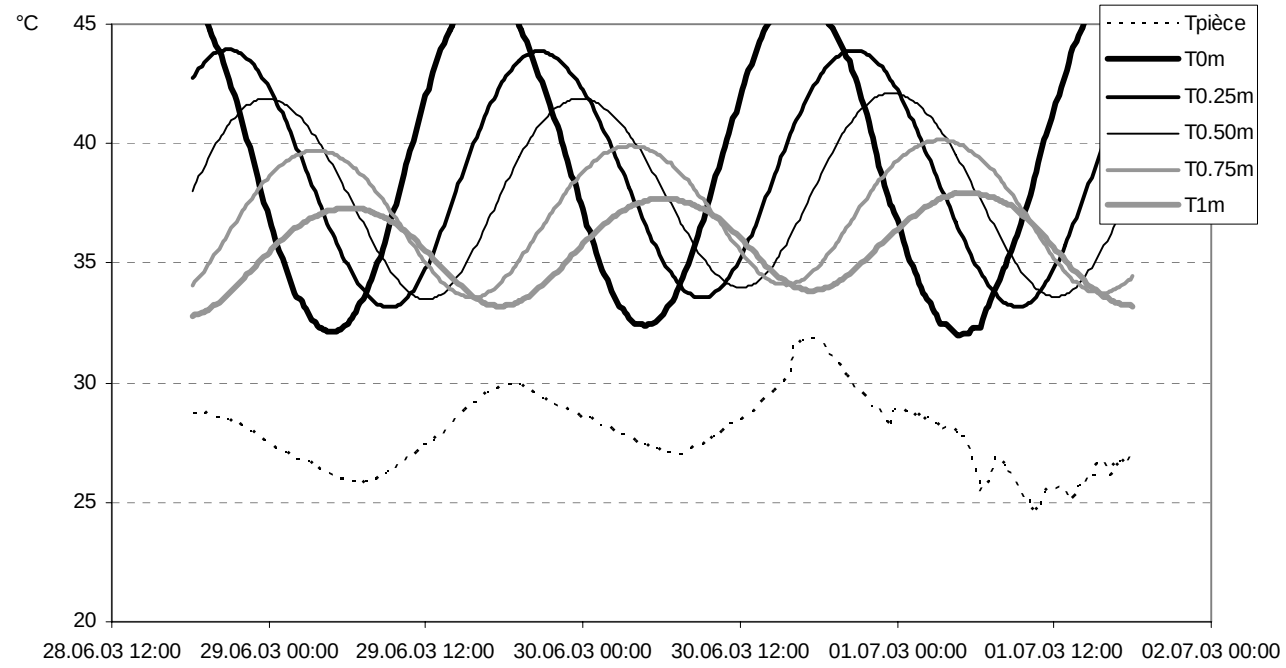


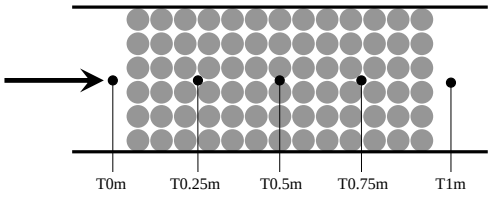


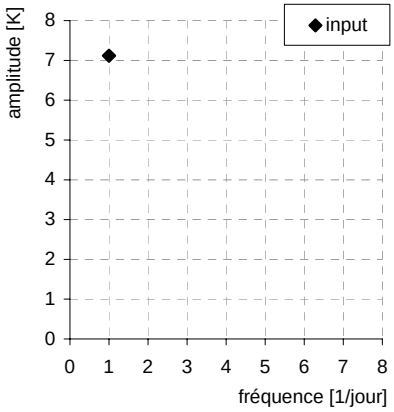


DephJMZ_03_179_182_Sph

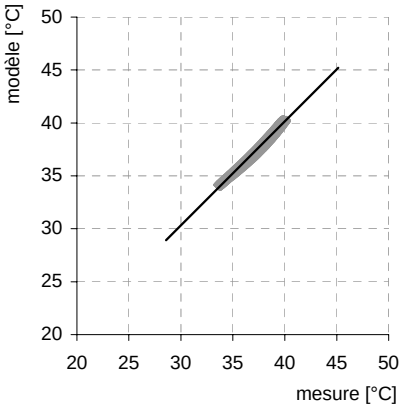
Mesures

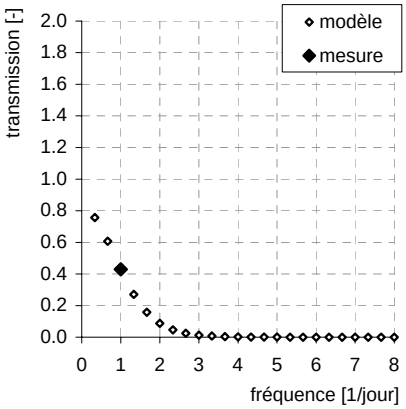


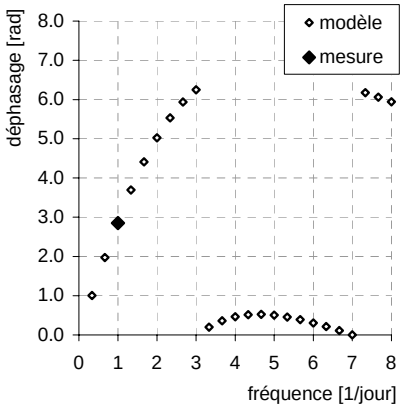




Comparaison mesures / modèle

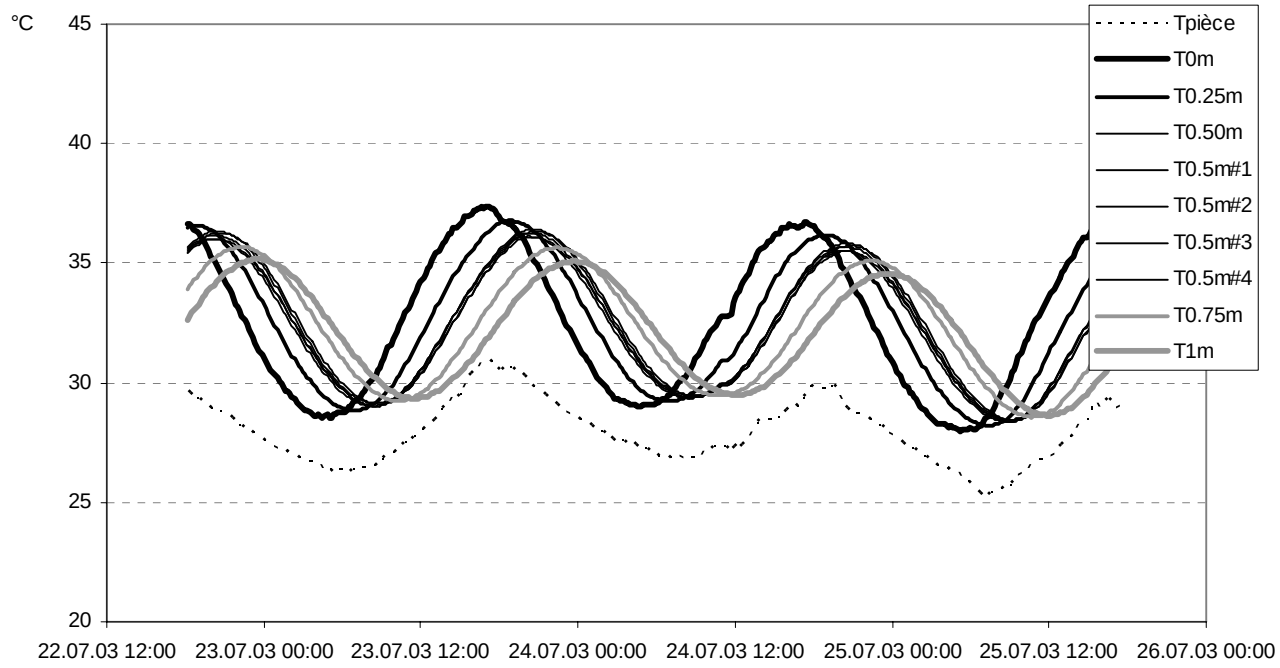


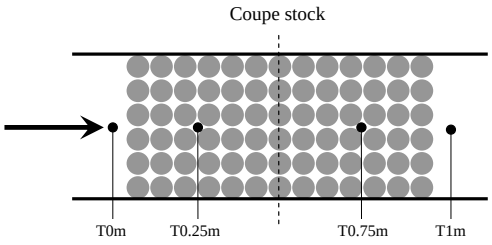


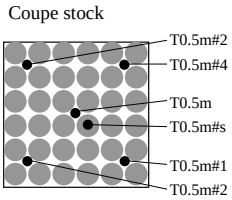


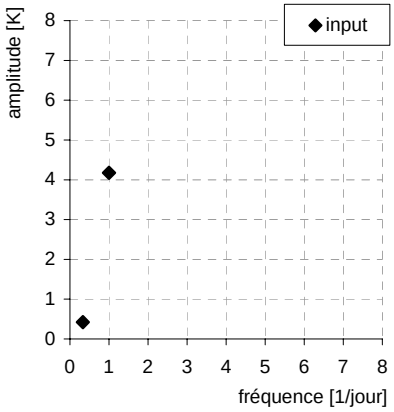
DephJMZ_03_203_206_Sph

Mesures

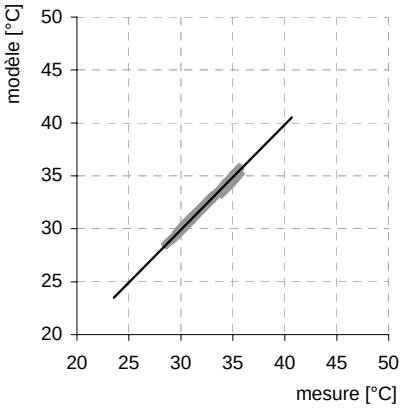


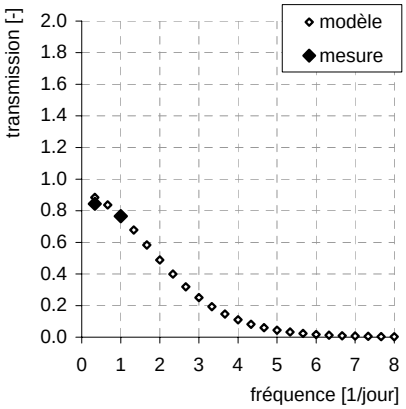


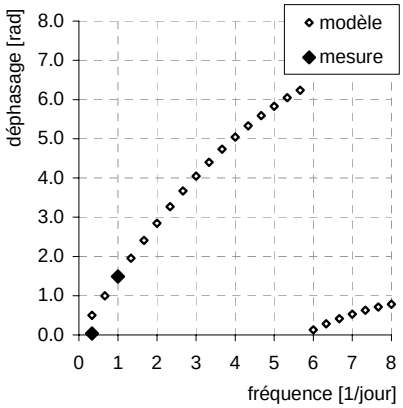




Comparaison mesures / modèle

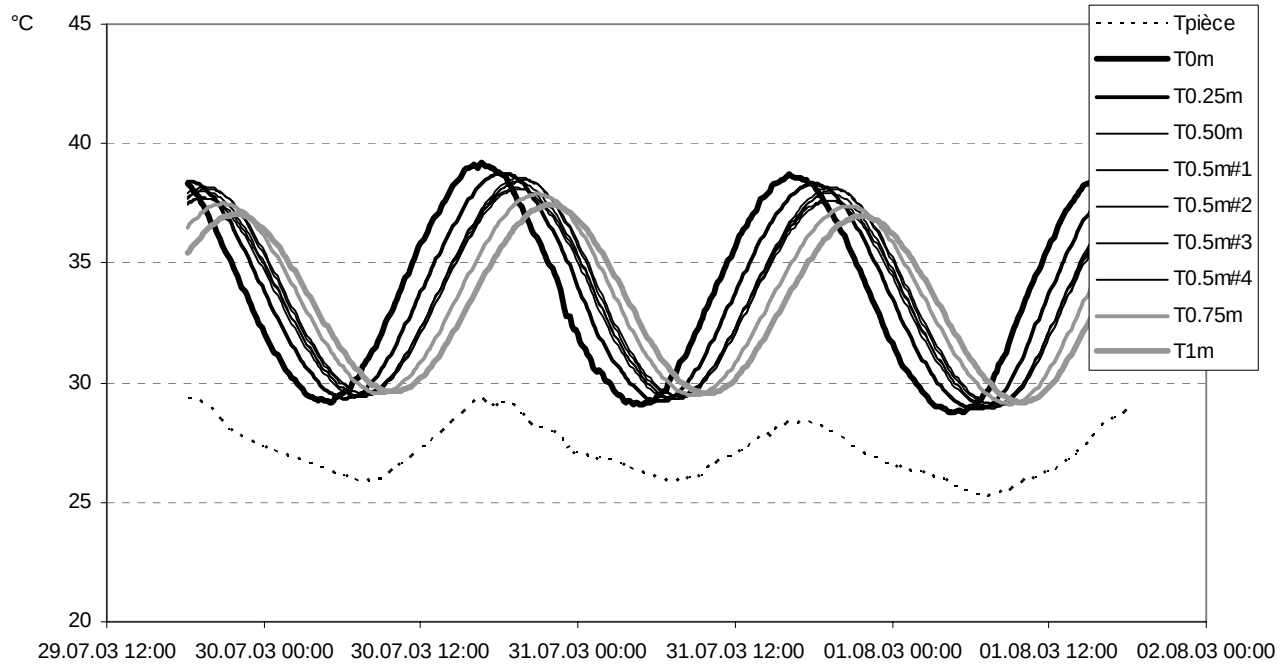


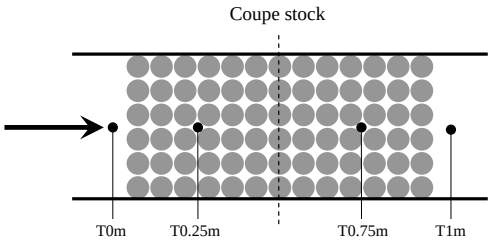


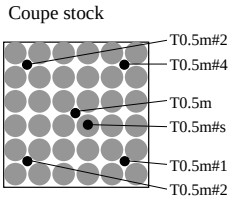


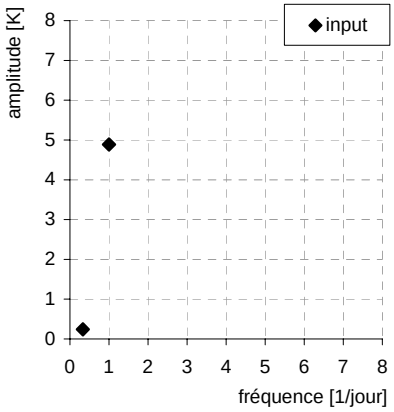
DephJMZ_03_210_213_Sph

Mesures

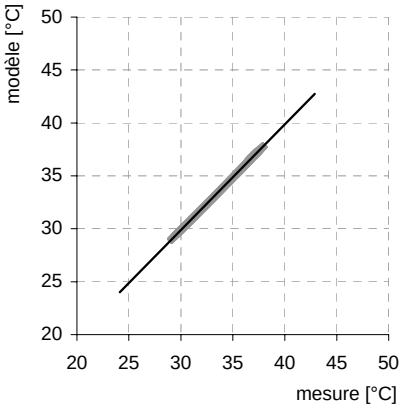


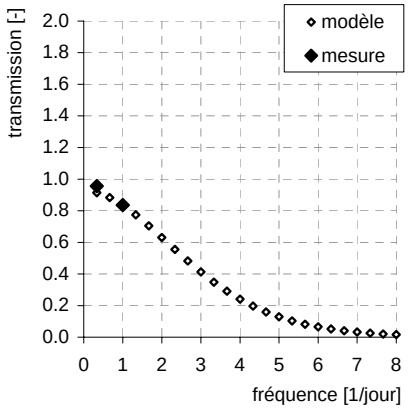


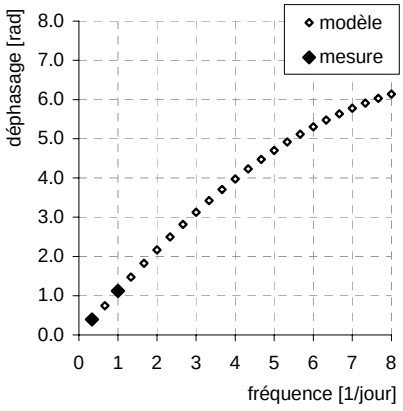




Comparaison mesures / modèle

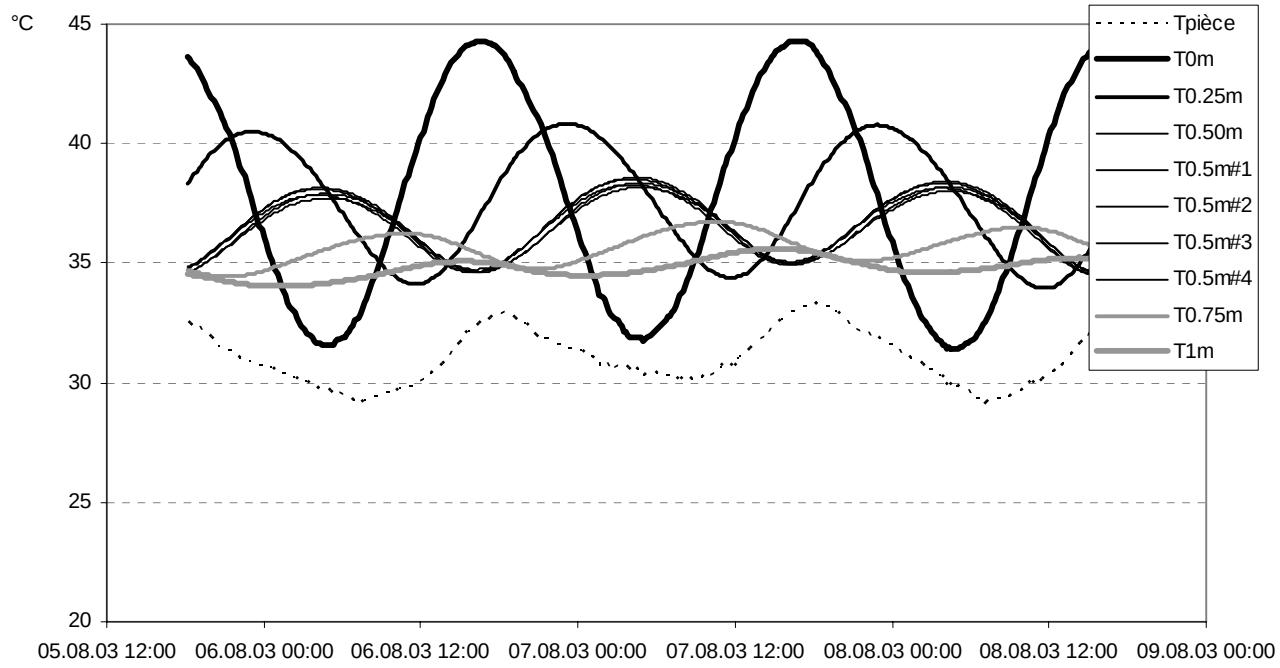


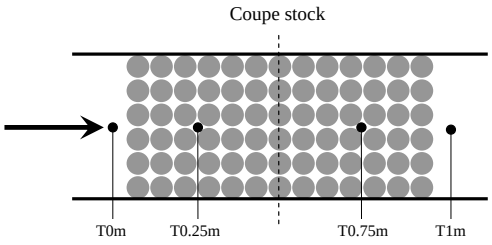


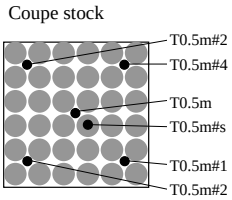


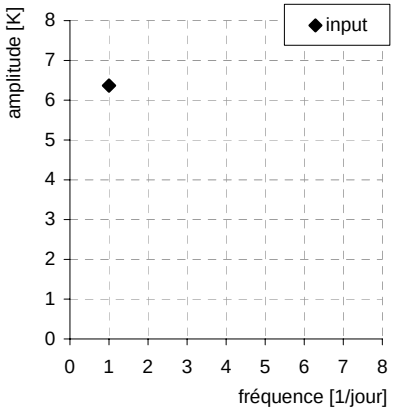
DephJMZ_03_217_220_Sph

Mesures

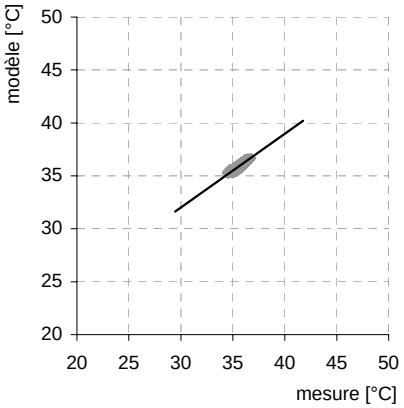


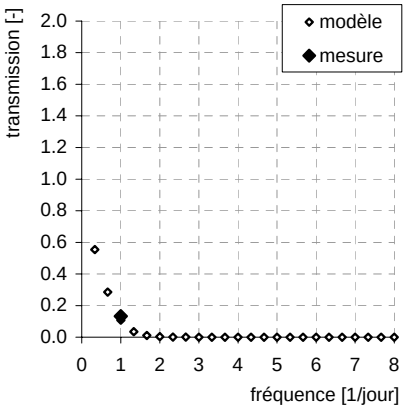


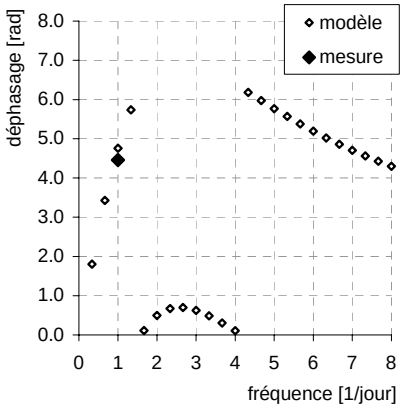




Comparaison mesures / modèle

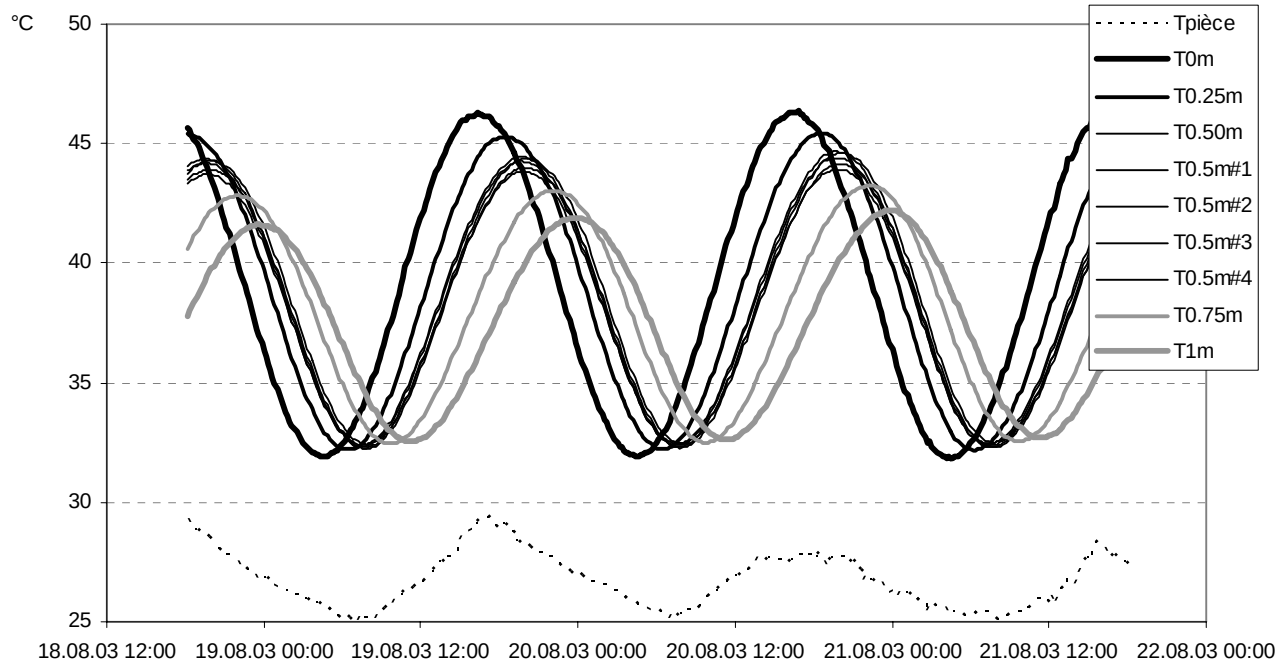


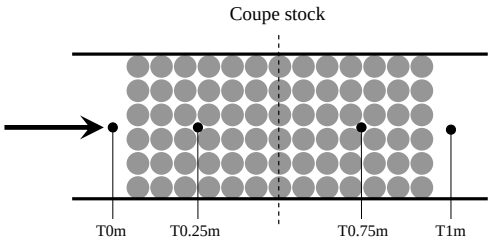


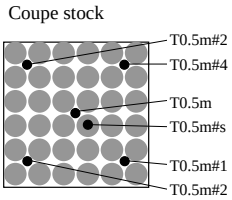


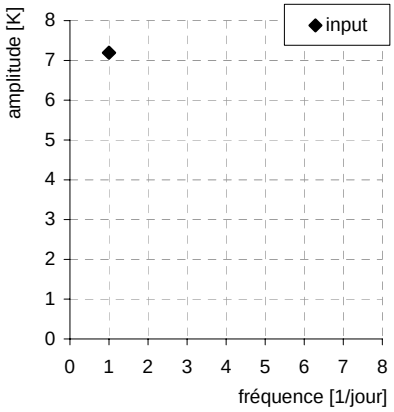
DephJMZ_03_230_233_Sph

Mesures

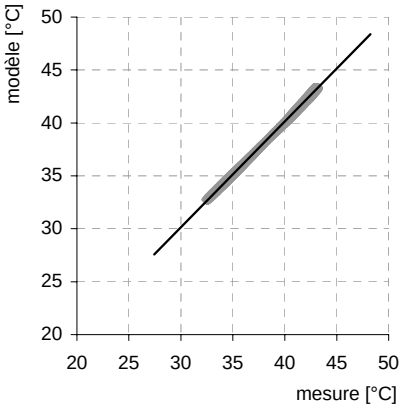


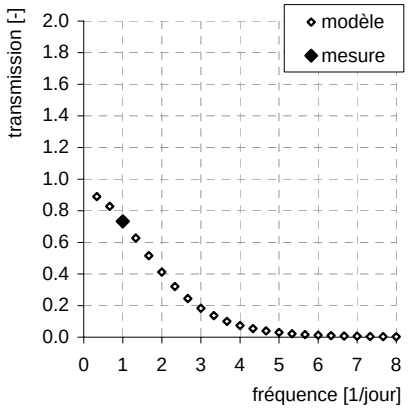


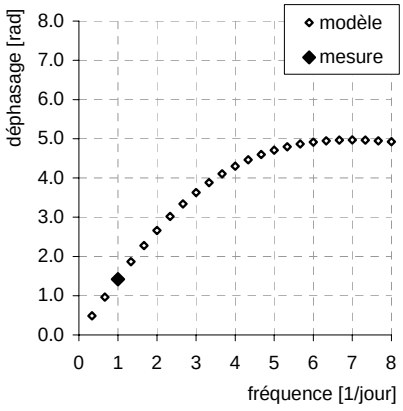




Comparaison mesures / modèle

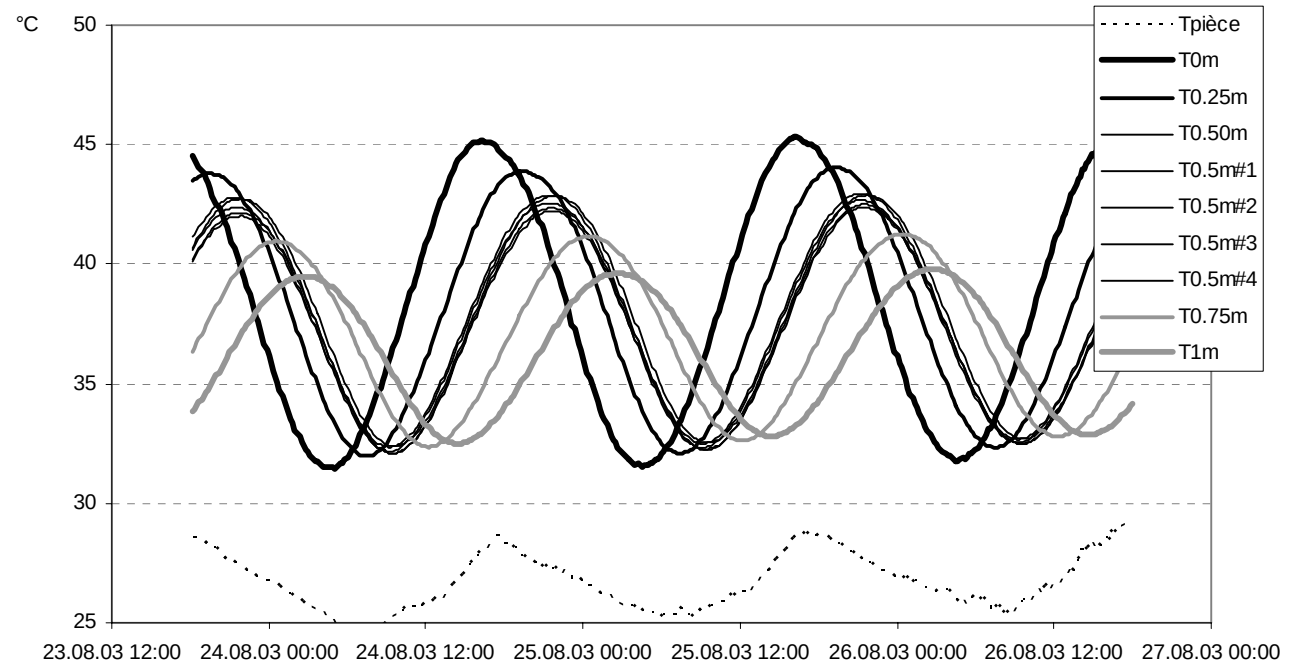


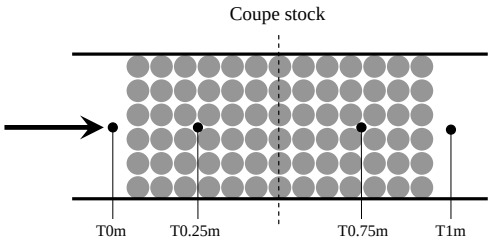


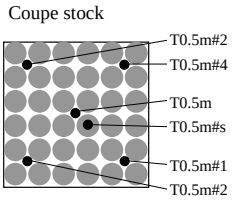


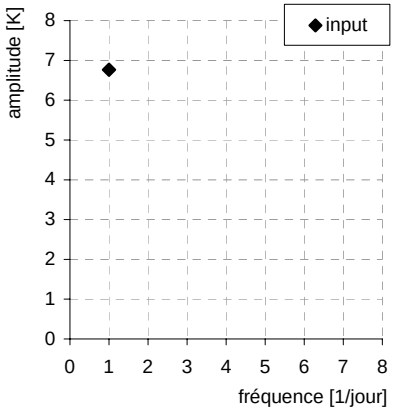
DephJMZ_03_235_238_Sph

Mesures

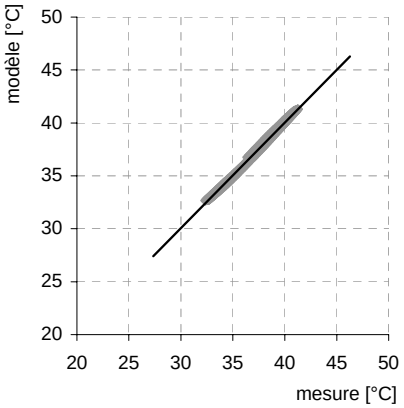


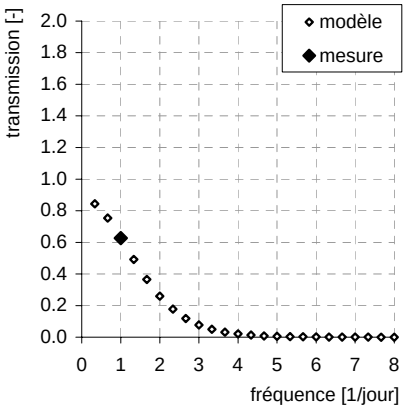


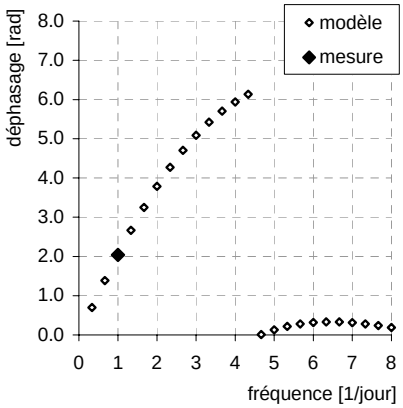




Comparaison mesures / modèle

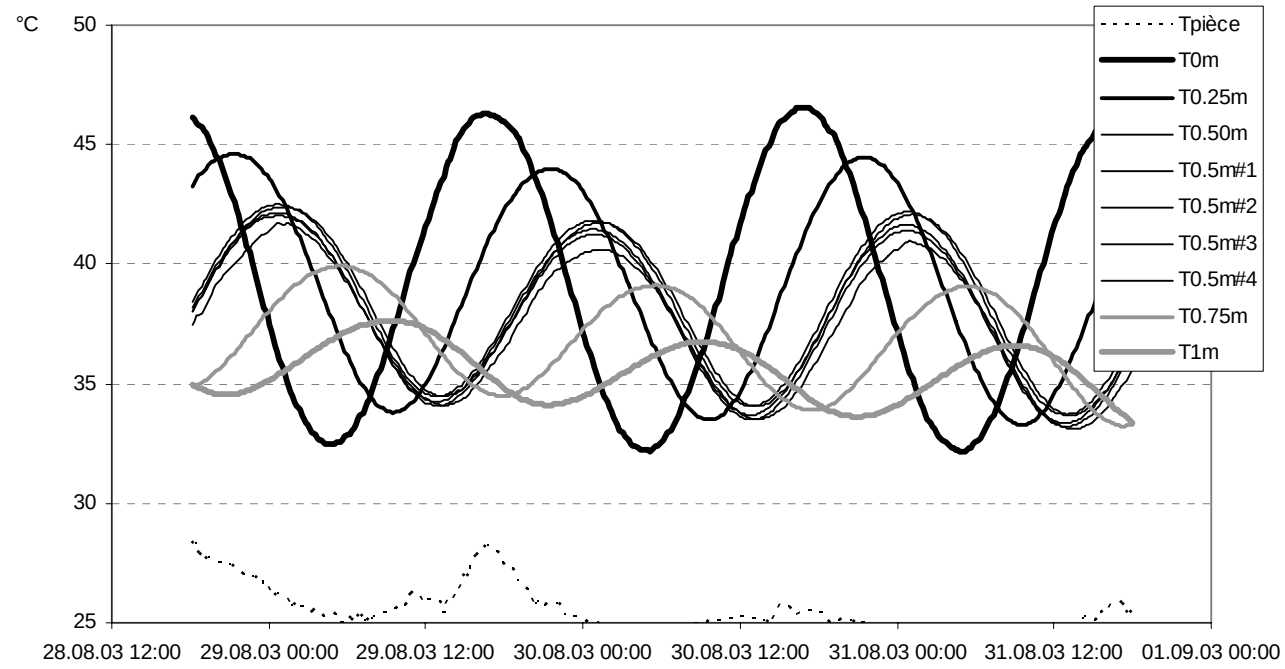


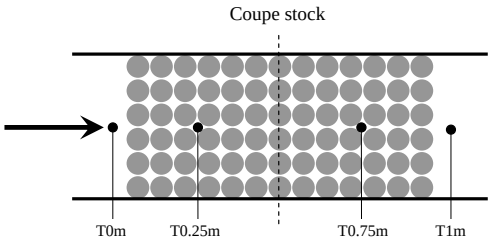


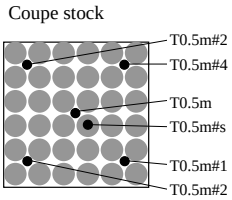


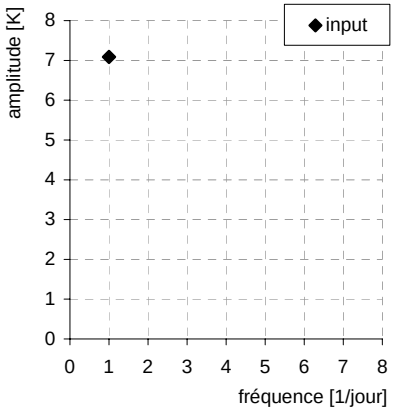
DephJMZ_03_240_243_Sph

Mesures

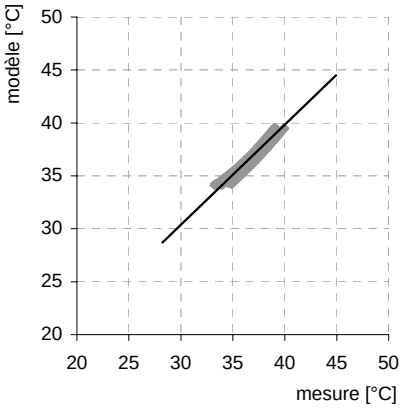


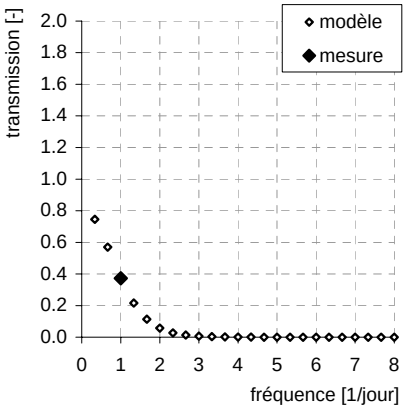


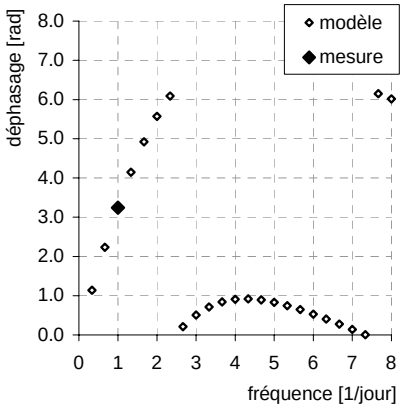




Comparaison mesures / modèle

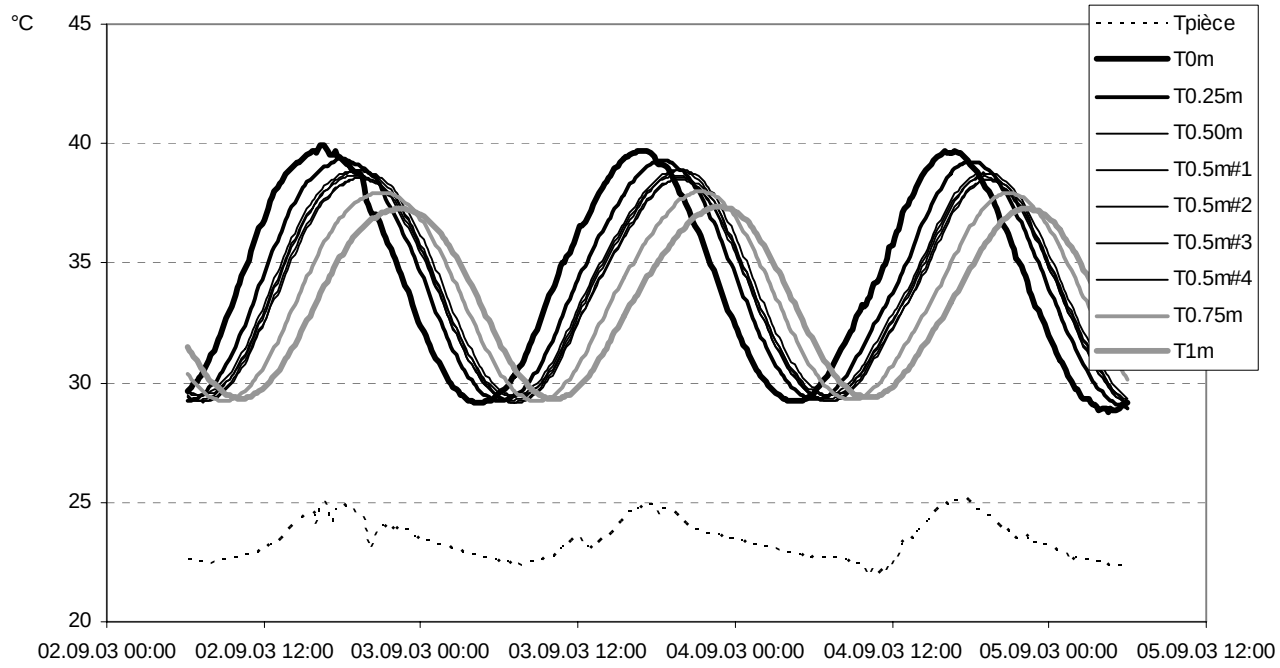


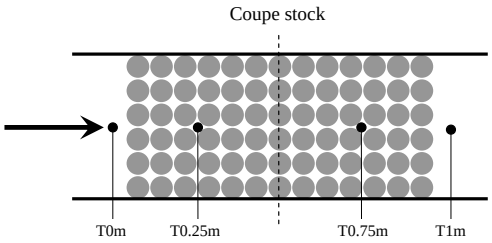


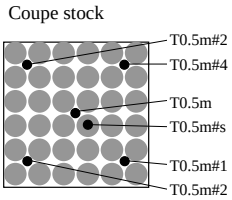


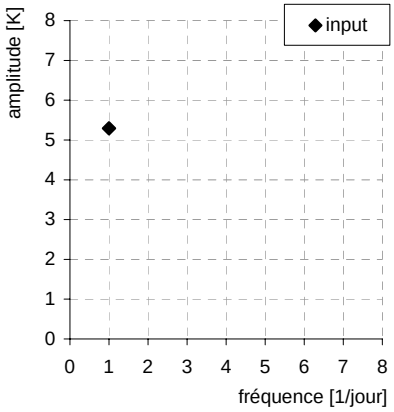
DephJMZ_03_245_248_Sph

Mesures

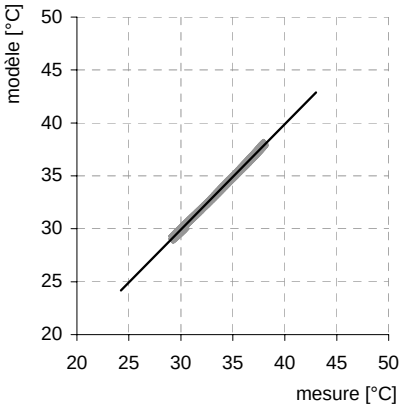


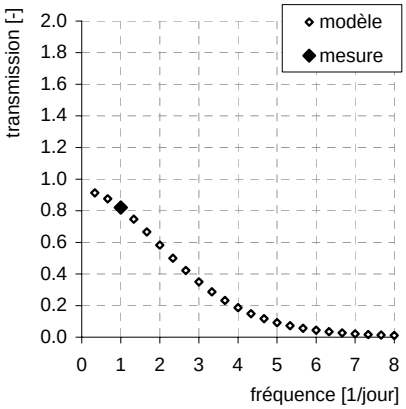


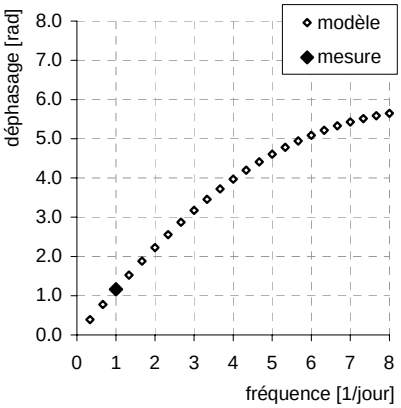




Comparaison mesures / modèle

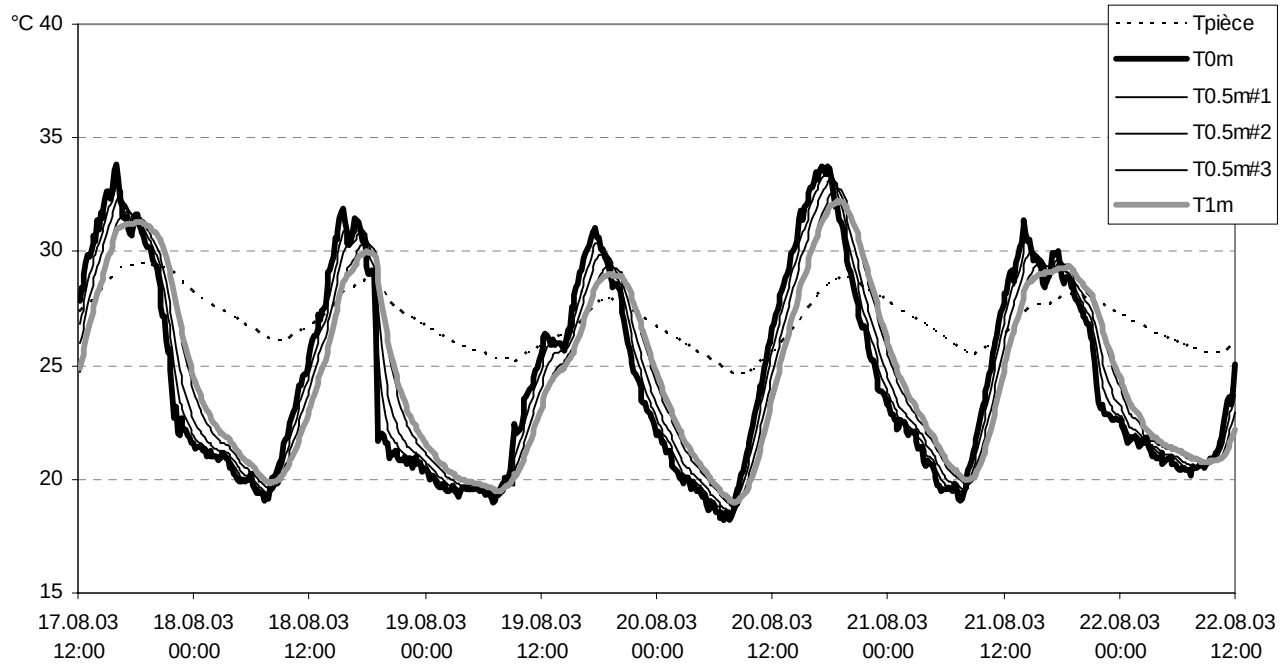


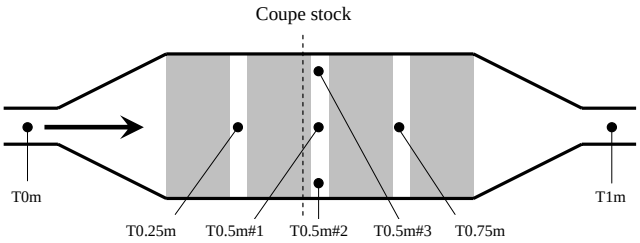


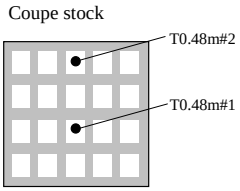


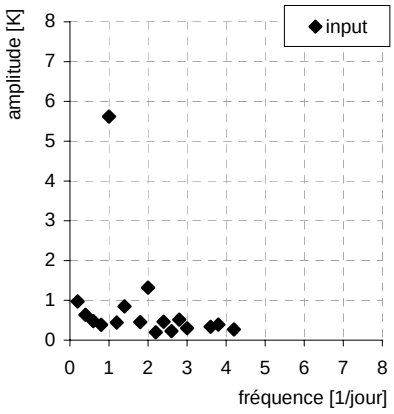
DephBL_03_229_234_Bri

Mesures

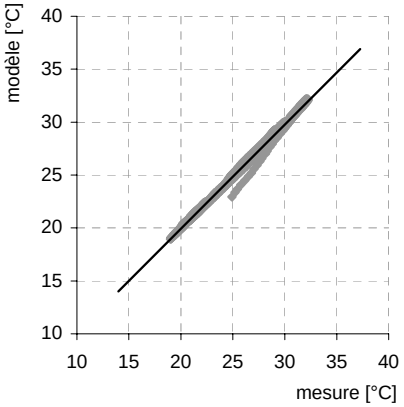


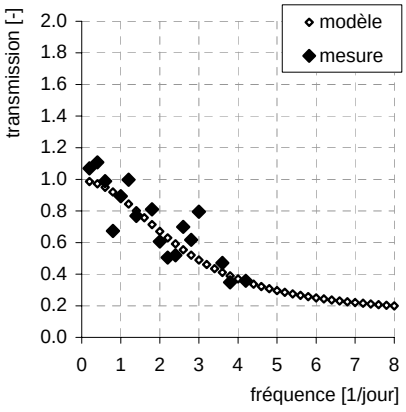


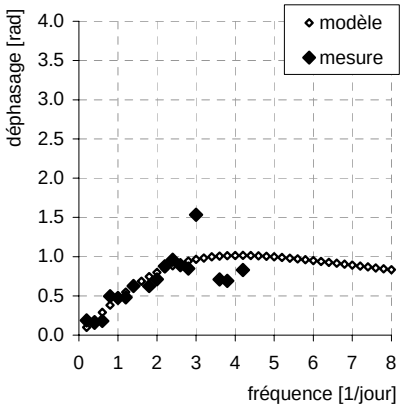




Comparaison mesures / modèle

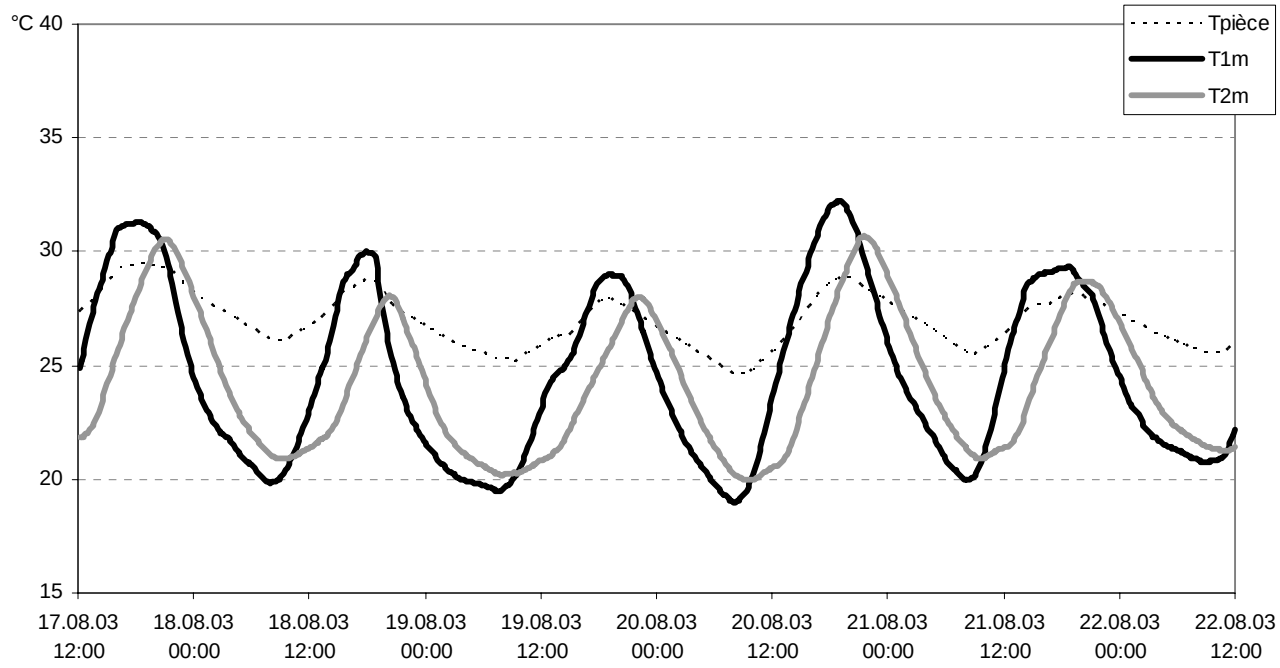


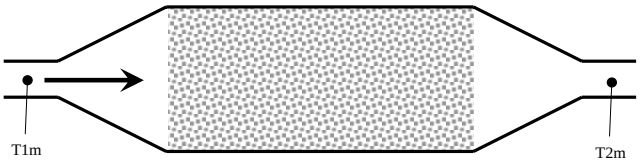


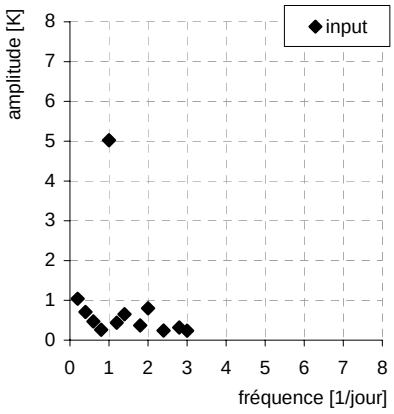


DephBL_03_229_234_Gra

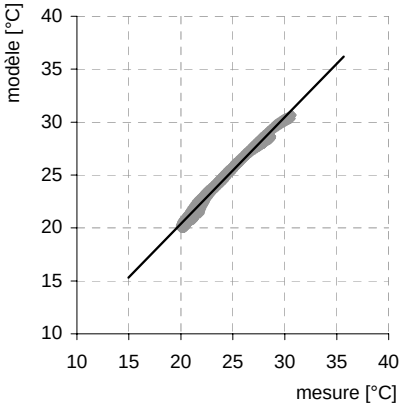
Mesures

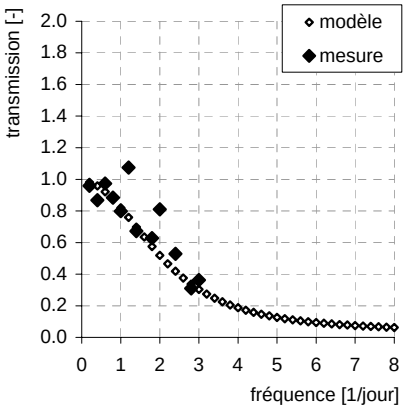


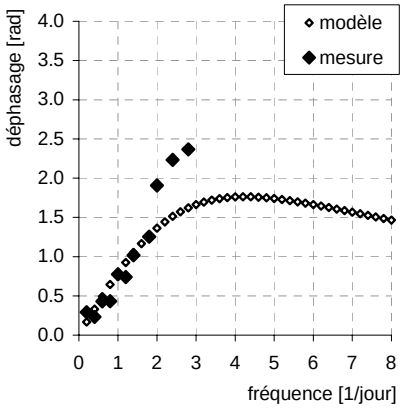




Comparaison mesures / modèle

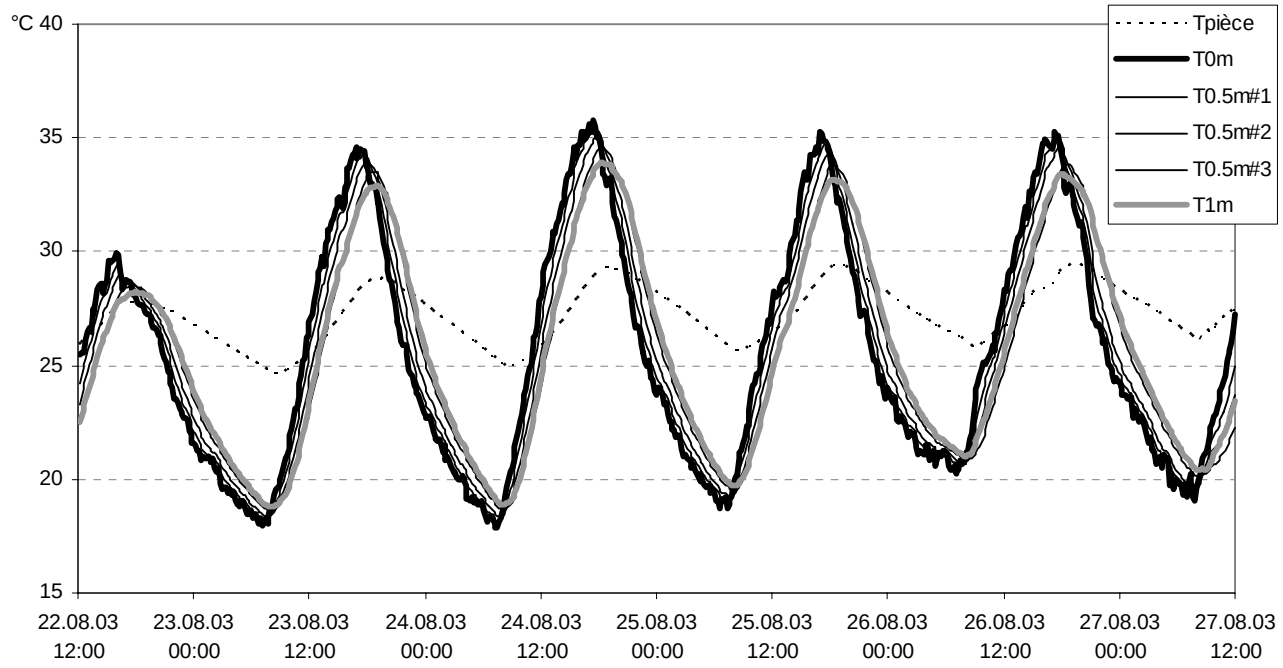


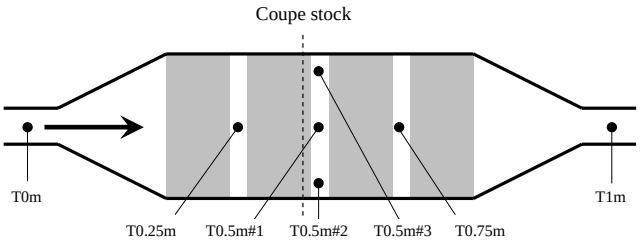


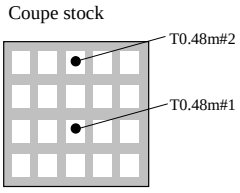


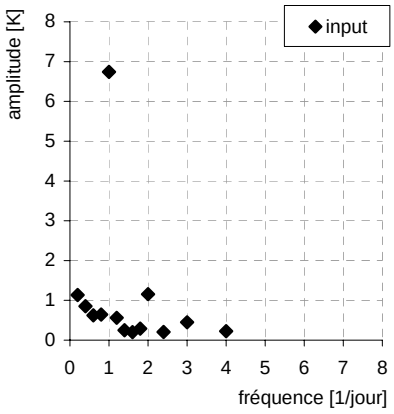
DephBL_03_234_239_Bri

Mesures

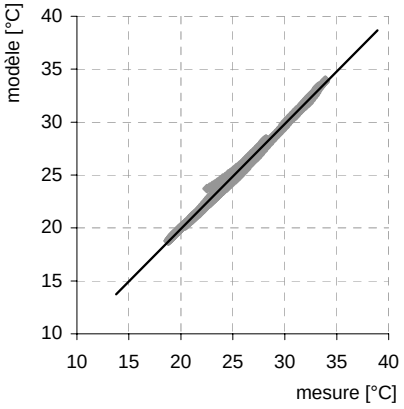


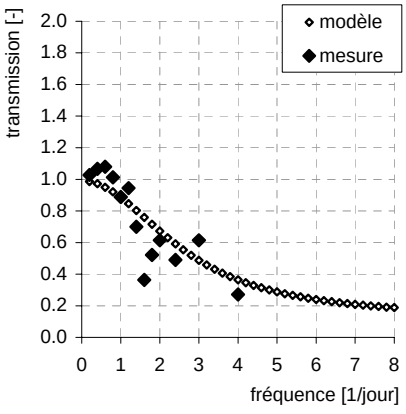


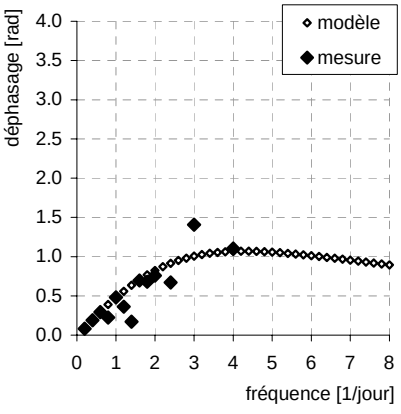




Comparaison mesures / modèle

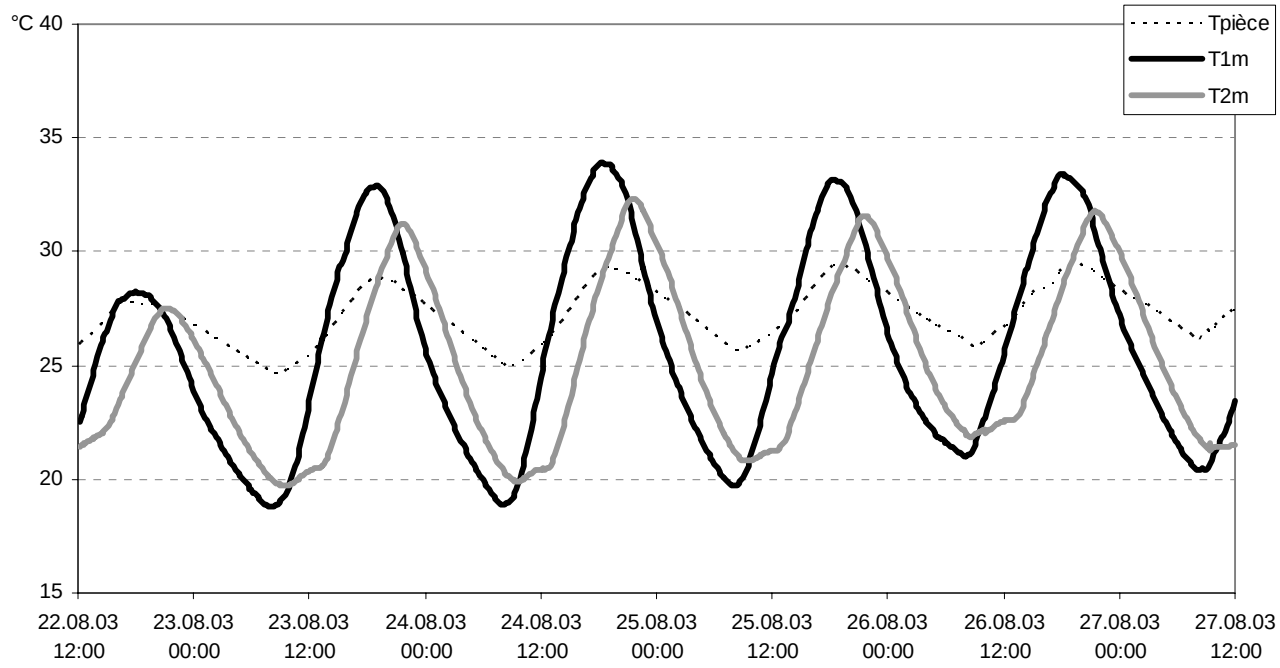


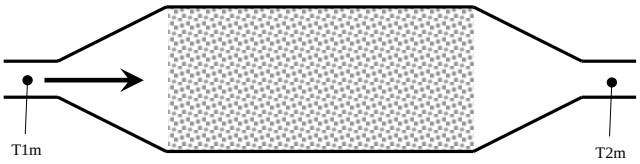


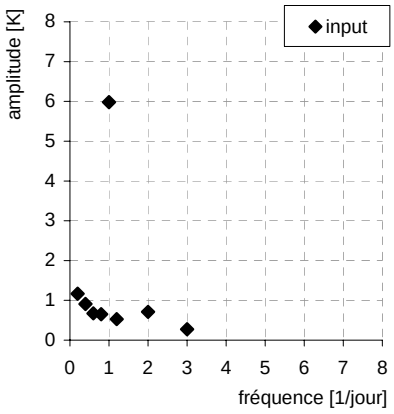


DephBL_03_234_239_Gra

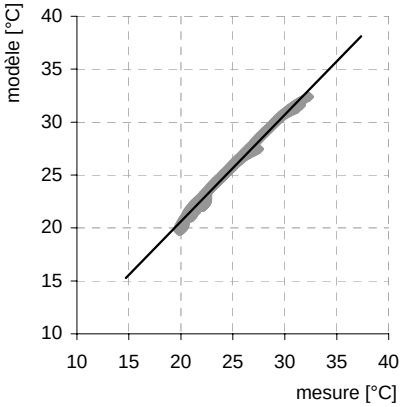
Mesures

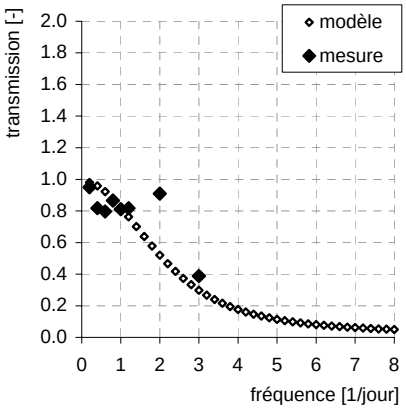


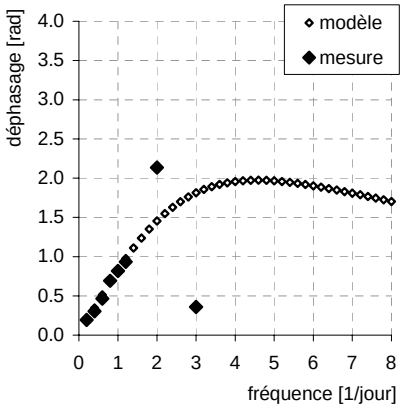




Comparaison mesures / modèle

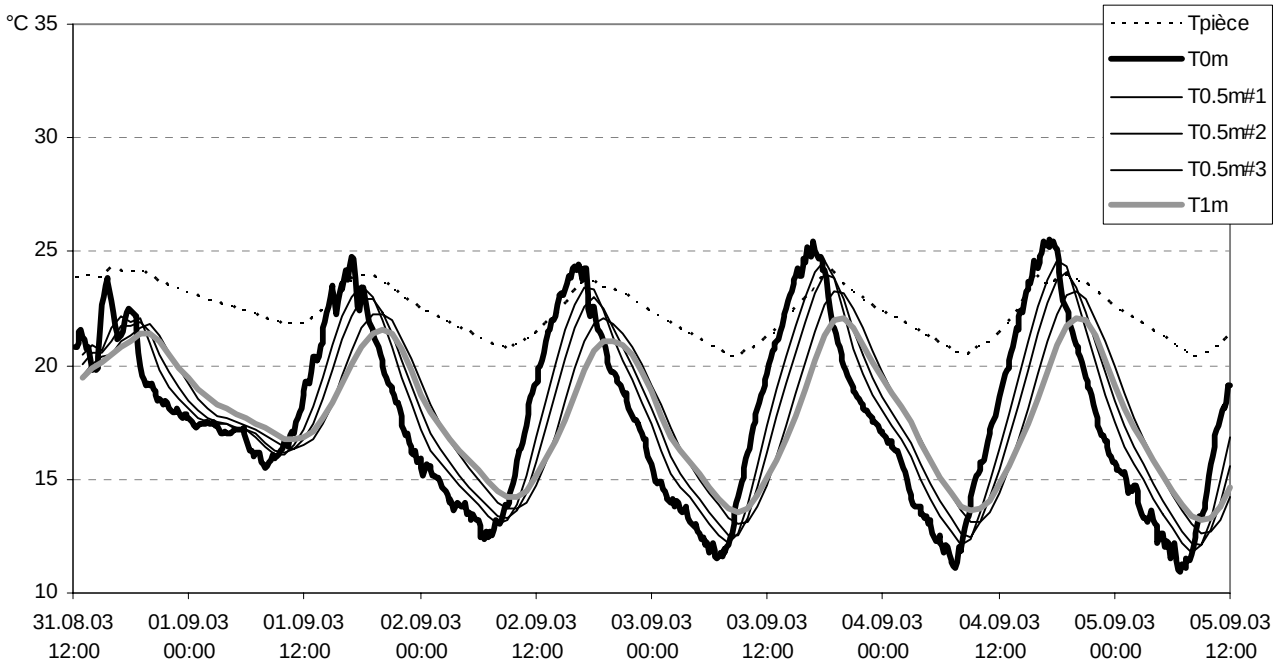


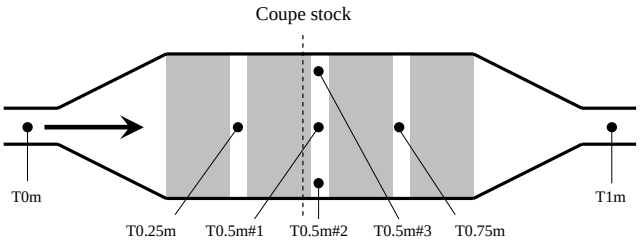


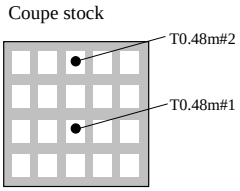


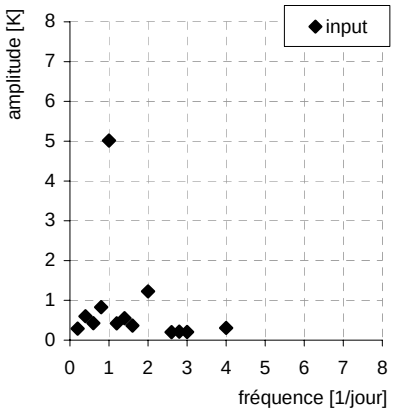
DephBL_03_243_248_Bri

Mesures

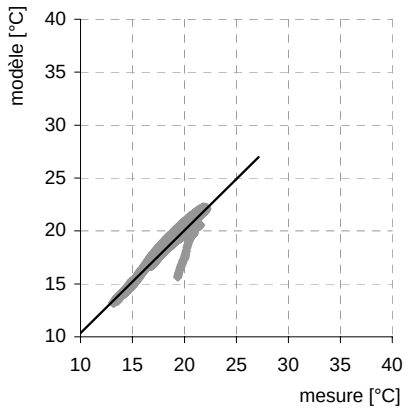


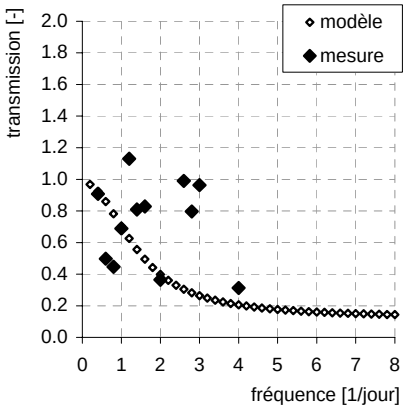


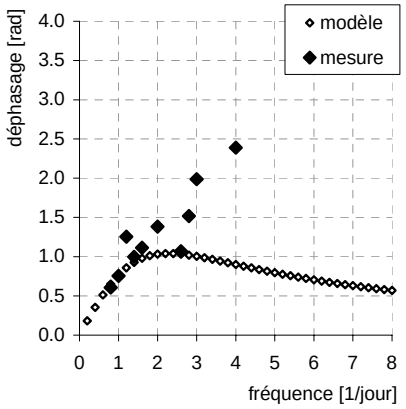




Comparaison mesures / modèle

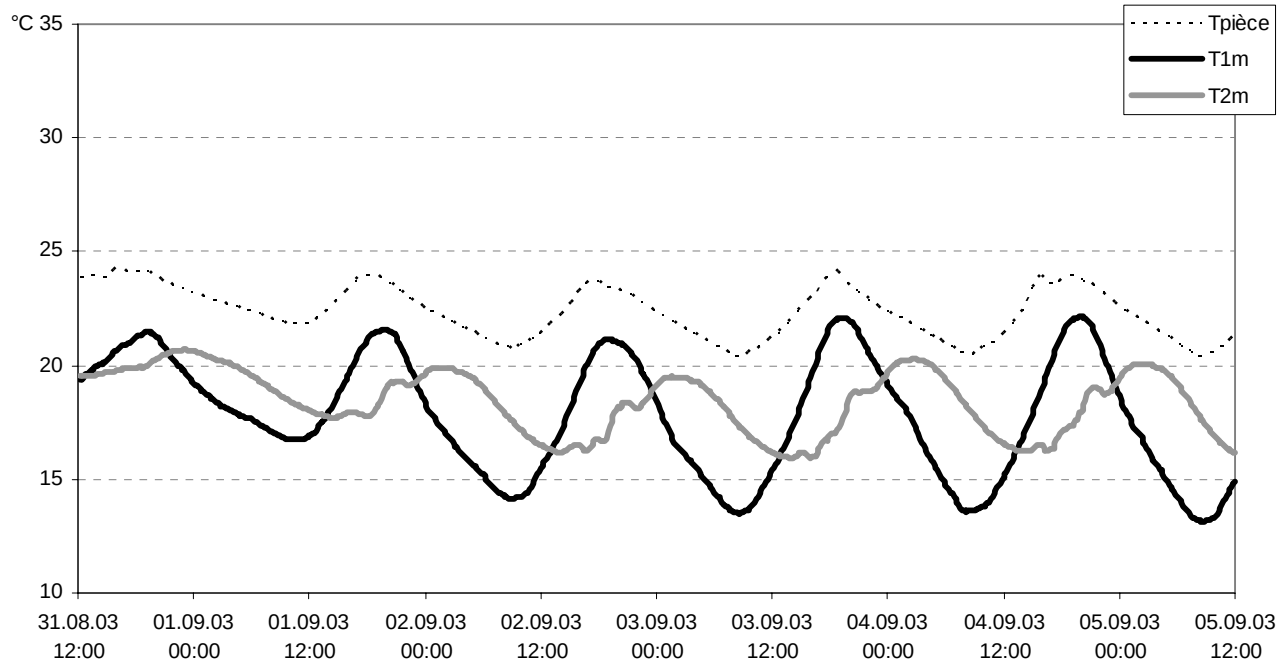


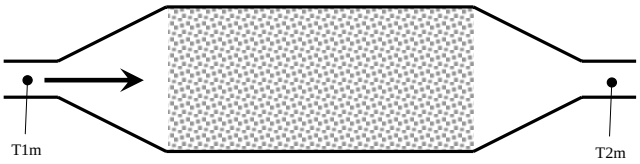


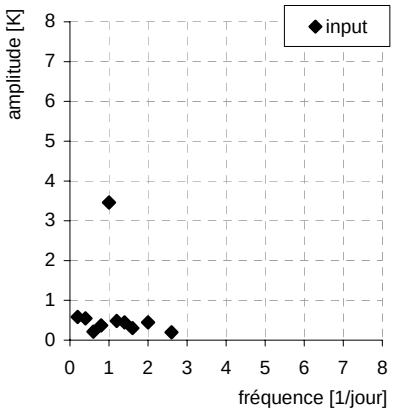


DephBL_03_243_248_Gra

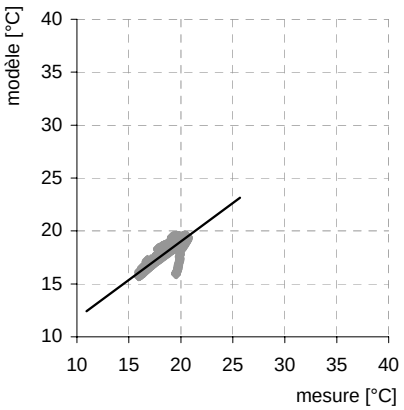
Mesures

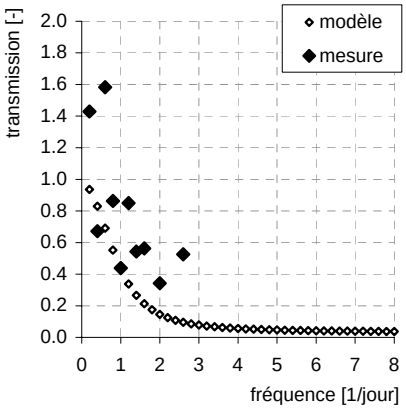


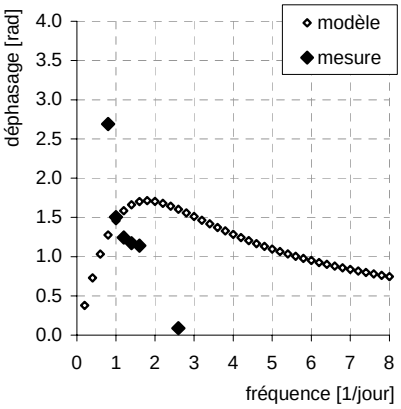




Comparaison mesures / modèle

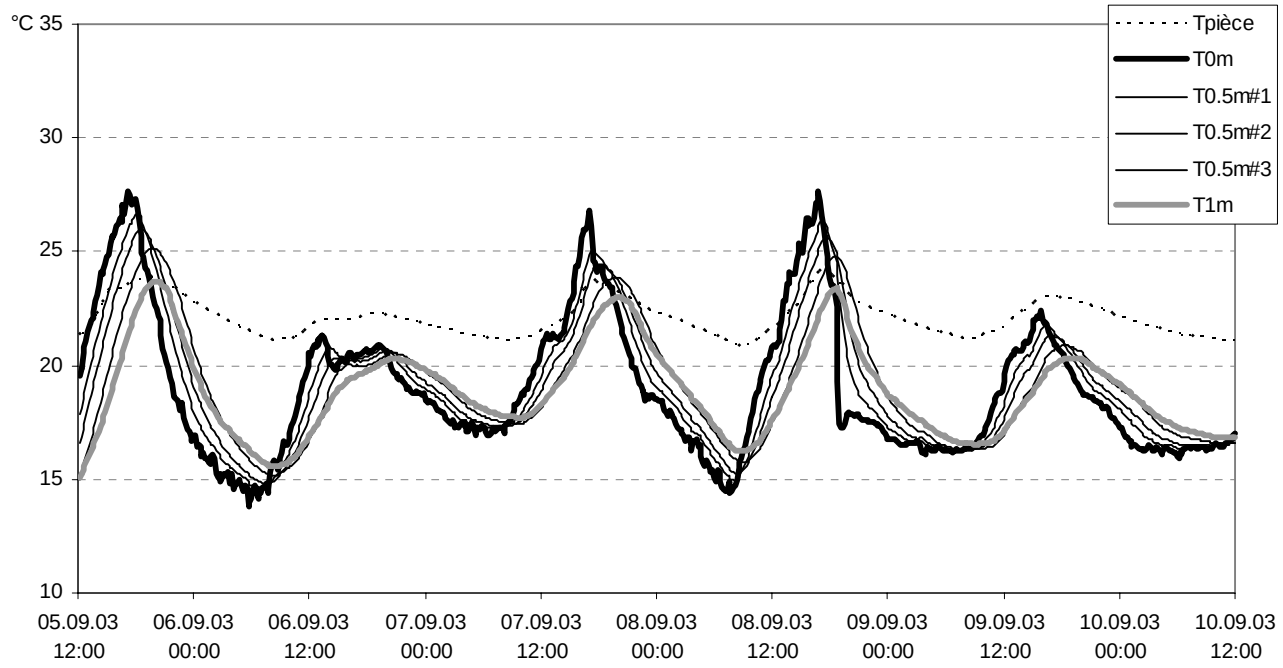


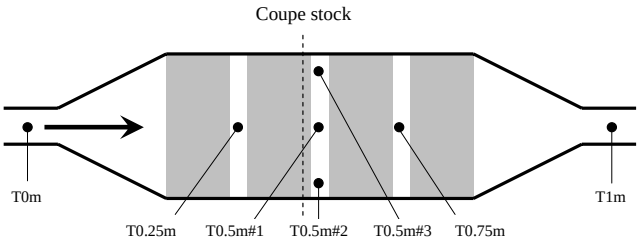


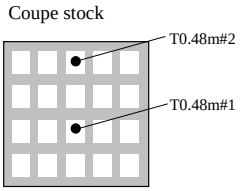


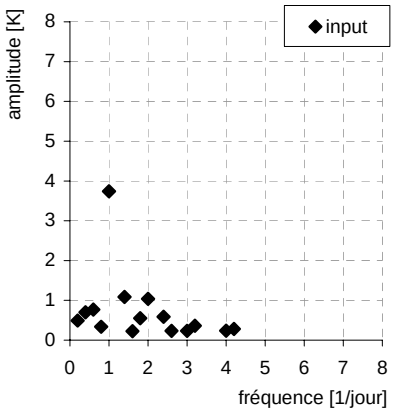
DephBL_03_248_253_Bri

Mesures

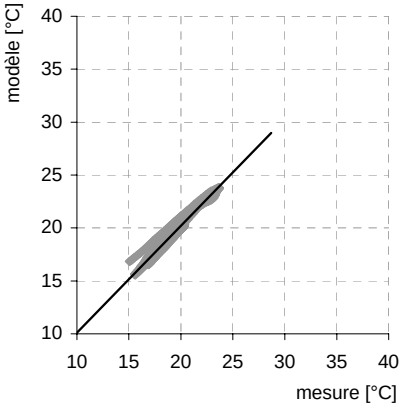


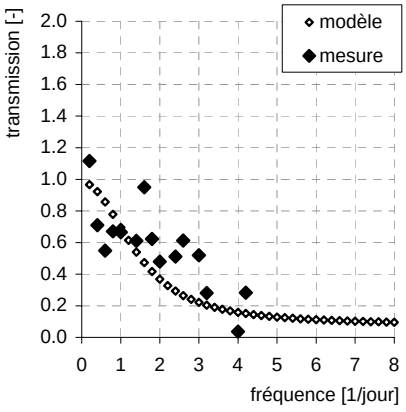


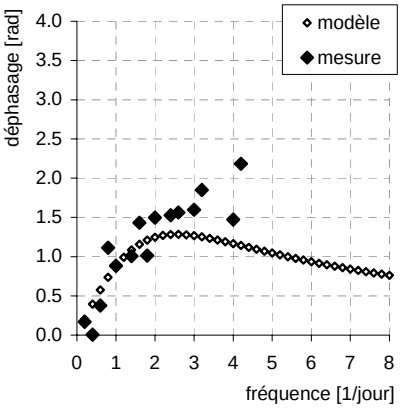




Comparaison mesures / modèle

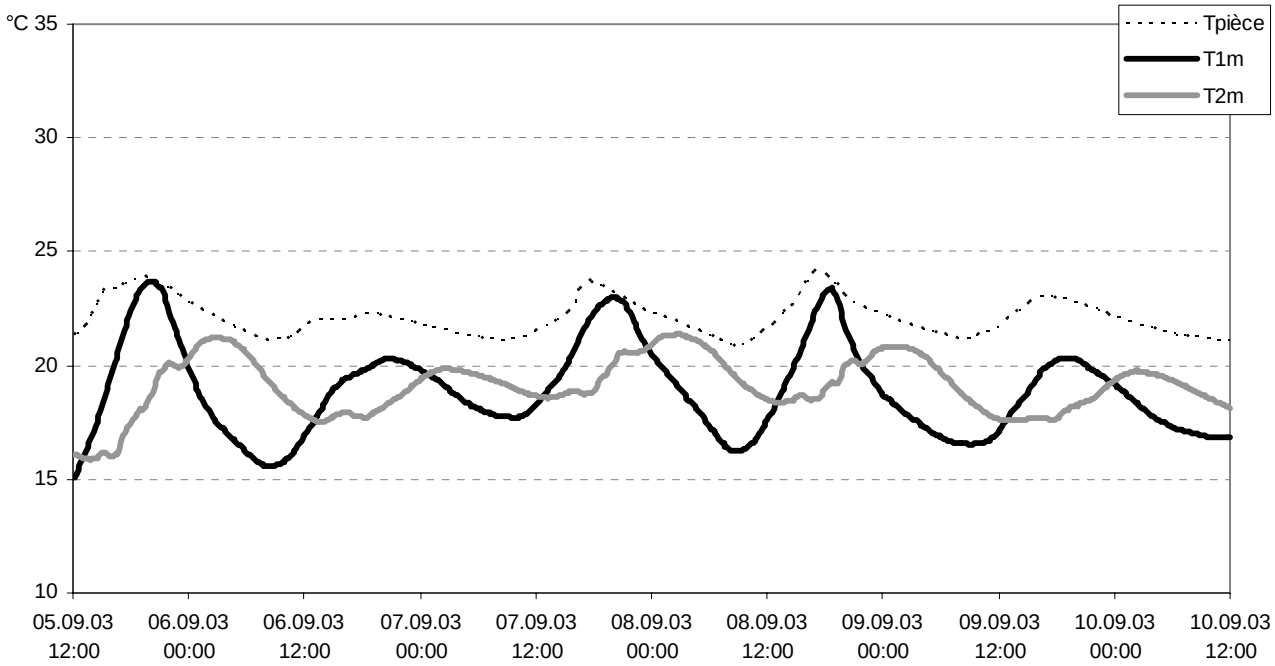


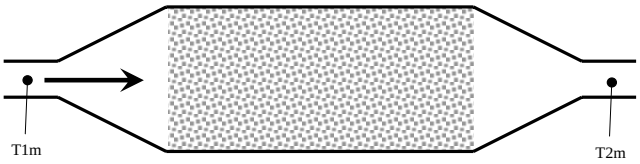


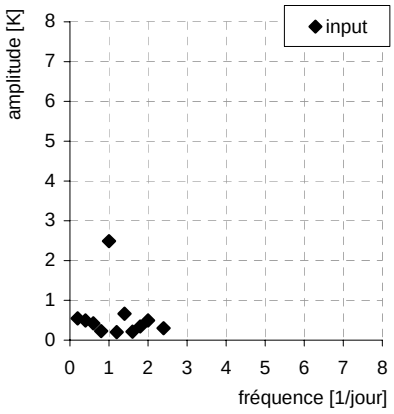


DephBL_03_248_253_Gra

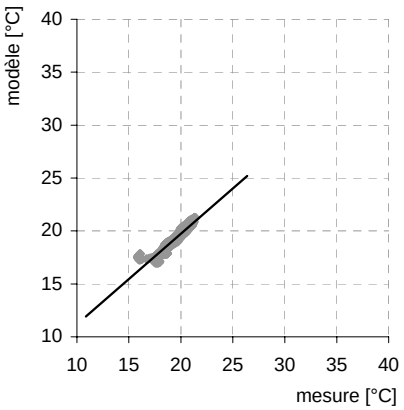
Mesures

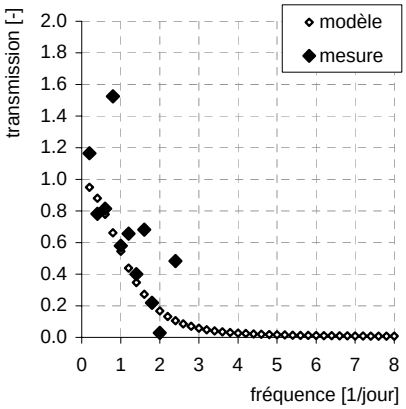


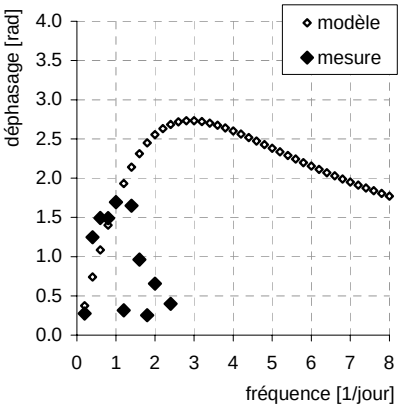




Comparaison mesures / modèle

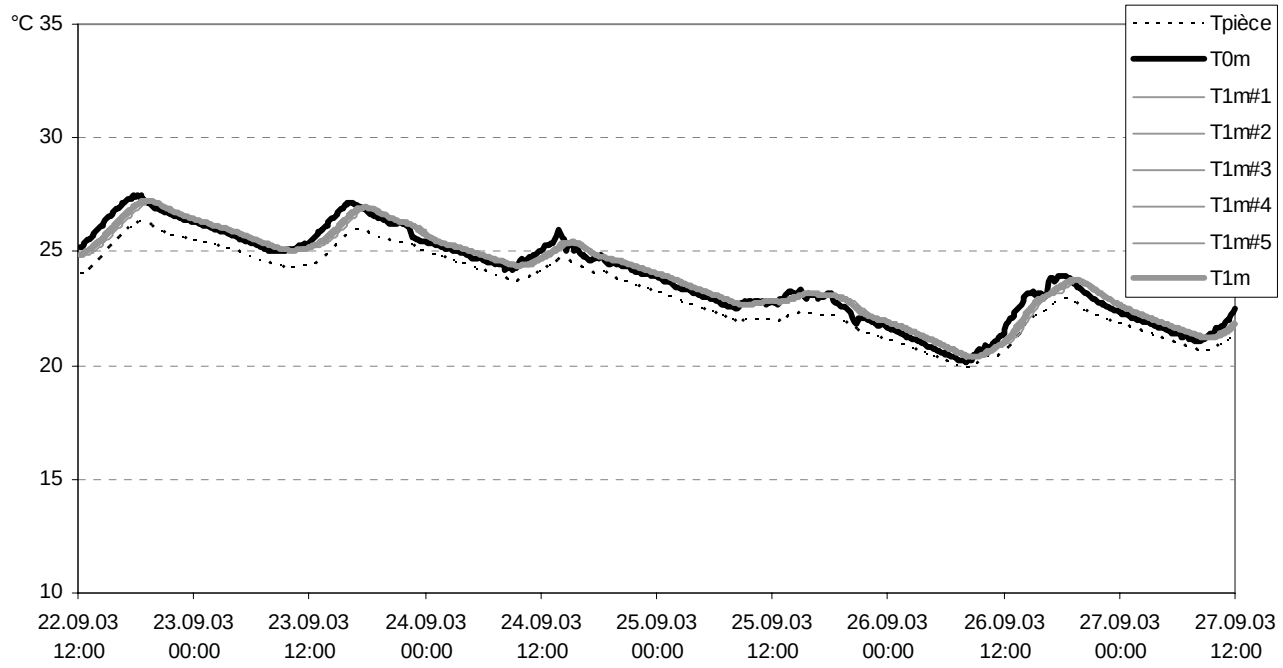


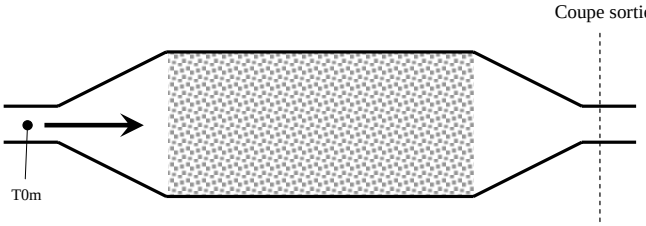


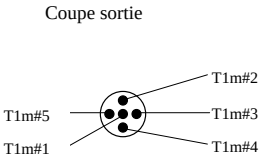


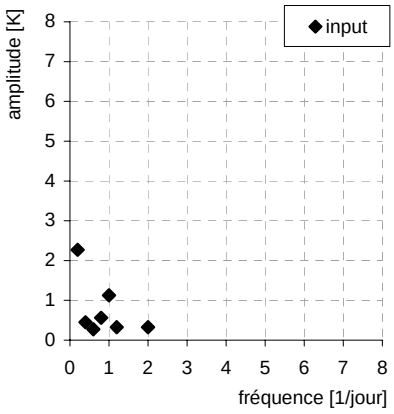
DephBL_03_265_270_Gra

Mesures

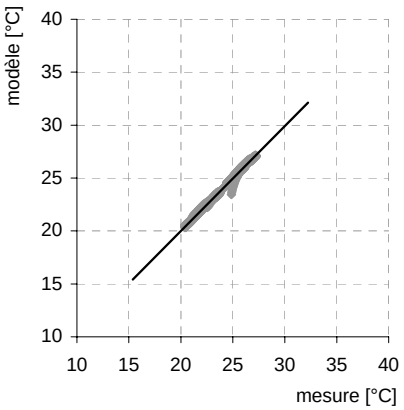


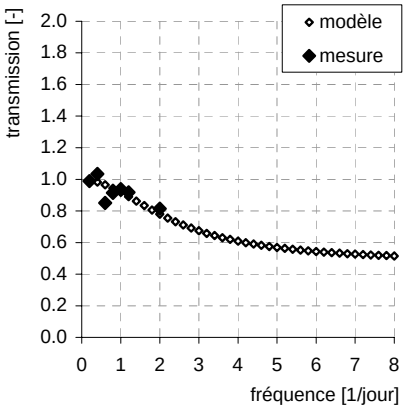


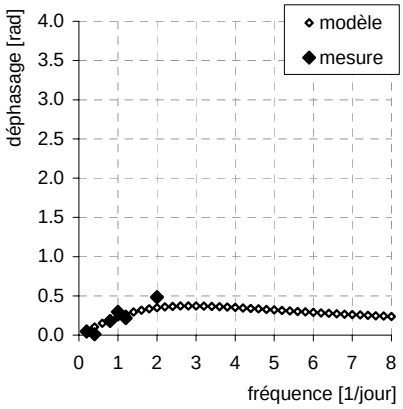




Comparaison mesures / modèle

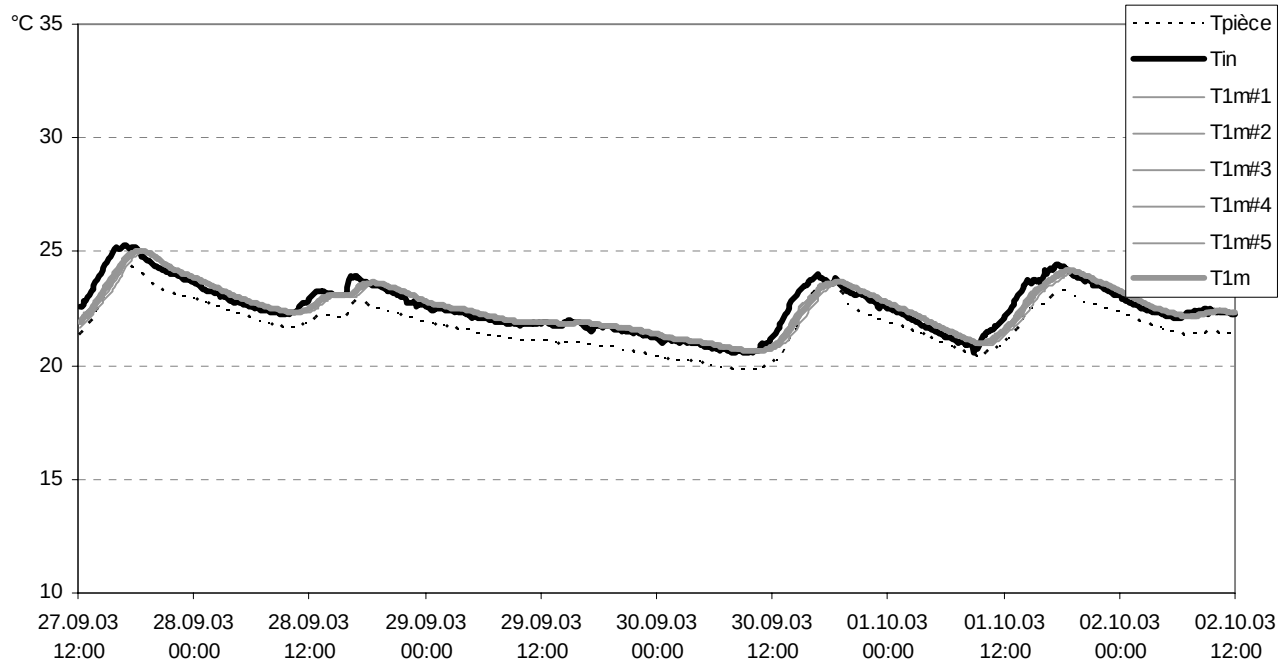


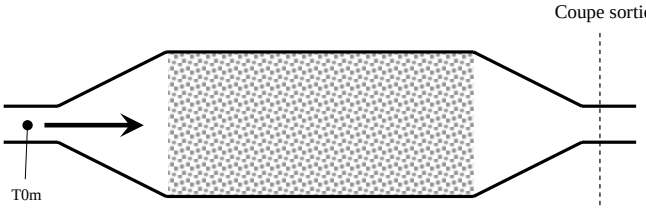


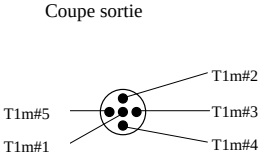


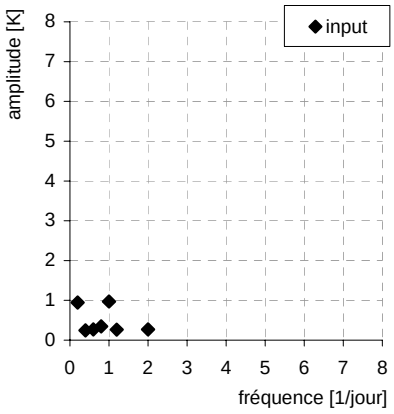
DephBL_03_270_275_Gra

Mesures

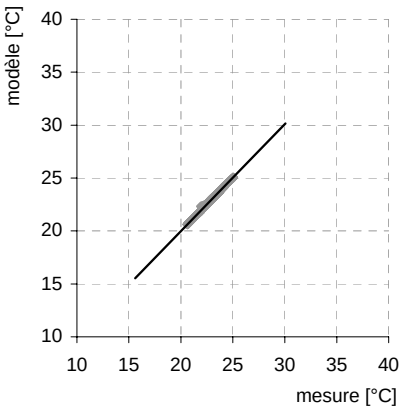


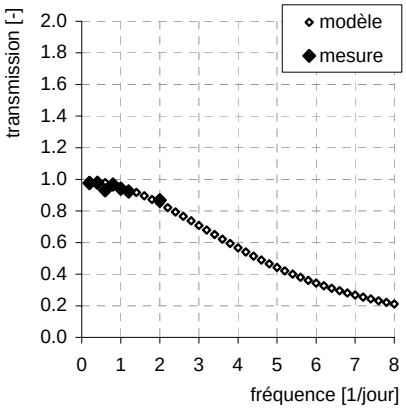


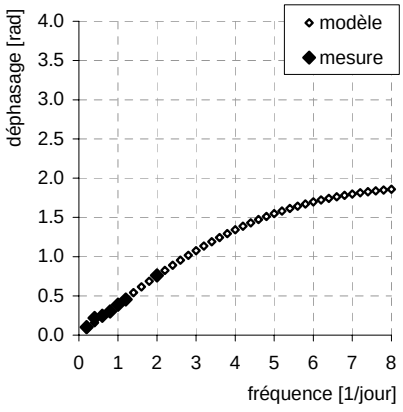




Comparaison mesures / modèle

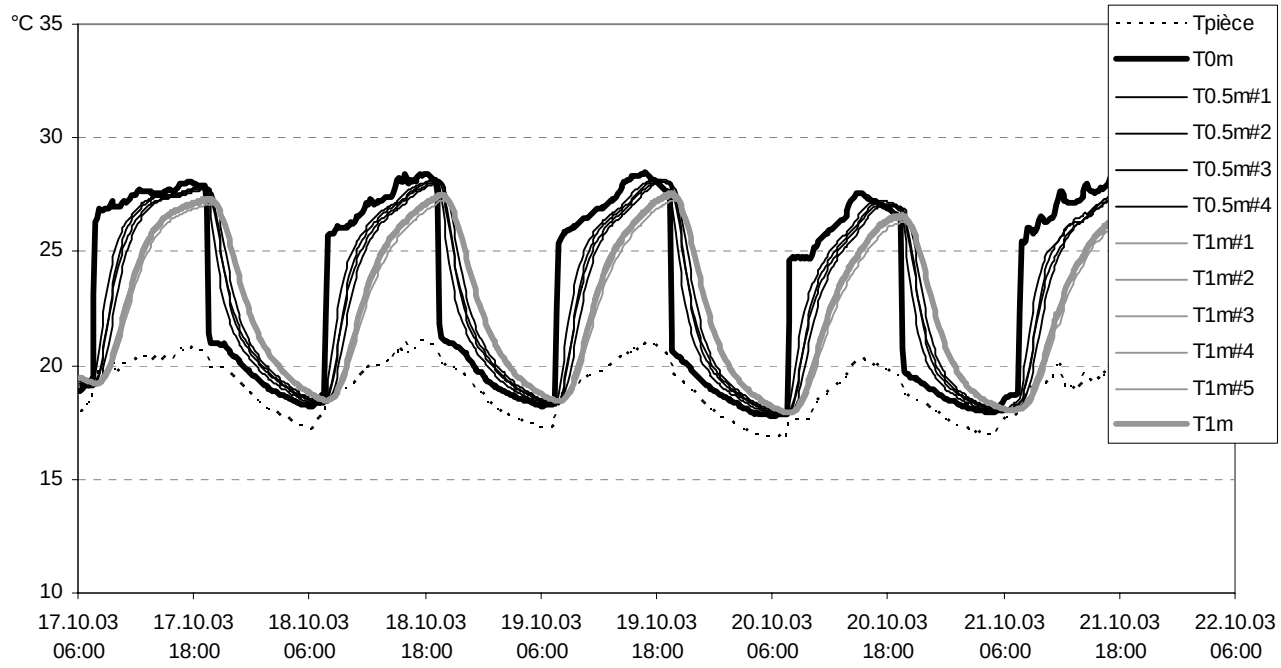


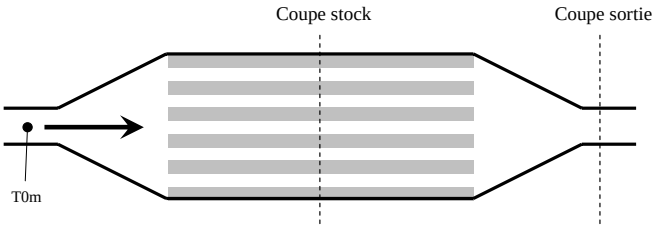


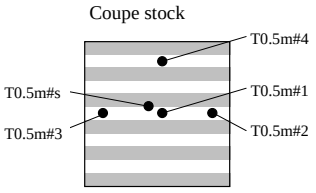


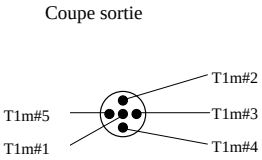
DephBL_03_290_295_Pla

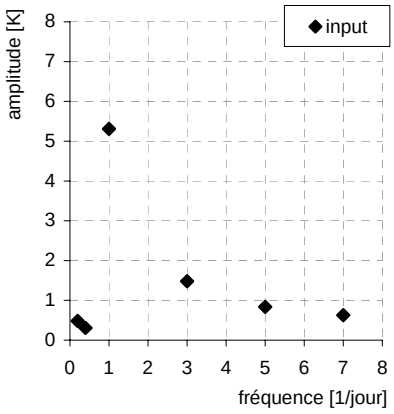
Mesures



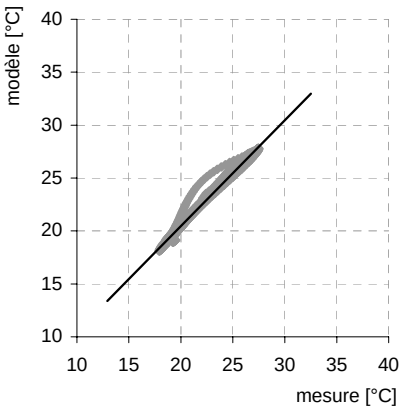


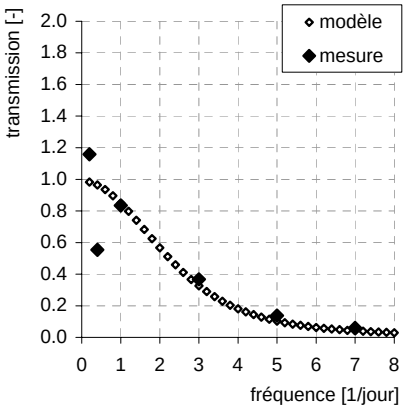


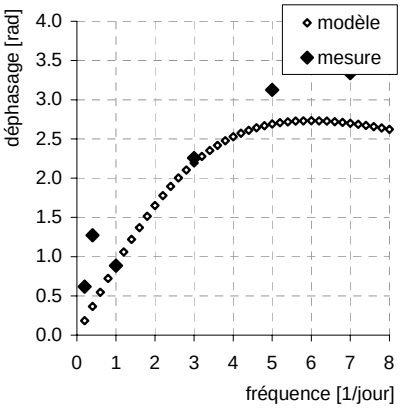




Comparaison mesures / modèle

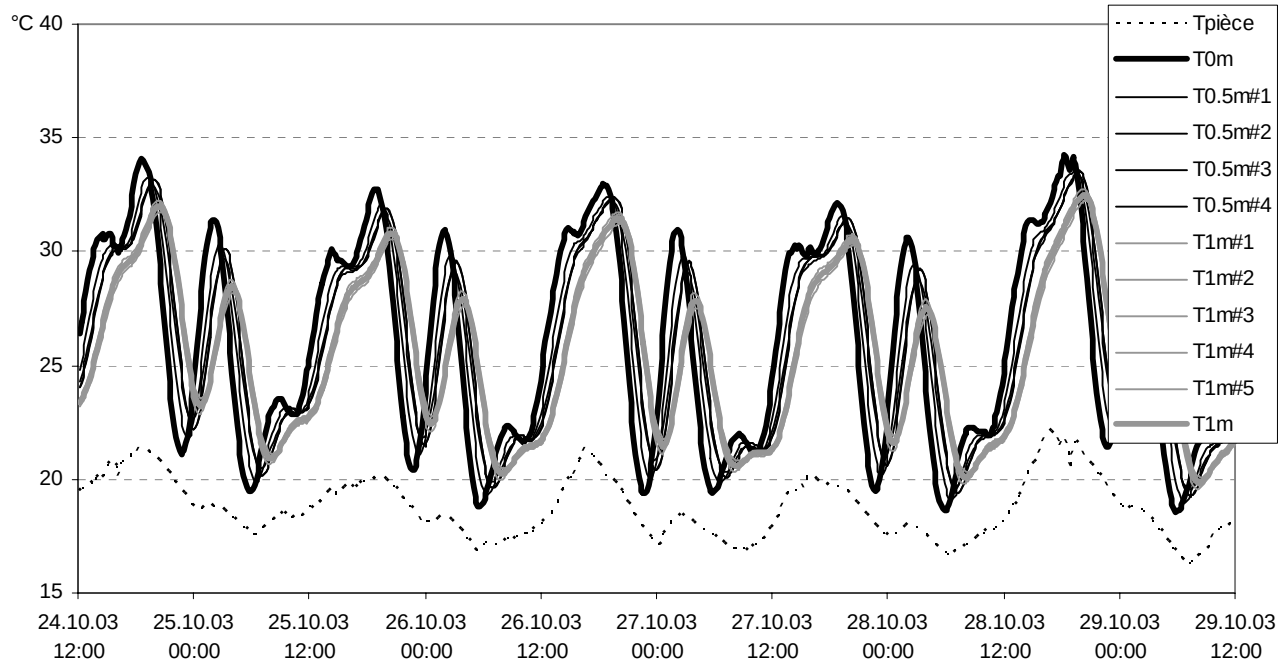


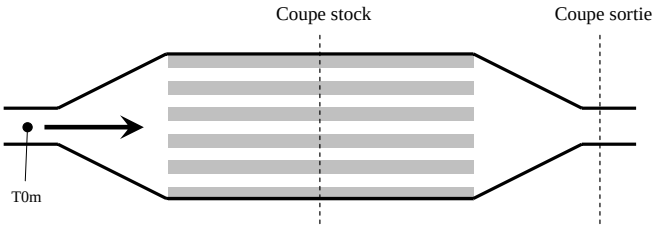


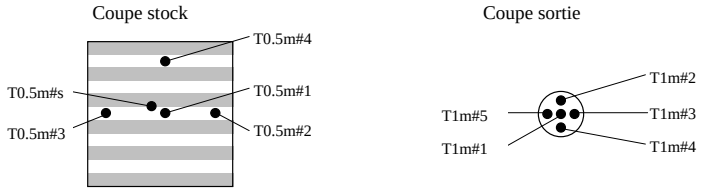


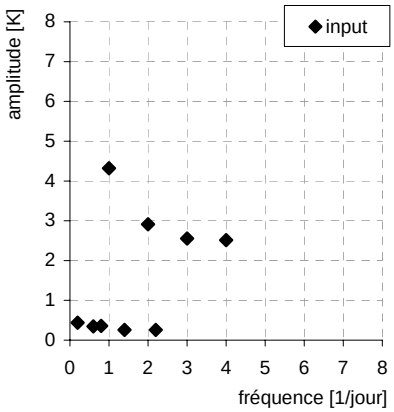
DephBL_03_297_302_Pla

Mesures

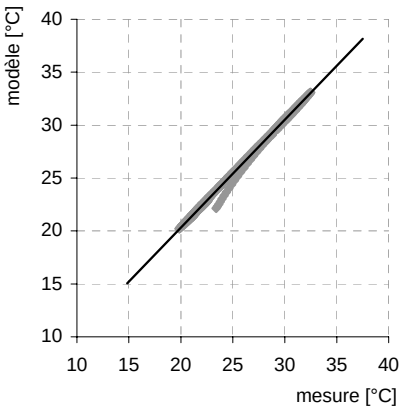


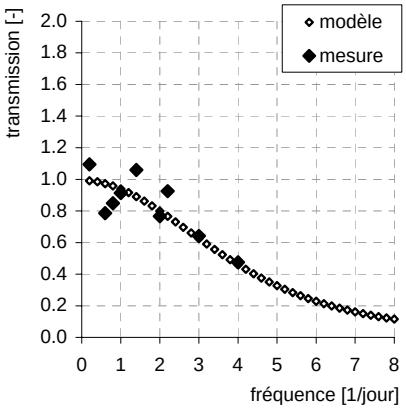


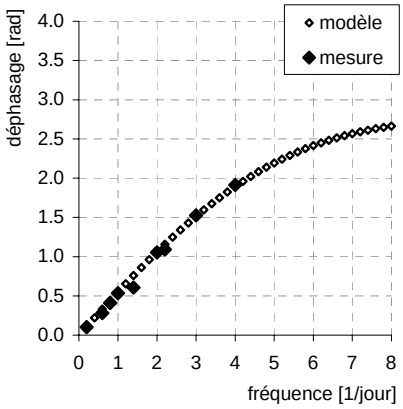




Comparaison mesures / modèle

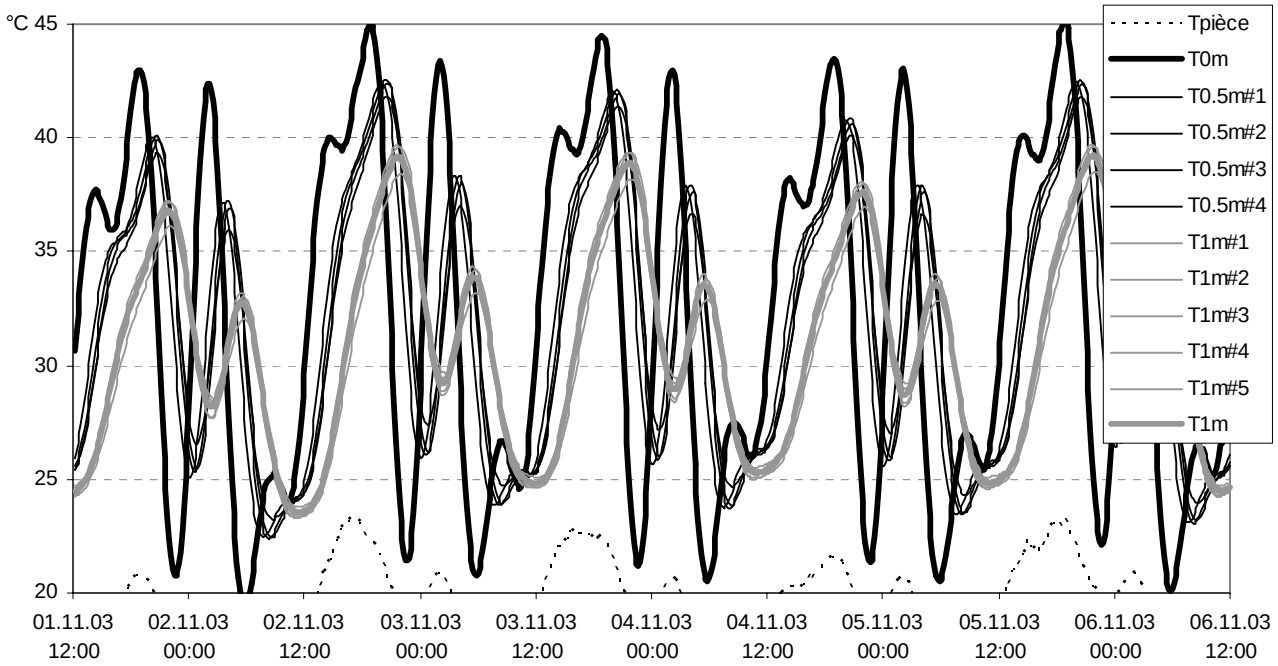


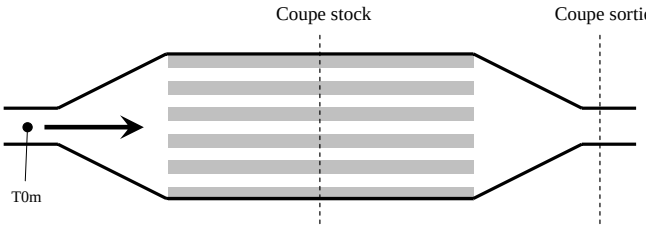


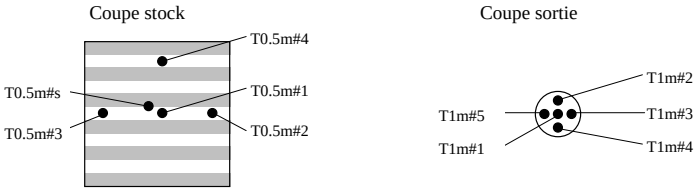


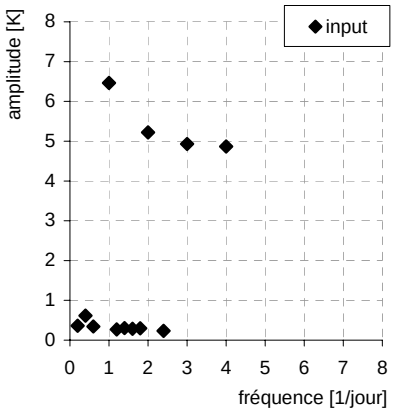
DephBL_03_305_310_Pla

Mesures

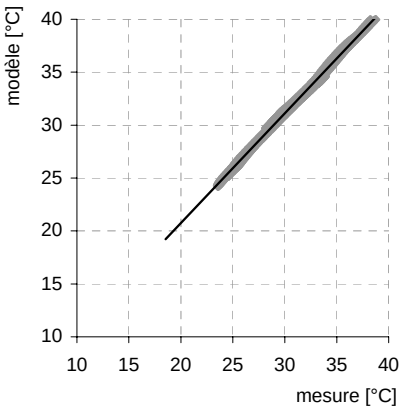


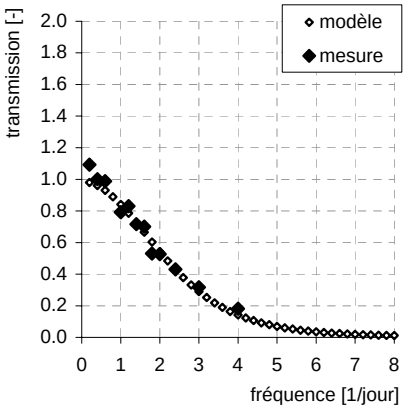


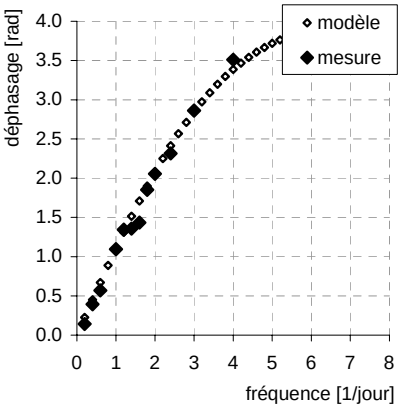




Comparaison mesures / modèle

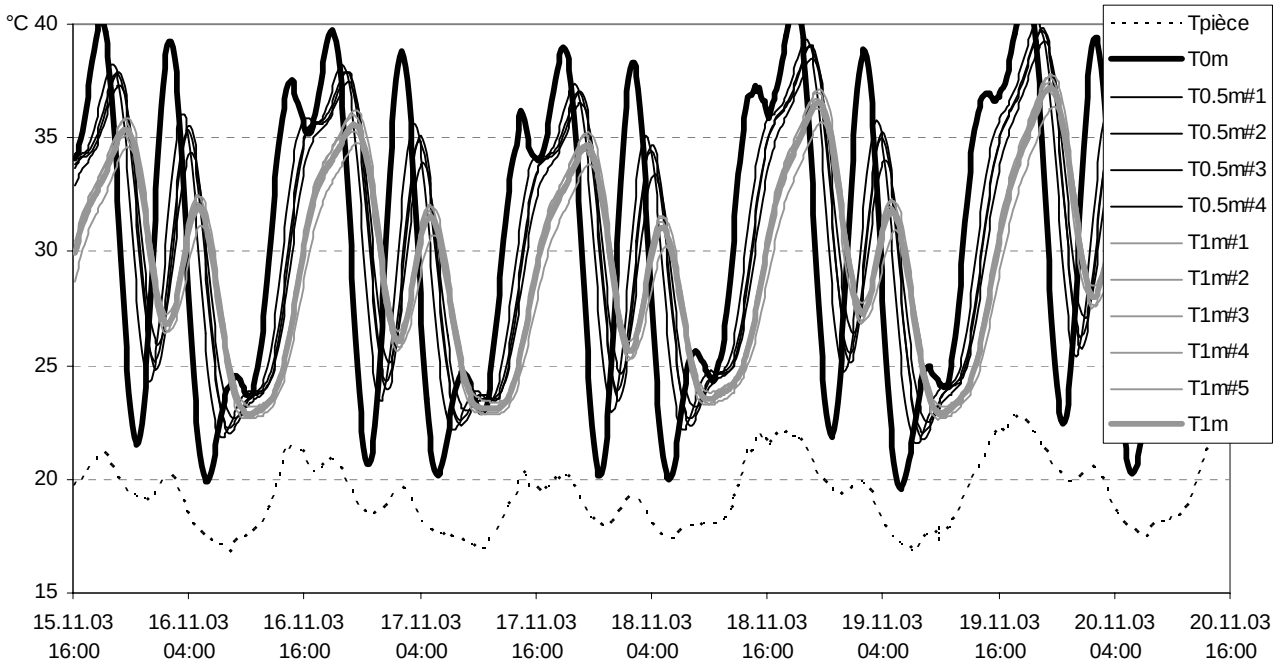


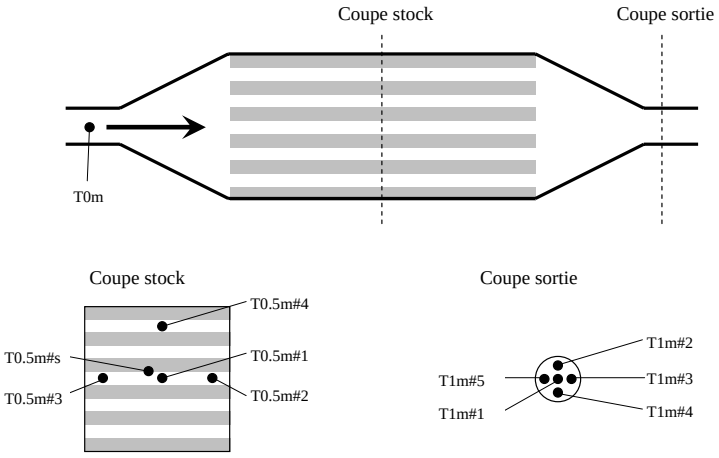


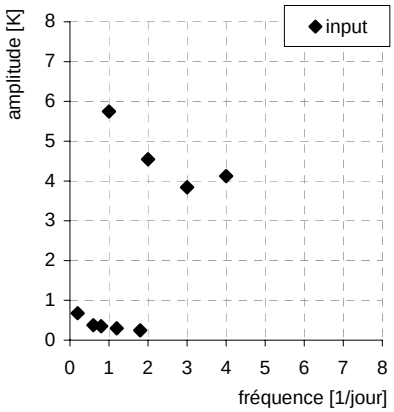


DephBL_03_319_324_Pla

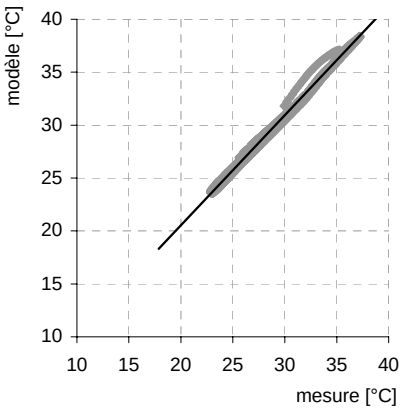
Mesures

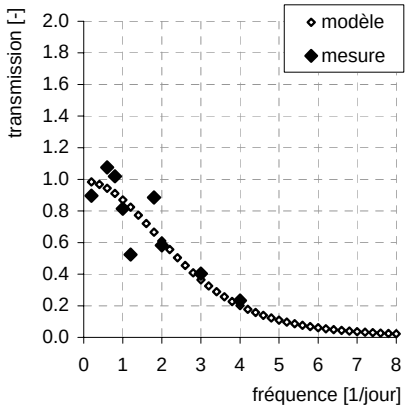


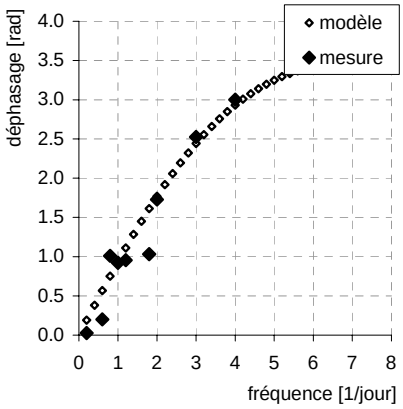




Comparaison mesures / modèle

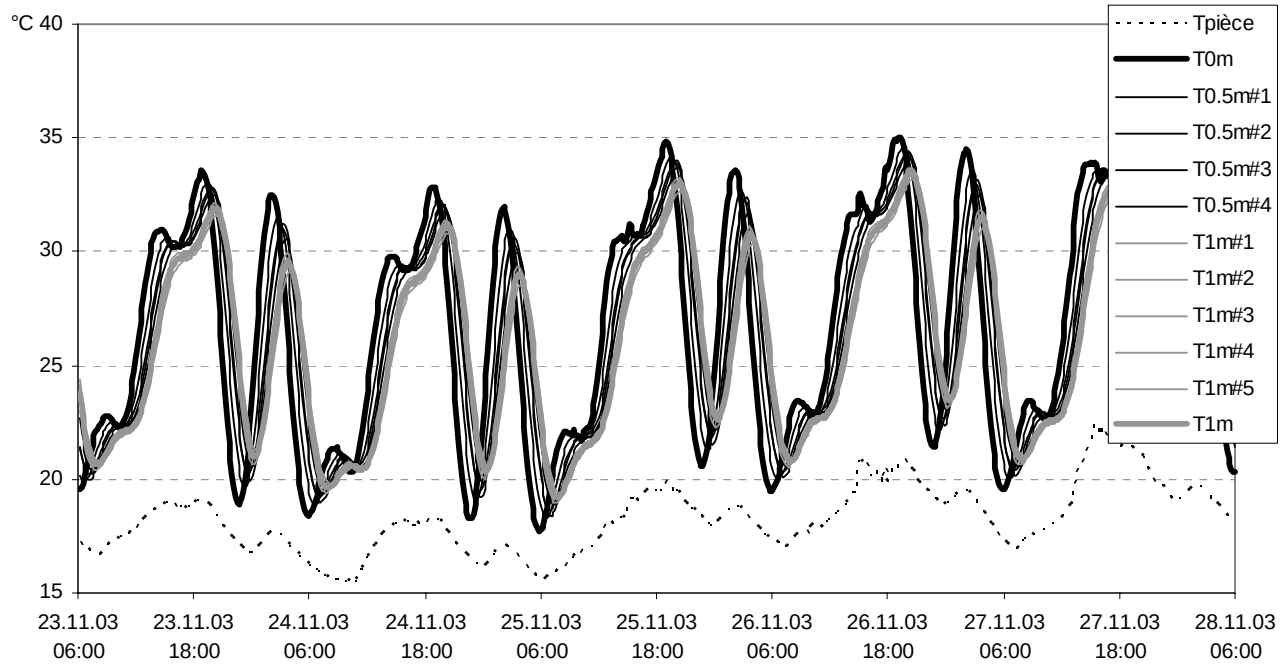


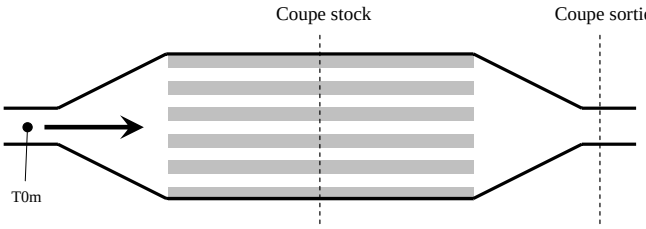


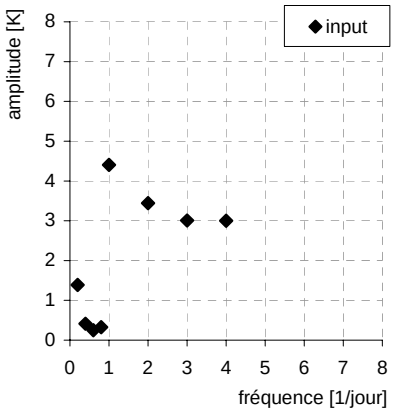


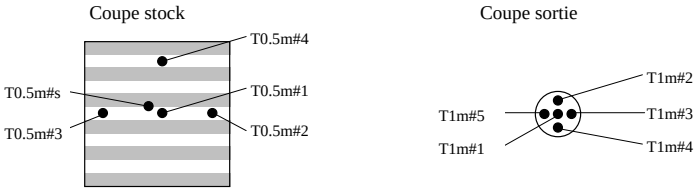
DephBL_03_327_332_Pla

Mesures

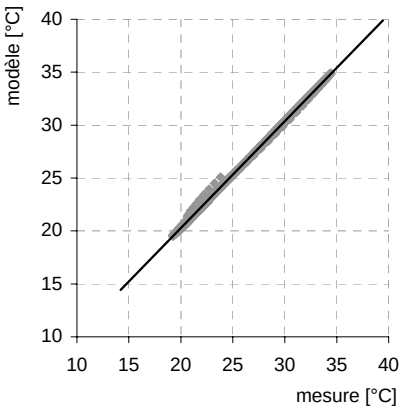


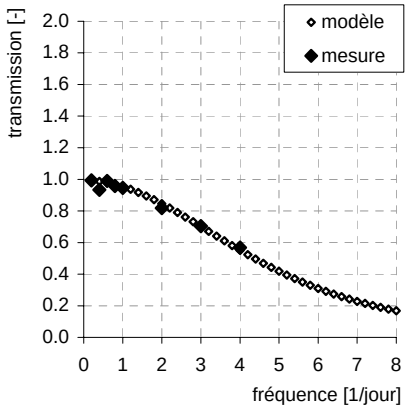


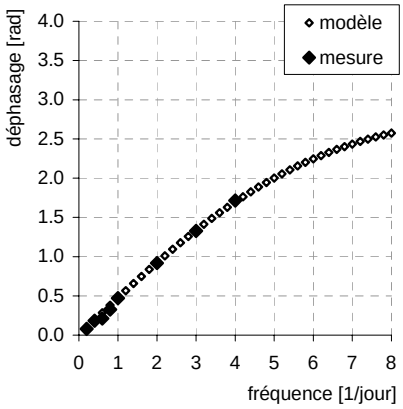




Comparaison mesures / modèle

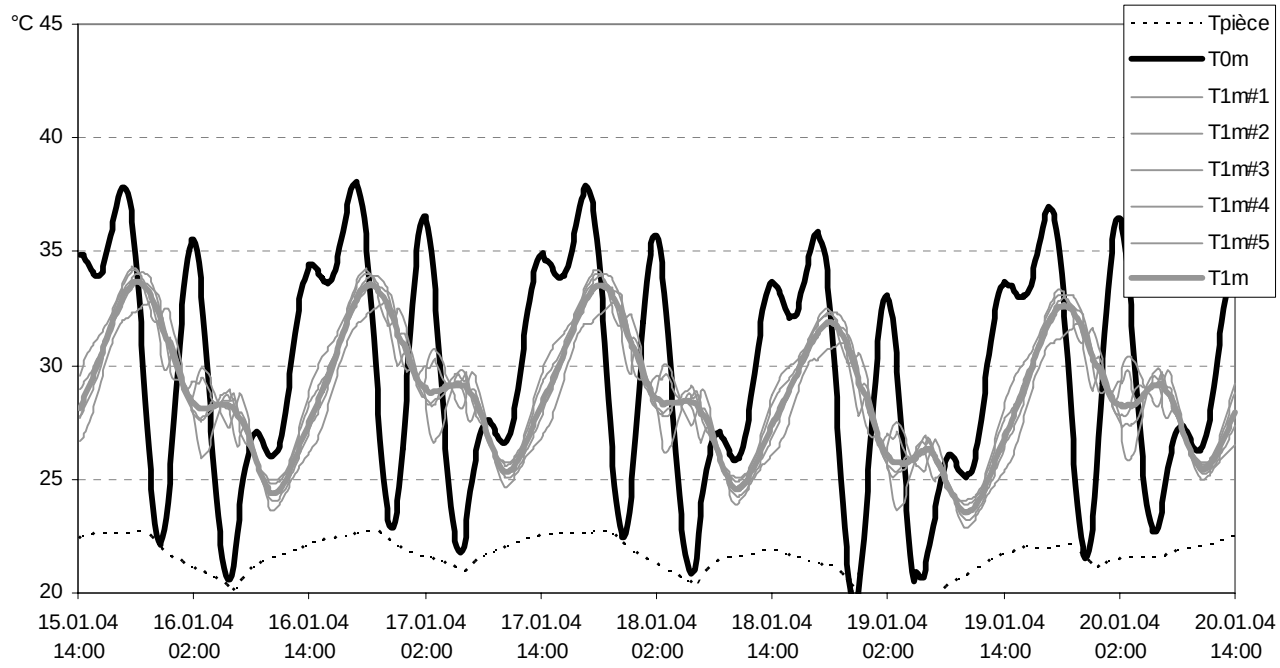


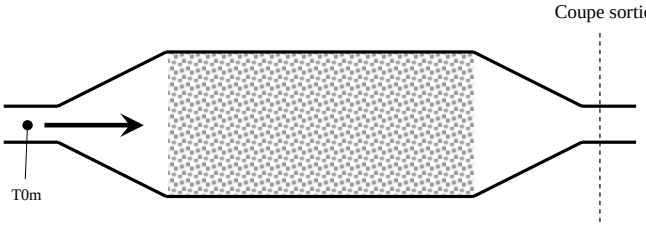


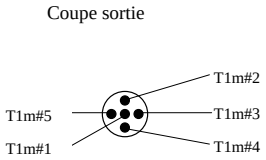


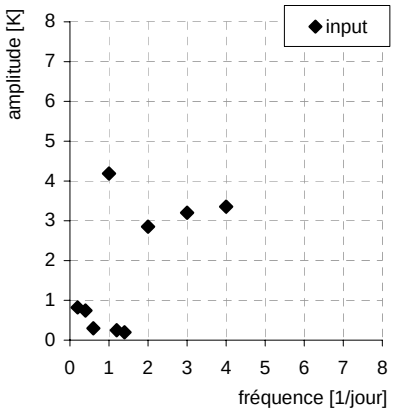
DephBL_04_015_020_Gra

Mesures

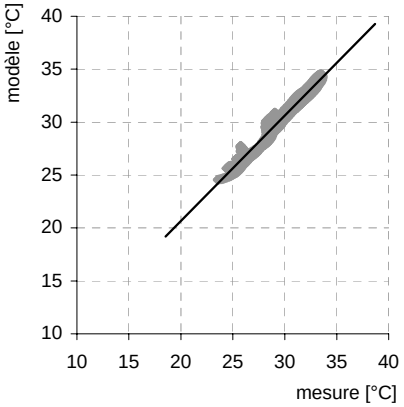


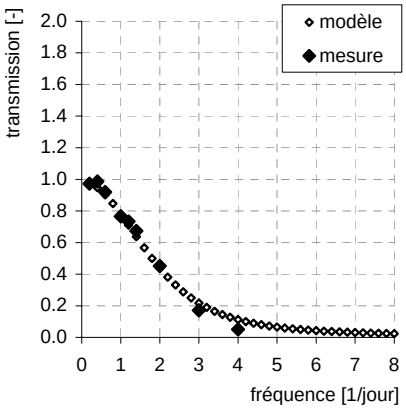


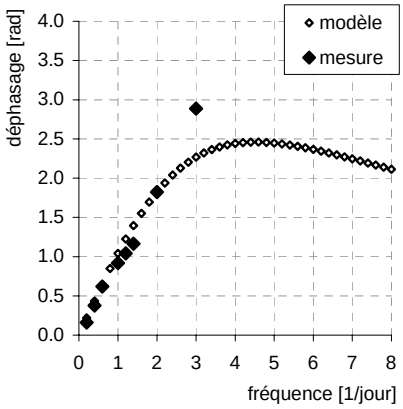




Comparaison mesures / modèle

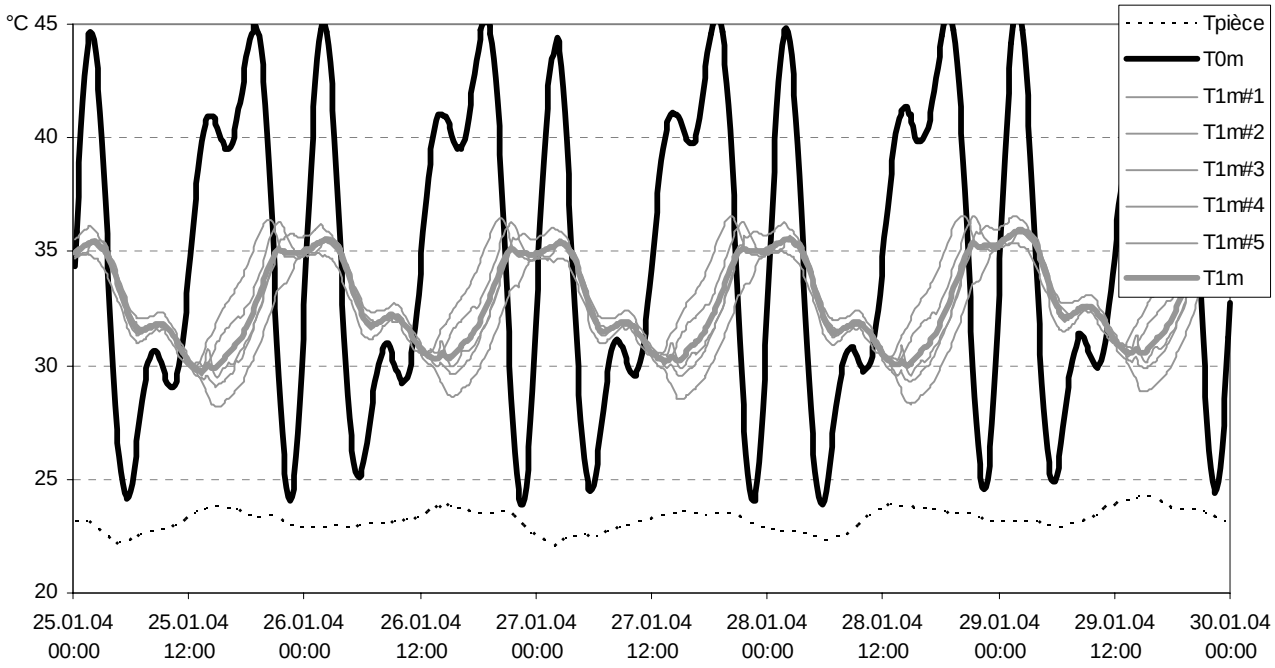


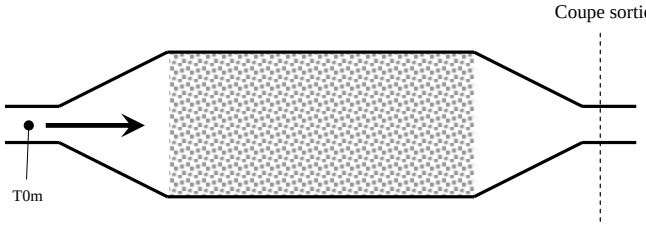


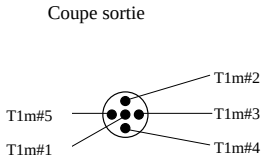


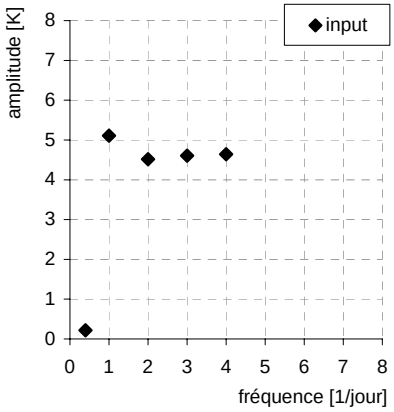
DephBL_04_025_030_Gra

Mesures

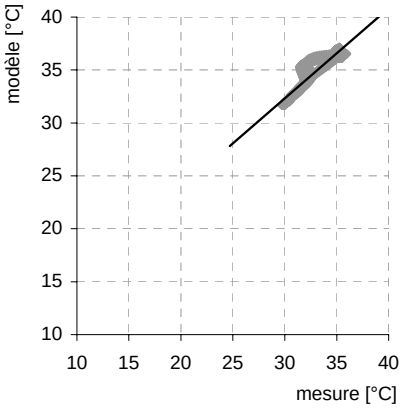


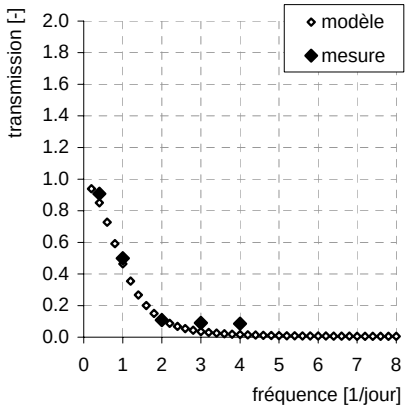


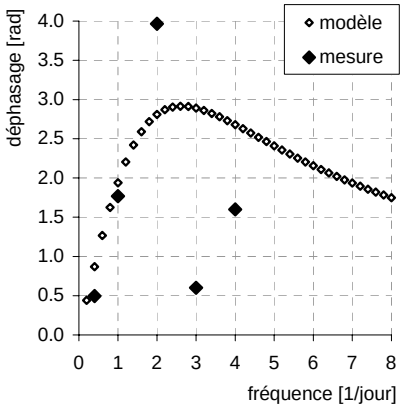




Comparaison mesures / modèle







A2) MESURES DES CHALEURS SPÉCIFIQUES

But

Mesurer la chaleur spécifique de différents éléments comme des graviers, des planelles en terre cuite ou encore des briques.

Système de mesures

Méthode par trempage

Pour effectuer une mesure précise de la chaleur spécifique, nous avons établi un système de mesures élémentaire.

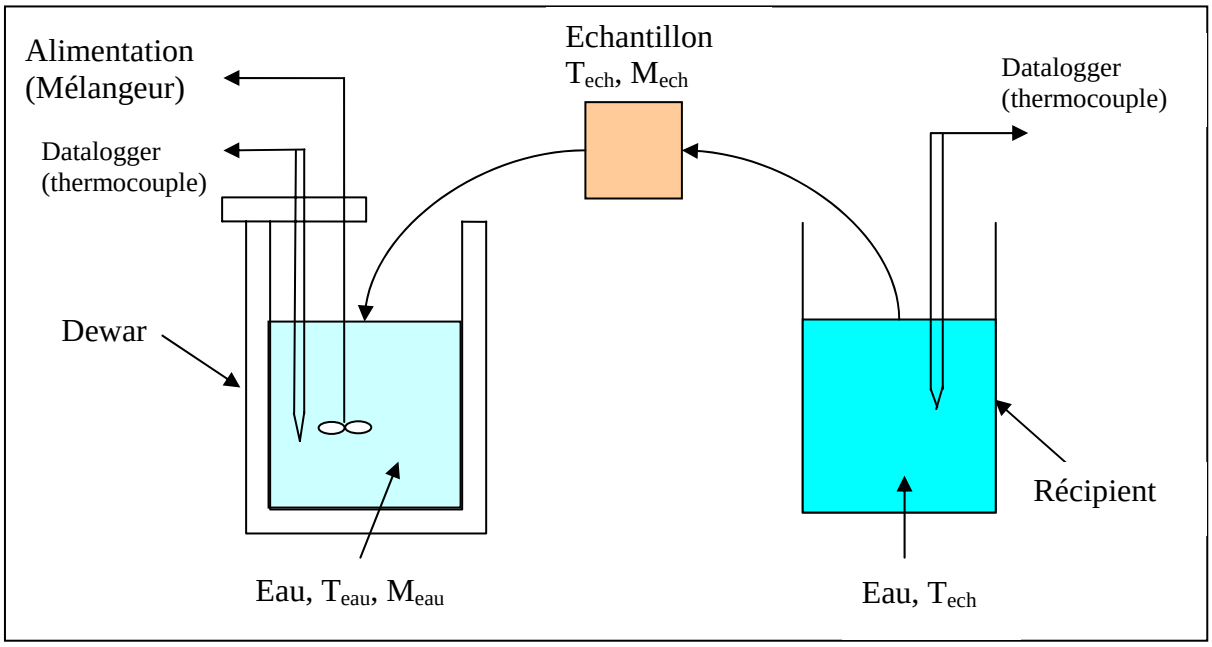


Figure 1 : Schéma de montage de la mesure ; Il se compose d'un Dewar en inox. que nous utilisons comme calorimètre et d'un récipient remplit d'eau utilisée pour ajuster la température de l'échantillon. Les mesures de température sont collectées par un datalogger CR21X au cours du temps.

Il se compose d'un Dewar en inox. à l'intérieur duquel se trouve une quantité d'eau ayant une masse M_{eau} et une température initiale T_{eau}. Pour obtenir une température initiale de l'échantillon nous le plaçons dans un récipient rempli d'eau. Cette eau peut être maintenu à

température ambiante ou être chauffé à une température choisi au préalable (exemple : la température d'ébullition de l'eau reste relativement stable).

Figure 2 : Photo du montage ; Sur la gauche le Dewar, datalogger CR21X sur la droite.

Rappel théorique

L'équation d'équilibre énergétique :

$$\sum Q = Q_{eau} + Q_{calorimètre} + Q_{échatillon} = 0 \qquad (1)$$

Où Q représente les transferts de chaleur entre les différents éléments et elle est donnée en [J]. Bien entendu, le Dewar participe aussi en fournissant ou en perdant de la chaleur. De plus il n'est pas parfait et il dissipe de la chaleur vers l'extérieur durant le déroulement de la mesure.

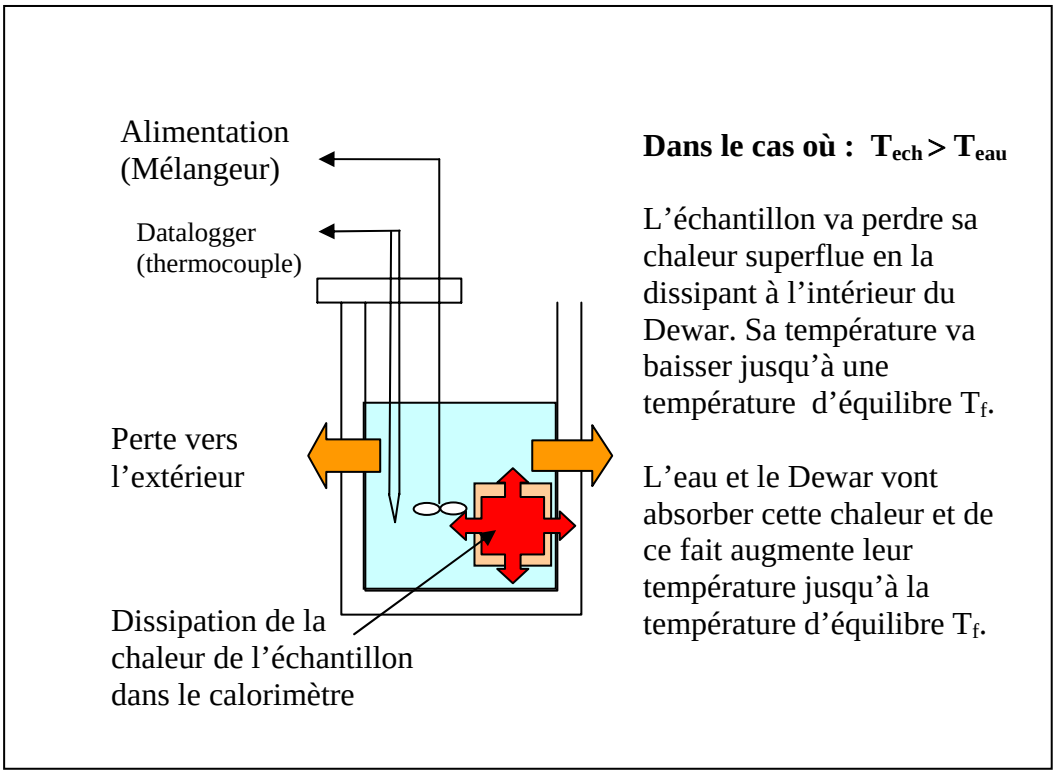


Figure 3 : Représentation schématique des transferts de chaleurs lorsque l'échantillon à une température supérieure à celle se trouvant à l'intérieur du Dewar.

Le transfert de chaleur Q est donné par les relations suivantes :

$$Q = mc\Delta T$$

$$Q = C\Delta T \qquad (2)$$

Où m est la masse du matériau, c sa chaleur spécifique [J/g°K] et C sa capacité calorifique donnée en [J/°K]. ΔT représente la variation de température lors d'un transfert d'énergie.

La mesure de ΔT est définie comme $\Delta T = T_{final} - T_{initial}$.

Maintenant, l'équation d'équilibre énergétique prend la forme suivante :

$$\sum Q = M_{eau} c_{eau} \Delta T_{eau} + C_{cal} \Delta T_{eau} + M_{ech} c_{ech} \Delta T_{ech} = 0 \qquad (3)$$

Dans le cas représenté par la figure 3, où $T_{ech} > T_{eau}$, nous obtenons une température d'équilibre intercalée entre ces deux température $T_{ech} > T_f > T_{eau}$. De ce fait les valeurs de ΔT sont négatives pour l'eau et le Dewar et positive pour l'échantillon. Dans la situation opposée où $T_{ech} < T_{eau}$, les valeurs négatives et positives pour ΔT sont inversés.

Dans un premier temps, il faut déterminer l'influence du calorimètre sur la mesure en choisissant un échantillon de valeur c connue comme le cuivre ($c_{cu} = 0.385$ [J/g°K]). Son influence est représentée par la valeur de sa capacité calorifique C_{cal} qui est donnée par la relation :

$$C_{cal} = -\frac{M_{eau}c_{eau}\Delta T_{eau} + M_{ech}c_{ech}\Delta T_{ech}}{\Delta T_{eau}} \qquad (4)$$

Puis par la suite, la valeur de la capacité calorifique de l'échantillon est donnée par la relation :

$$c_{ech} = -\frac{\left(M_{eau}c_{eau} + C_{cal}\right)\Delta T_{eau}}{M_{ech}\Delta T_{ech}} \qquad (5)$$

Remarque :

- Dans ces deux relations les valeurs de ΔT pour l'eau et l'échantillon ne sont pas prise de manière absolue et donc elles peuvent être négatives.
- Les pertes vers l'extérieur ne sont pas prises directement en compte dans ces relations. Lors de la prise de mesures, elles seront directement soustraites.

Mesures et Résultats :

Dans les équations (4) et (5), le système de mesure permet de déterminer les températures initiales et finales de l'échantillon et du calorimètre. La chaleur spécifique de l'eau est tirée de table (En annexe, CRC, Handbook Chemistery&Physics 50th Ed, D-122).

Les mesures se sont déroulées en deux étapes :

- Mesures de la capacité calorifique du calorimètre
- Séries de mesures des différents échantillons

Déroulement de la mesure :

- Chauffer l'eau du calorimètre (60 à 100 [°K]).

- L'échantillon est placé dans un récipient rempli d'eau à la température ambiante.
- Attendre quelque minute pour que l'ensemble se stabilise et mesurer les températures initiales pour le calorimètre et l'échantillon
- Placer l'échantillon dans le calorimètre relever la température jusqu'à la température d'équilibre
- Mesurer les températures encore quelques minute afin d'avoir le plateaux final

Remarque : La mesure des températures est faite de manière continue au cours du temps, afin de voir les plateaux du début et de la fin.

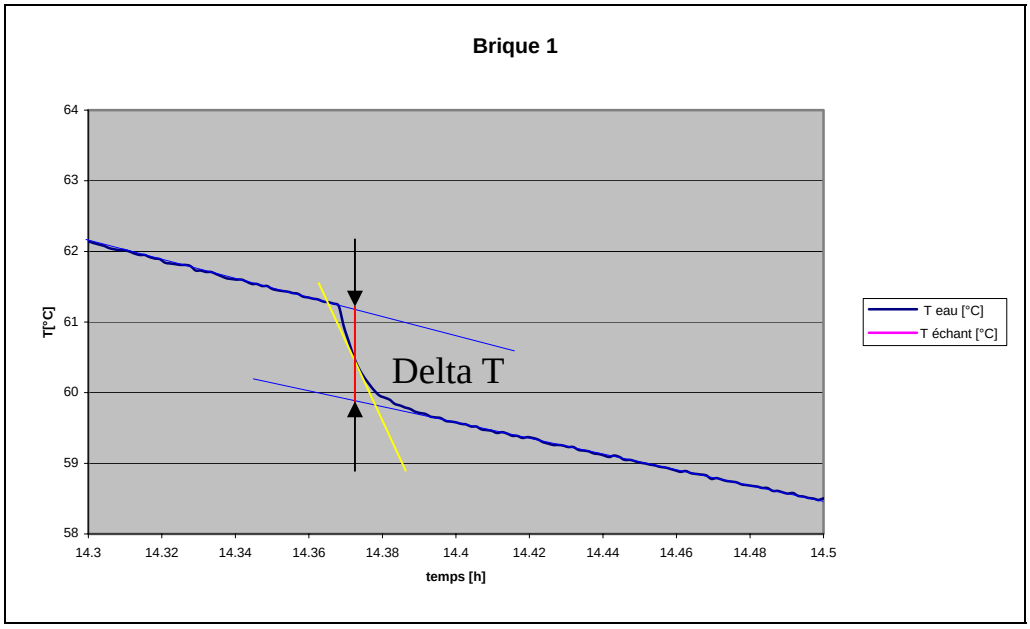


Figure 4 : Mesure de la température au cours du temps de l'eau à l'intérieur du calorimètre.

Les pertes du Dewar apparaissent lors des mesures de température. La figure 4 représente une mesure type de variation de température. Les plateaux diminue de manière quasi-continue au cours du temps. Cette diminution de la température est due aux pertes vers l'extérieur du Dewar. Afin de tenir compte de ces pertes, il faut prolonger les pentes des plateaux et mesurer la différence de température entre ces deux droites au milieu de la chute ou la montée en température comme c'est représenté sur la figure 4. De cette manière on compense les pertes de chaleur qui se sont produites lors de la variation en température.

Mesure de la capacité calorifique du calorimètre

Nous avons choisi comme échantillon connu du cuivre (98.58 g). Sa chaleur spécifique est de 0.385[J/g°K] (CRC, Handbook of chemistry & Physics, 50th ed., D-125).

Nous avons effectué trois mesures pour cet échantillon pour une masse d'eau de 150[g] ;

N°	Tcu [°C]	Teau [°C]	T final [°C]	Ceau(Teau) [J/g°K]	C calo. [J/°K]
1	11.94536	61.6777	58.9917	4.1853	36.9719
2	12.9088	63.1818	60.4752	4.1858	39.1299
3	9.7438	57.2066	54.7438	4.1832	65.9984
moy				4.1848	47.3667

Tableau 1 : Mesures des températures pour le cuivre et détermination de la capacité calorifique du calorimètre.

Le tableau 1 nous donne la valeur de la capacité calorifique (en bas à droite). Pour mesurer l'influence du Dewar sur la mesure, on peut déterminer sa valeur en eau, c'est-à-dire la masse d'eau qui a la même influence.

$$C_{Cal} = 47{,}37\left[\frac{J}{°K}\right] \Rightarrow M_{en\,\text{en eau}} = \frac{47.37}{4.1848} = 11.32[g]$$

Comme la masse totale d'eau à l'intérieur du calorimètre est de 150 [g], l'influence du calorimètre rajoute 11.32 [g] d'eau au total (7.5 [%] d'augmentation). Si maintenant, notre regard se porte sur les fluctuation de C_{cal}, l'écart le plus important entre les mesures et la valeur moyenne de cette capacité augmente encore de 4,5 [g] (= 65.9984/4.1832-11.32) la masse d'eau du calorimètre ce qui influence d'environs 1[%] la masse total d'eau.

Même si la justesse de cette valeur reste discutable, son erreur reste minime sur l'ensemble de la mesure et permet de faire déjà des estimations de la chaleur spécifique avec une précision de l'ordre du pourcent.

Mesures des échantillons

Les mesures de la chaleur spécifique pour nos échantillon s'effectue exactement comme pour la mesure décrites ci-dessus. Nous allons effectuer des mesures pour des graviers, des briques et des planelles en terre cuite. Mais avant cela nous effectuons une mesure test avec 30 [g] d'eau à ~15 [°C]. L'ensemble des résultats se trouve sur le Tableau 2

Mesures de la chaleur spécifique du gravier

Echantillon	M ech [g]	M eau [g]	C calo	C grav [J/g/°K]
Gravier 2	22.4	300	53.029271	0.865340254
Gravier 4	22.4	150	53.029271	0.896580862
Gravier 5	22.4	150	53.029271	0.815399729
Moyenne				0.859106948

Mesures de la chaleur spécifique des billes

Echantillon	M ech [g]	M eau [g]	C calo	C bille [J/g/°K]
bille 1	38.16	300	53.029271	1.200872314
bille 2	38.16	150	53.029271	1.155295869
bille 3	38.16	150	53.029271	1.020661453
Moyenne				1.125609879

Mesures de la chaleur spécifique des petites billes

Echantillon	M ech [g]	M eau [g]	C calo	C bille [J/g/°K]
bille 1	36.2	150	53.029271	1.069375867
bille 2	36.2	150	53.029271	1.086017052
bille 3	36.2	150	53.029271	1.122112923
Moyenne				1.092501947

Mesures de la chaleur spécifique des planelles

Echantillon	M ech [g]	M eau [g]	C calo	C plan [J/g/°K]
Mesure 1	14.32	150	53.029271	1.094687917
Mesure 2	14.32	150	53.029271	1.012798679
Moyenne				1.053743298

Mesures de la chaleur spécifique des briques

Echantillon	M ech [g]	M eau [g]	C calo	C brique [J/g/°K]
Mesure 1	12.6	150	53.029271	0.914058207
Mesure 2	12.6	150	53.029271	0.953202064
Moyenne				0.933630136

Tableau 2 : Mesures de la chaleur spécifiques pour différents matériaux.

A3) MESURE DU FACTEUR D'ÉCHANGE HO

Pour cette annexe, on se réfère à l'ouvrage *« Laminar flow forced convection in ducts »* de la série *Advances in HEAT TRANSFER,* R.K. Shah et A.L. London, Academic press, 1978 ; spécialement le chapitre VI « *Parallel Plates* » qui définit toutes les grandeurs théoriques utiles.

Principe de la méthode

La mesure directe de ce facteur en régime stationnaire est réalisée grâce à un fluxmètre et à la différence de température entre surface et air, comme montré dans la figure suivante.

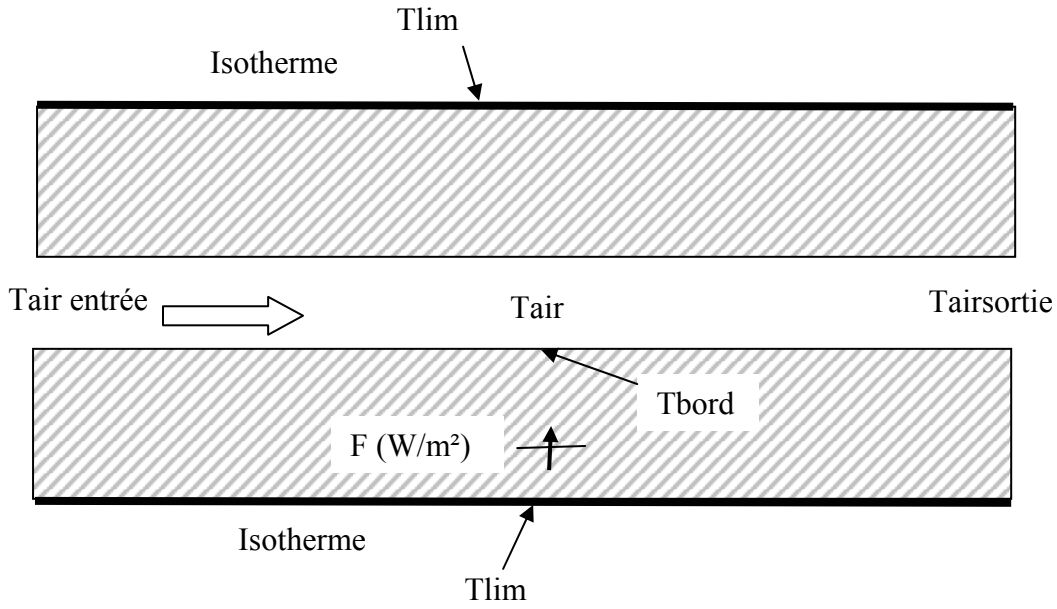


Figure A-3-1 principe de la mesure

De l'air est pulsé à une température constante Tairentrée entre deux plaques de longueur L dont la face extérieure est maintenue à une température fixe et constante Tlim, dans un montage le plus symétrique possible. Au centre du dispositif (soit à une distance L/2 de l'entrée) et une fois atteint le régime stationnaire, il est mesuré :

- La température moyenne de l'air, Tair,
- La température du bord, Tbord,
- Le flux de chaleur transitant depuis Tlim jusqu'à Tair, F.

Le coefficient ho se déduit alors simplement :

$$h0 = \frac{F}{(Tbord - Tair)} \qquad en \quad (W/m^2.K)$$

En fait, les vitesses utilisées (0.5 à 4 m/s) et l'écartement entre les deux plaques (1 à 5 mm) donnent un régime laminaire au mouvement de l'air, avec un nombre de Reynolds toujours inférieur à 1'000. Dans

ce cas, on sait que le profil de température de l'air interstitiel est parabolique, ce qui rend sa mesure directe difficile si on ne veut pas perturber le système.
Nous n'avons donc considéré les mesures directe de l'air au point milieu (les données étaient effectivement très sensibles au positionnement des sondes). La température moyenne à mi-parcourt a été obtenue à partir de la température d'entrée (homogène) et celle de sortie (mélangeage sans conséquence) grâce à :

$$Tair = T\lim + (T\lim - Tairentrée) * \exp\left(-\frac{1}{2}\ln(\frac{T\lim - Tairentrée}{T\lim - Tairsortie}) \right)$$

De même, on peut déduire le débit volumique de l'air D (m³/h) :

$$D = \frac{1}{\rho} * \frac{6 * ho * l * x0}{T\lim - Tair}$$

avec
ρ : densité de l'air à Tair (kg/m³)

$$x0 = \frac{L}{\ln(\frac{T\lim - Tairentrée}{T\lim - Tairout})}$$: longueur caractéristique (m)

l : largeur du flux d'air (m).

La vitesse de l'air se déduit du débit aisément si on connaît l'écartement.

Dans notre cas :
Écartement : 1 à 5 mm
Vitesse : 1 à 4m/s
L = 31 cm
l = 15 cm,
La mise en place du régime laminaire établi demande une longueur comprise entre 0.3 et 7.5 cm selon les cas [Shah et London], donc une distance toujours inférieure au point de mesure (15.5 cm de l'entrée).

Réalisation expérimentale

Le montage a été réalisé avec deux catelles en terre cuite, rendue plane mécaniquement et maintenues parallèles avec un écartement variable (1, 2 et 5mm). Une couche de bois de 3 cm recouvre chacune d'elle et accueille le fluxmètre (ce matériau est choisi pour sa valeur de conductivité proche du fluxmètre utilisé). Une plaque de cuivre thermostatisée à 51 °C ±0.01°C et isolée thermiquement vers l'extérieur termine chacune des deux parties parfaitement symétriques du montage.

L'air est pulsé grâce à une boite de mélange mise sous pression par deux ventilateurs.

Les températures sont mesurées à plusieurs endroits :
- Entrée de l'air (Tairentrée)
- Sortie de l'air (Tairsortie)
- Surface de la catelle en contact avec l'air, dans le même plan que le fluxmètre
- Interface catelle/bois, dans le même plan que le fluxmètre.

La vitesse de l'air est mesurée à la sortie, après un élargissement à 14 mm, mais ce n'est qu'une indication du fait des faibles vitesses en jeu (de quelques cm/s à quelques dizaines de cm/s). Cette mesure a servi de test à l'estimation du débit estimé à partir des mesures thermiques.

Les mesures sont enregistrées toutes 10 secondes et moyennées toutes les minutes.Dans les graphes suivants (fig A3.1), des mesures typiques sont montrées (espacement de 5mm, 0.5 m/s)

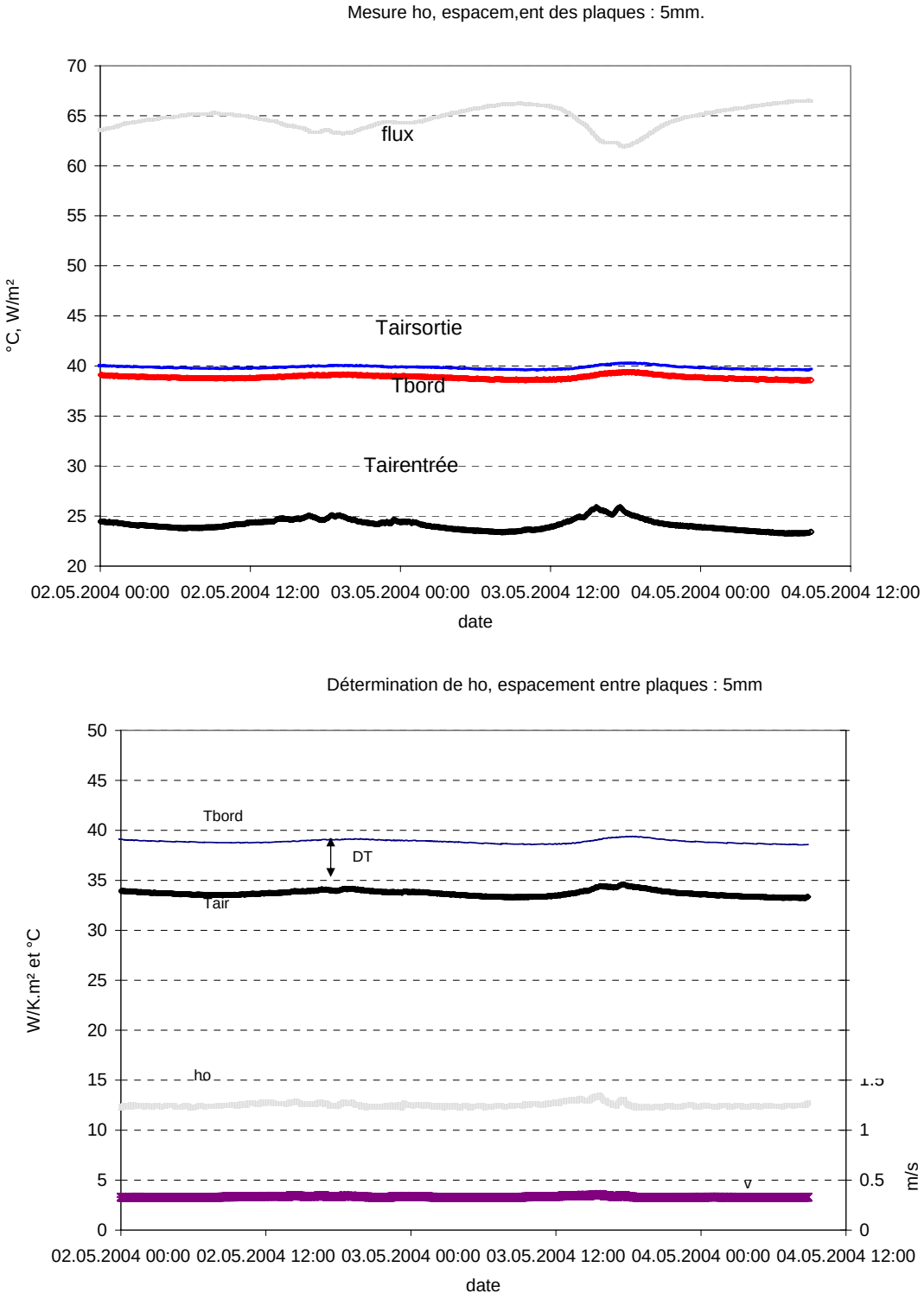


Figure A3-1 Mesures typiques

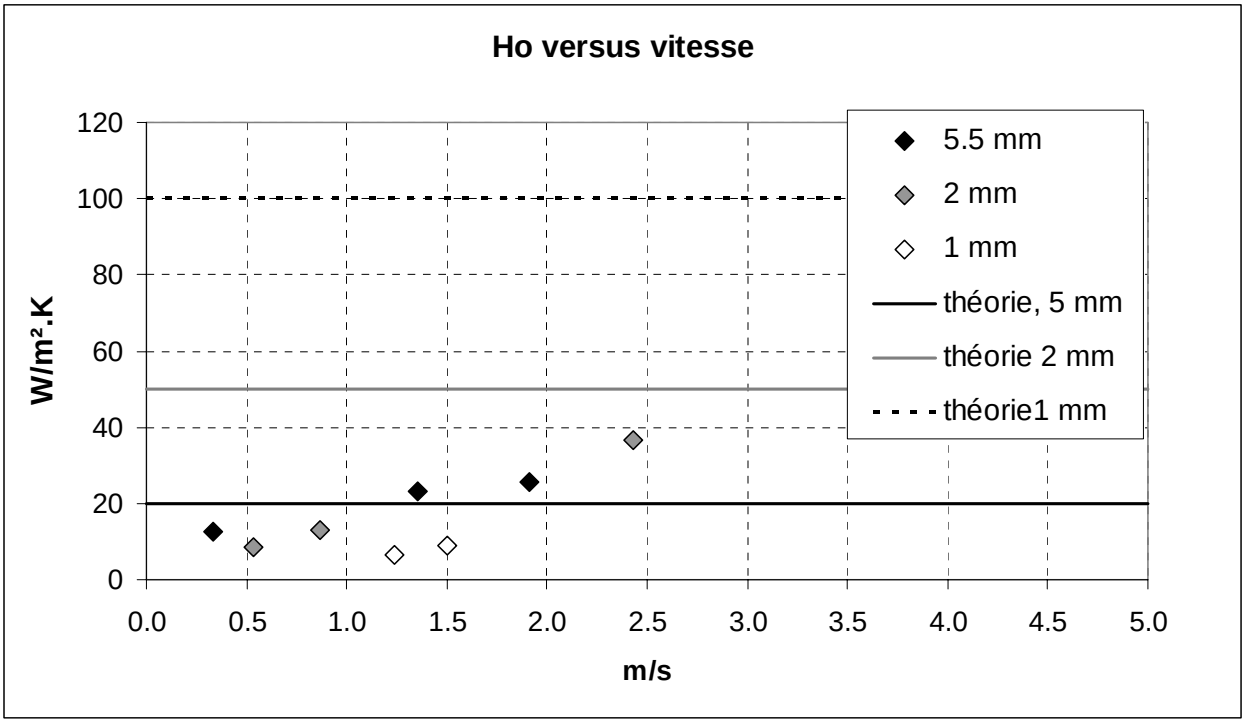


Figure A3.2 facteur h0 pour différentes vitesses et différents écartements.

La détermination de ho et de la vitesse est réalisée en moyennant les valeurs sur les 60 heures, les écarts types indiquant la stabilité de la détermination :
H0 = 12.5± 0.2 W/K.m² pour v = 0.333 ± 0.006 m/s.

Une série de mesure a été effectuée pour des écartements de 1, 2 et 5 mm et différentes vitesses. Elles sont représentées sur le graphiqe A3.2 Les valeurs mesurées sont assez différentes de celles prévues par la théorie ; nous sommes ici en régime laminaire, avec des faibles nombres de Reynolds, compris entre 100 et 1000. Théoriquemnet, le facteur d'échange convectif ne devrait pas dépendre de la vitesse mais juste de l'écartement, le résultat inverse est observé , plus proche de ce qui est observé en régime turbulent. Mais comme le mentionnent [Shah et London], très peu de données expérimentales existent (voir aussi cahpitre 2 etat de l'art)