

CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018
14^{ème} Congrès Français d'Acoustique



**Modèle de Propagation Acoustique dans un Tuyau Cylindrique à
Paroi Poreuse**

H. Boutin^a, S. Le Conte^b, J.-L. Le Carrou^c et B. Fabre^d

^aS3AM-STMS-Ircam, Sorbonne Université, 1, place Igor Stravinsky, 75004 Paris, France

^bCRC, USR 3224-ECR Cité de la Musique - Philharmonie de Paris, 221, avenue Jean Jaurès, 75019 Paris, France

^cSorbonne Université, CNRS, Institut Jean Le Rond d'Alembert, Equipe LAM, F-75005 Paris, France

^dSorbonne Université, CNRS, Ministère de la Culture, Lutherie Acoustique Musique - Institut Jean Le Rond d'Alembert, F-75005 Paris, France

boutin@ircam.fr

Pour les instruments de musique à vent, les fréquences de jeu se situent à proximité des pics d'impédance d'entrée. Pour les instruments en bois, le choix de l'essence ainsi que le polissage et l'huilage de la paroi interne tendent à réduire la dissipation acoustique dans la perce et par conséquent la largeur de pics d'impédance et celle des intervalles de fréquences pouvant être jouées. Afin de mieux comprendre les choix et étapes de traitement effectués par le facteur d'instruments, nous proposons un modèle de propagation acoustique guidée dans un résonateur cylindrique en bois. La dissipation acoustique est engendrée d'une part par les pertes viscothermiques dans la perce, et d'autre part par une impédance de paroi finie, due à la porosité ouverte du bois. Ce modèle permet d'exprimer l'impédance de paroi en fonction du nombre d'onde. Cette caractéristique est estimée à partir de mesures d'impédance d'entrée, sur des tuyaux cylindriques en bois de mêmes dimensions, et de différentes essences couramment utilisées en facture d'instrumentale : Grenadille du Mozambique, *Dalbergia Melanoxylon*, utilisée pour les clarinettes et hautbois modernes, érable, *Acer Pseudoplatanus*, buis, *Buxus Sempervirens*, et poirier, *Pyrus Communis L.*, fréquemment utilisés pour des instruments plus anciens, comme les flûtes et hautbois baroques, les serpents, les cornets à bouquin et cors de basset. Ces estimations nous permettent de déduire l'impédance de paroi dans les tuyaux, et ainsi de quantifier les différences entre les essences de bois considérées avant et après polissage de la perce puis après huilage, trois étapes essentielles du processus de facture.

1 Introduction

Pour les instruments de musique à vent, les mesures d'impédance d'entrée du résonateur apportent des informations importantes sur son fonctionnement, sa jouabilité et sa qualité. En effet, cette grandeur physique, définie par le rapport des pression et vitesse acoustiques, présente des pics de résonance à proximité des fréquences de jeu. De plus, l'interprète atteint ces fréquences avec relativement plus de facilité lorsque l'amplitude et le facteur de qualité de ces pics sont élevés. Pour un résonateur non-poreux de géométrie cylindrique, l'impédance d'entrée se calcule à l'aide de modèles théoriques simples, où la vitesse radiale sur la surface interne de la perce est nulle, c'est-à-dire que l'impédance de paroi est infinie [1].

Cependant, dans la tradition occidentale, pour la fabrication des résonateurs, les facteurs d'instruments à vent utilisent régulièrement le bois, matériau poreux. Ils polissent la surface interne de la perce puis l'imprègnent typiquement d'un mélange d'huile de lin ou d'huile d'amandes douces et d'essence de térébenthine. Au cours de la vie de l'instrument, la perce est à nouveau huilée régulièrement. Ces étapes laissent supposer que la porosité du résonateur est finie, et varie avec le temps. Elles remettent donc en question la validité des hypothèses des modèles théoriques et donc du calcul de l'impédance d'entrée.

Cette étude vise à quantifier l'impact du polissage et de l'huilage sur la porosité du matériau dans la perce. Pour cela, nous proposons en section 2 un modèle simple de propagation acoustique dans un tuyau cylindrique à paroi poreuse. Il permet d'exprimer l'impédance de paroi, en fonction du nombre d'onde. Dans la section suivante, nous présentons une méthode expérimentale pour estimer le nombre d'onde dans un cylindre. Cette méthode est ensuite appliquée à cinq tuyaux cylindriques de différentes essences, typiquement utilisées en facture d'instruments à vent. Pour chaque essence, les impédances de paroi sont comparées à chaque étapes de facture.

2 Modèle de propagation acoustique dans un cylindre à paroi poreuse

Ce modèle permet d'exprimer le nombre d'onde dans un cylindre droit rigide de rayon interne a , de rayon externe b et de longueur L cf. Fig.1. La porosité du matériau est

modélisée par une impédance de paroi finie, notée Z_{paroi} . Elle est définie comme le rapport entre la pression acoustique sur la surface interne de la perce et la composante radiale de la vitesse acoustique, supposée indépendante des dimensions θ and z .

Ce modèle repose sur trois équations fondamentales de l'acoustique et des hypothèses simplificatrices [2] rappelées ci-dessous.

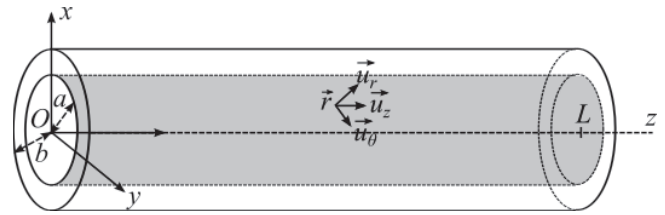


Figure 1 : Modèle de tuyau cylindrique rigide de rayon interne a , de rayon externe b et de longueur L .

2.1 Équation de Navier-Stokes

L'intervalle de fréquence considéré est supposé inférieure à la première fréquence de coupure du tuyau, $1.84 c_0 / (2\pi a)$, c_0 étant la vitesse du son dans des conditions adiabatiques. En conséquence, seules les ondes planes se propagent. La pression acoustique p est donc uniforme, en première approximation sur toute section droite et $\|\text{grad}(p)\| \approx \frac{dp}{dz}$. De plus, à cause de la viscosité de cisaillement non-négligeable, la composante longitudinale de la vitesse acoustique, v_z , n'est pas uniforme sur une section droite, et sa variation est largement plus grande dans la direction radiale que dans la direction longitudinale. Ces hypothèses permettent de simplifier l'équation de Navier-Stokes à la position \vec{r} , en l'absence de source :

$$\left(\frac{1}{c_0} \frac{\partial}{\partial t} - l_v \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \frac{\partial}{\partial r} \right) v_z = \frac{-1}{\rho_0 c_0} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (1)$$

ρ_0 est la masse volumique de l'air et l_v la longueur caractéristique des effets de viscosité de cisaillement. La composante v_z étant supposée finie sur l'axe du tuyau et nulle sur la paroi, sa valeur moyenne sur une section droite est :

$$\langle v_z \rangle = \frac{-1}{jk_0 \rho_0 c_0} \frac{\partial p}{\partial z} (1 - K_v) \quad (2)$$

$k_0 = \omega/c_0$ est le nombre d'onde dans des conditions adiabatiques, ω est la pulsation et la variable adimensionnée K_v exprime la dépendance radiale de v_z :

$$K_v = \frac{2 J_1(k_v a)}{k_v a J_0(k_v a)} \quad (3)$$

où $k_v = \sqrt{-jk_0/l_v}$. J_0 et J_1 sont les fonctions de Bessel de première espèce d'ordres 0 et 1.

2.2 Conservation de la masse

Pendant l'intervalle de temps δt , la variation de masse d'air dans le volume élémentaire $\delta V = \pi a^2 \delta z$ est $-(\partial \rho_0 v_z / \partial z + 2 \rho_0 v_r / a) \delta t \delta V$. Le premier terme exprime le transfert de masse dans la direction longitudinale et le second celui dans la direction radiale. $v_r = p / Z_{\text{paroi}}$ est la composante radiale de la vitesse acoustique à la surface de la paroi. Pour un matériau non-poreux, Z_{paroi} est infini et ce terme s'annule. La conservation de la masse, moyennée sur une section droite s'écrit donc :

$$\frac{\partial \langle \rho \rangle}{\partial t} = -\rho_0 \frac{\partial \langle v_z \rangle}{\partial z} - \rho_0 \frac{2}{a} \frac{p}{Z_{\text{paroi}}} \quad (4)$$

2.3 Conduction de la chaleur

En l'absence de source de chaleur, à la position \vec{r} , la température acoustique τ est donnée par une équation de propagation [2] :

$$\left(\frac{1}{c_0} \frac{\partial}{\partial t} - l_h \Delta \right) \tau = \frac{\gamma - 1}{\beta p_0 \gamma} \frac{1}{c_0} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (5)$$

γ est le coefficient de Laplace, β est le coefficient d'augmentation de pression isochore, l_h est la longueur caractéristique des effets thermiques et p_0 est la pression statique dans le tuyau. Comme pour v_z , τ est supposée nulle en $r = a$, finie sur l'axe du tuyau, et sa variation longitudinale est négligée par rapport à sa variation radiale. En conséquence, la valeur moyenne de τ sur une section droite est :

$$\langle \tau \rangle = \frac{\gamma - 1}{\beta p_0 \gamma} p (1 - K_h) \quad (6)$$

où la variable adimensionnée K_h exprime la dépendance radiale de τ :

$$K_h = \frac{2 J_1(k_h a)}{k_h a J_0(k_h a)} \quad (7)$$

avec $k_h = \sqrt{-jk_0/l_h}$.

2.4 Nombre d'onde

La variation élémentaire $d\rho_0$ donne une nouvelle relation entre la pression, la température et la masse volumique. Sa valeur moyenne sur une section droite est :

$$\frac{\langle \rho \rangle}{\rho_0} = \chi_T p - \beta \langle \tau \rangle \quad (8)$$

où χ_T est le coefficient de compressibilité isotherme de l'air. Les équations (6) et (8) donnent mènent à la relation $p = \langle \rho \rangle c^2$, où la célérité complexe $c = c_0 (\gamma p_0 \chi_T - (\gamma - 1)(1 - K_h))^{-1/2}$ diffère de c_0 à cause de la compressibilité de l'air et des échanges thermiques. Dans l'approximation des gaz parfaits, $\chi_T = 1/p_0$, $c = c_0 (1 + K_h (\gamma - 1))^{-1/2}$. D'où, dans le domaine fréquentiel, Eq. (4) devient :

$$\frac{\partial \langle v_z \rangle}{\partial z} = -p \left(\frac{j\omega}{\rho_0 c^2} + \frac{2}{a Z_{\text{paroi}}} \right) \quad (9)$$

Les équations (2) et (9) donnent l'équation de Helmholtz $\left(\frac{\partial^2}{\partial z^2} + k^2 \right) p = 0$ où le nombre d'onde k est donné par :

$$k = k_0 \left(\frac{1 + (\gamma - 1) K_h}{1 - K_v} + \frac{2 \rho_0 c_0^2}{j\omega (1 - K_v) a Z_{\text{paroi}}} \right)^{1/2} \quad (10)$$

K_v et K_h se calculent à partir des expressions des longueurs caractéristiques, $l_h = \frac{\kappa}{\rho_0 c_0 c_p}$ and $l_v = \frac{\mu}{\rho_0 c_0}$ [2]. ρ_0 et c_0 sont données par Cramer [3] et Davis [4]. La capacité thermique à pression constante C_p , la conductivité thermique κ et le coefficient de viscosité de cisaillement μ sont donnés par Pierce [5] et la formule de Sutherland [6]. Les valeurs de ces coefficients sont résumées dans le tableau 1, dans les conditions de température et d'humidité relative mesurées au cours de l'estimation de Z_{paroi} , cf. Section 3,

Tableau 1: valeurs des paramètres nécessaires au calcul du nombre d'onde dans les conditions expérimentales de température et d'humidité relative.

Température	19.4 °C ≤ T ≤ 22.7 °C
Humidité relative	57% ≤ HR ≤ 62%
Masse volumique de l'air	1.19 kg.m ⁻³ ≤ ρ ₀ ≤ 1.20 kg.m ⁻³
Célérité du son	343.7 m.s ⁻¹ ≤ c ₀ ≤ 345.9 m.s ⁻¹
Conductivité thermique	κ = 26 mW.m ⁻¹ .K ⁻¹
Viscosité de cisaillement	μ = 1.84.10 ⁻⁵ Pa.s
Capacité thermique massique à pression constante	C _p = 1002 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Coefficient de Laplace	γ = 1.4
Longueur caractéristique des effets thermiques	62.0 nm ≤ l _h ≤ 63.0 nm
Longueur caractéristique des effets visqueux	44.6 nm ≤ l _v ≤ 44.9 nm

Avec les valeurs de l_h et l_v , cf. tableau 1, pour les tuyaux considérés, de rayon de l'ordre de 7.5 mm et aux fréquences considérées, supérieures à 300 Hz, $k_h a$ et $k_v a$ ont des modules largement supérieurs à 1. De plus, leurs arguments

valent -45° . Dans ces conditions, K_v et K_h valent respectivement $2\sqrt{c_0 l_v / j\omega} / a$ et $2\sqrt{c_0 l_h / j\omega} / a$.

Pour un tuyau non-poreux, Z_{paroi} est infini, et Eq. (10) donne une expression simplifiée du nombre d'onde :

$$k_\infty = k_0 + \Gamma_\infty(1 - j) \quad (11)$$

où le facteur d'atténuation Γ_∞ est proportionnel à $\sqrt{\omega}$:

$$\Gamma_\infty = \sqrt{\omega} \frac{1 + (\gamma - 1)/B}{ac_0\sqrt{2\rho_0/\mu}} \quad (12)$$

$B = \sqrt{l_v/l_h}$ est le nombre de Prandtl.

3 Estimation de l'impédance de paroi

3.1 Fabrication des tuyaux de bois

Afin d'étudier l'influence des étapes de polissage et d'huilage sur la porosité des résonateurs d'instruments à vent en bois, quatre tuyaux cylindriques ont été fabriqués par un facteur de flûtes dans différentes essences : Grenadille du Mozambique (*Dalbergia melanoxylon*), buis (*Buxus sempervirens*), poirier (*Pyrus communis L.*) et érable (*Acer pseudoplatanus*). Ces essences sont couramment utilisées notamment pour la facture des clarinettes et hautbois modernes, des hautbois et flûtes baroques, des serpents et cornets à bouquin. Les tuyaux ont même longueur, 240.5 ± 0.9 mm, même diamètre interne 14.9 ± 0.2 mm et même diamètre externe 30.0 ± 0.7 mm. Conformément aux pratiques des facteurs pour la plupart des instruments à vent, la direction des tuyaux est choisie parallèle à la fibre du bois.

Certains instruments, comme le serpent ou le cornet à bouquin, ont cependant des résonateurs courbés, présentant donc un angle non-nul variable par rapport à la fibre. Afin d'étudier l'influence de la direction sur la porosité dans la perce, un cinquième tuyau de mêmes dimensions a été fabriqué, présentant un angle de 60° par rapport à la fibre du bois. Ce tuyau, dit « incliné » dans la suite, est fabriqué dans le même carrelé que le tuyau droit en érable.

Chacune des pièces de bois a séché pendant plusieurs années et est comparable en qualité à celles utilisées par le facteur.

Les tuyaux sont percés puis tournés. La surface interne est ensuite polie successivement à l'aide de trois papiers abrasifs de tailles de grains $68 \mu\text{m}$, $36 \mu\text{m}$ et $23 \mu\text{m}$. Deux mois plus tard, les tuyaux sont trempés intégralement dans un mélange d'huile de lin (5/6) et d'essence de térébenthine (1/6) pendant quatre jours. Plus de détails sur la fabrication des tuyaux sont donnés dans une étude précédente [8].

3.2 Estimation du nombre d'onde

Avec le modèle précédent, l'impédance de paroi d'un tuyau cylindrique s'obtient à partir du nombre d'onde k , cf. Eq. (10). Il est estimé à l'aide d'une méthode décrite précédemment [8]. Elle repose sur deux mesures d'impédance d'entrée du tuyau fermé à son extrémité : l'une notée Z_1 , avec une colonne d'air de longueur L , et l'autre, Z_2 , avec une colonne d'air de longueur $L/2$. Dans ces conditions :

$$k = \frac{2}{L} \text{Arctan} \left(1 - 2 \frac{Z_1}{Z_2} \right) \quad (13)$$

Pour chaque tuyau, la mesure de Z_1 est effectuée en plaçant un bouchon étanche à son extrémité. Pour cela, un cylindre d'aluminium entouré d'un joint torique, de diamètre égal à celui de la perce, est inséré dans la perce. La colonne d'air mesure alors 238.5 mm à 0.5 mm près. Pour la mesure de Z_2 , un cylindre de silicone étanche est inséré dans la perce de façon à réduire la colonne d'air de moitié.

Les mesures d'impédance sont effectuées à l'aide d'un capteur réalisé par le LAUM et le CTTM, Le Mans. La source sonore est une sinusoïde d'amplitude calibrée, dont la fréquence est une fonction exponentielle du temps. Chaque impédance d'entrée est estimée sur l'intervalle [300 Hz, 2.8 kHz], selon une méthode détaillée par Le Roux et al. [7], en moyennant dix acquisitions de pressions acoustiques dans les cavités du capteur. La résolution fréquentielle des mesures est égale à 0.2 Hz.

Pour chaque tuyau les mesures Z_1 et Z_2 sont effectuées avant polissage de la perce, après polissage de la perce puis après huilage. A chaque étape, le nombre d'onde k est déduit de Eq. (13). Sa différence avec le nombre d'onde réel k_0 représente la dissipation acoustique dans la perce, notamment due aux pertes viscothermiques et à la porosité du matériau. Les facteurs d'atténuation $\Gamma = -\text{Im}(k)$ et les différences $\text{Re}(k) - k_0$ des tuyaux sont comparés avant polissage, après polissage et après huilage cf. Fig. 2 pour le tuyau en érable droit.

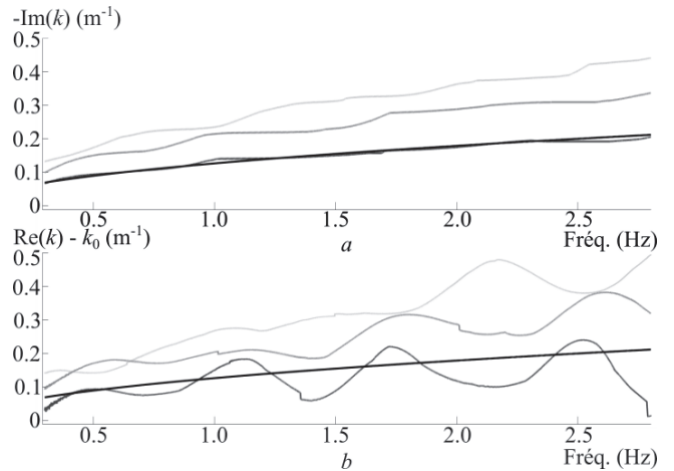


Figure 2 : Coefficient d'atténuation $-\text{Im}(k)$ (a) et $\text{Re}(k) - k_0$ (b) estimés pour le tuyau en érable droit avant polissage (gris clair), après polissage (gris) et après huilage (gris foncé), et courbes théoriques pour un modèle de tuyau rigide non poreux de mêmes dimensions (noir).

Les courbes de la Fig. (2) montrent que les étapes de polissage et d'huilage réduisent significativement $-\text{Im}(k)$ et $\text{Re}(k) - k_0$, c'est-à-dire les termes de dissipation acoustique dans le nombre d'onde.

D'éventuelles erreurs de phase dans les mesures d'impédance provoquent des rotations du rapport Z_1/Z_2 autour de l'origine dans le plan complexe. A cause de la fonction Arctan dans l'estimation du nombre d'onde, cf. Eq. (13), ces erreurs peuvent être à l'origine des fluctuations observées sur les courbes de la figure (2).

Malgré ces artefacts expérimentaux, à chaque étape, $-\text{Im}(k)$ et $\text{Re}(k) - k_0$ ont le même ordre de grandeur. En effet, comme le montrent les courbes de même niveau de

gris sur la Fig. (3), les rapports entre les valeurs expérimentales, $-\text{Im}(k)$ et $\text{Re}(k) - k_0$, et théoriques, $-\text{Im}(k_\infty)$ et $\text{Re}(k_\infty) - k_0$, calculées avec une impédance de paroi infinie, ont des valeurs similaires. La moyenne sur l'intervalle de fréquence considéré [300 Hz, 2.8 kHz], est notée α_m^n . n indique l'étape de facture : 0 avant polissage, 1 après polissage et 2 après huilage. m indique le tuyau considéré : A et a pour les tuyaux droit et incliné en érable (*Acer pseudoplatanus*), B pour celui en buis (*Buxus sempervirens*), P pour celui en poirier (*Pyrus communis L.*) et D pour celui en Grenadille du Mozambique (*Dalbergia melanoxylon*).

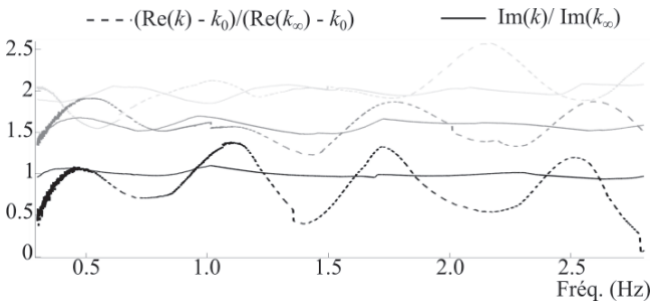


Figure 3 : Rapports $\text{Im}(k)/\text{Im}(k_\infty)$ (traits pleins) et $(\text{Re}(k) - k_0)/(\text{Re}(k_\infty) - k_0)$ (tirets) estimés pour le tuyau en érable droit avant polissage (gris clair), après polissage (gris) et après huilage (gris foncé).

Les variations des rapports $\text{Im}(k)/\text{Im}(k_\infty)$ sont relativement faibles par rapport aux valeurs de $\text{Im}(k)$. En effet, sur l'intervalle de fréquence considéré, leur écart-type valent respectivement 1.6%, 3.6% et 3.7% de leur valeur moyenne, avant polissage, après polissage et après huilage. La même tendance est observée pour les autres tuyaux de bois considérés, comme le montrent les valeurs du tableau 2.

Pour les tuyaux droits en érable, buis et poirier, les valeurs α_A^2 , α_B^2 et α_P^2 du tableau 2 sont égales à 1. Après huilage, le facteur d'atténuation moyenné sur l'intervalle

[300 Hz, 2.8 kHz] est donc égal à celui du modèle de tuyau non-poreux. Pour le tuyau en Grenadille du Mozambique, le facteur d'atténuation atteint déjà cette valeur avant polissage et diminue légèrement après huilage : $\alpha_D^2 = 0.9$. Cette valeur aberrante montre les limites de précision de la méthode d'estimation.

D'après les faibles écarts-type relatifs du tableau 2, pour chaque tuyau les rapports $\text{Im}(k)/\text{Im}(k_\infty)$ subissent de faibles variations sur l'intervalle de fréquence considéré. Ainsi, en première approximation, les estimations des nombres d'onde s'écrivent en fonction de Γ_∞ :

$$k_m^n = k_0 + \alpha_m^n \Gamma_\infty (1 - j), \quad n \in \{0, 1, 2\}, m \in \{a, A, B, P, D\} \quad (14)$$

3.3 Impédance de paroi

Pour chaque tuyau et à chaque étape, avant polissage, après polissage et après huilage, une première estimation de l'impédance de paroi est donnée par les Eqs (3), (7) et (10). La valeur du nombre d'onde est celle estimée à partir des mesures d'impédance d'entrée Eq. (13).

Une autre estimation est donnée par la valeur k_m^n du nombre d'onde, cf. Eq. (14), et la valeur du coefficient α_m^n du tableau 2. Avec cette approximation, l'impédance de paroi est donnée par Eq. (15) :

$$Z_{\text{paroi}} = \frac{\rho_0 c_0 / a}{\left(\frac{\Gamma^2}{k_0^2} + \Gamma(1+j)\right)^{(1-K_p)} - j \frac{k_0}{2} ((\gamma-1)K_h + K_v)} \quad (15)$$

Elle peut ainsi être calculée en remplaçant Γ par $\alpha_m^n \Gamma_\infty$ et en utilisant Eq. (12) et les données des tableaux 1 et 2. Pour chaque tuyau les deux estimations sont comparées avant polissage et après polissage, cf. Fig. 4. $\alpha_m^n = 1$ mène à $\Gamma = \Gamma_\infty$ et donc à une impédance de paroi infinie. Les courbes correspondant au tuyau en Grenadille du Mozambique ainsi qu'à tous les tuyaux droits huilés ne sont donc pas tracées.

Tableau 2 : rapports entre les valeurs expérimentales du facteur d'atténuation $\Gamma = -\text{Im}(k)$, estimées pour les tuyaux de bois, et Γ_∞ calculées avec un modèle théorique de tuyau non-poreux. Pour chaque rapport, $\langle \Gamma/\Gamma_\infty \rangle$ et $\sigma/\langle \Gamma/\Gamma_\infty \rangle$ représentent la moyenne et l'écart-type relatif sur l'intervalle [300 Hz, 2.8 kHz].

	Avant polissage		Après polissage		Après huilage	
	$\langle \Gamma/\Gamma_\infty \rangle$	$\frac{\sigma}{\langle \Gamma/\Gamma_\infty \rangle}$	$\langle \Gamma/\Gamma_\infty \rangle$	$\frac{\sigma}{\langle \Gamma/\Gamma_\infty \rangle}$	$\langle \Gamma/\Gamma_\infty \rangle$	$\frac{\sigma}{\langle \Gamma/\Gamma_\infty \rangle}$
Érable biais	$\alpha_a^0 = 4.0$	5.7%	$\alpha_a^1 = 2.4$	6.3%	$\alpha_a^2 = 1.3$	7.4%
Érable	$\alpha_A^0 = 2.0$	1.6%	$\alpha_A^1 = 1.6$	3.6%	$\alpha_A^2 = 1.0$	3.7%
Buis	$\alpha_B^0 = 1.8$	3.6%	$\alpha_B^1 = 1.4$	3.6%	$\alpha_B^2 = 1.0$	3.5%
Poirier	$\alpha_P^0 = 1.4$	5.3%	$\alpha_P^1 = 1.3$	3.2%	$\alpha_P^2 = 1.0$	7.8%
Grenadille	$\alpha_D^0 = 1.0$	3.2%	$\alpha_D^1 = 1.0$	2.8%	$\alpha_D^2 = 0.9$	6.3%

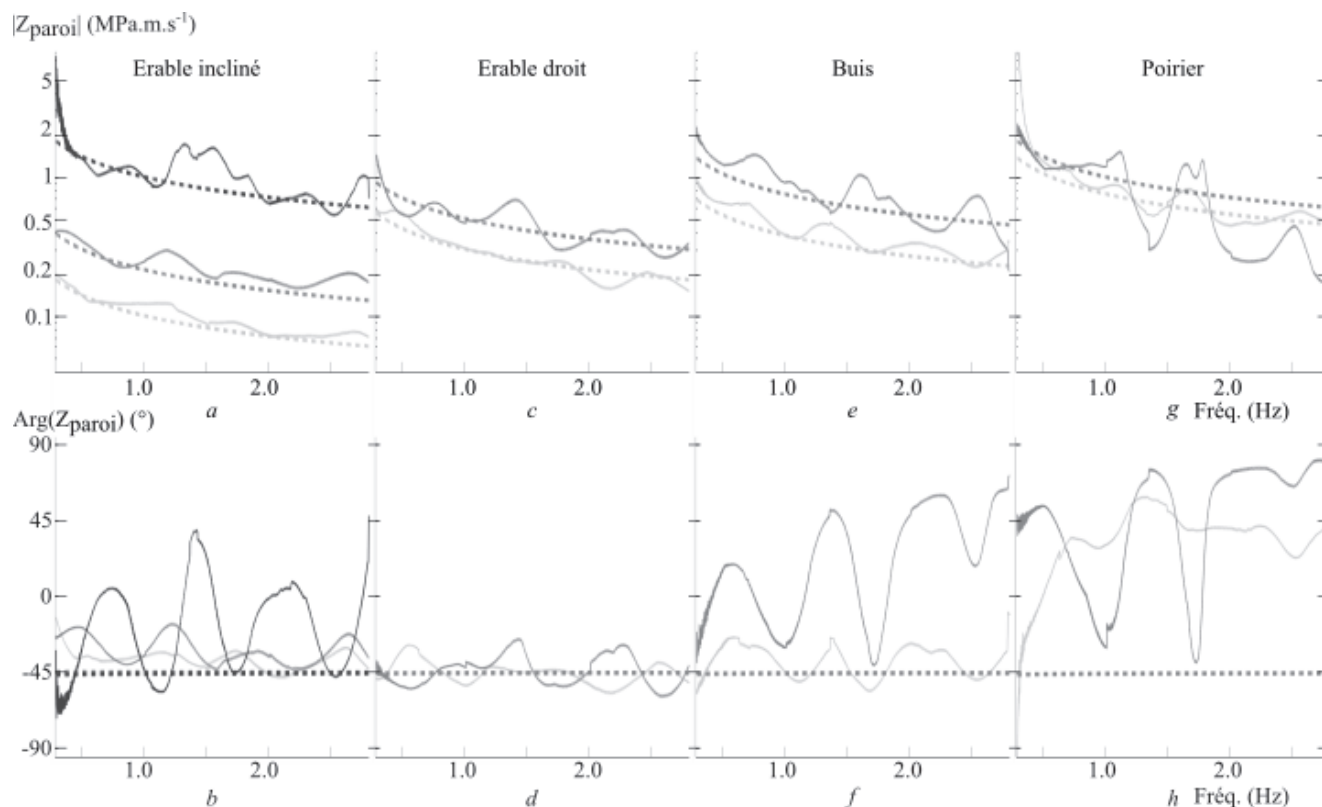


Figure 4 : Modules (haut) et phases (bas) de l'impédance de paroi des tuyaux en bois en érable, incliné (*a* et *b*) et droit (*c* et *d*), en buis (*e* et *f*) et en poirier (*g* et *h*). Pour chaque tuyau l'impédance est estimée à partir de Eq. (10) (traits pleins) et de l'approximation donnée par Eq. (14), avant polissage (gris clair), après polissage (gris) et après huilage (gris foncé) dans le cas de l'érable incliné.

3.4 Discussion

Pour chaque tuyau et chaque étape de facture, les modules des deux estimations de Z_{paroi} ont même allure. Ils décroissent tous les deux en fonction de la fréquence. Avec la seconde estimation, la phase de Z_{paroi} reste constante, proche de -45° . Les différences entre les deux estimations sont d'autant plus grandes que $|Z_{\text{paroi}}|$ est élevé, donc pour les tuyaux polis. Ces écarts sont particulièrement visibles sur les courbes de phase.

Malgré ces différences, les estimations permettent de comparer les impédances des différents tuyaux à chaque étape de facture. Avant polissage, $|Z_{\text{paroi}}|$ est plus faible pour le tuyau en érable droit, entre 0.2 et 0.6 $\text{MPa} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$, et pour le buis, entre 0.2 et 0.7 $\text{MPa} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$, que pour le poirier, entre 0.5 et 1.4 $\text{MPa} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$. Il est significativement plus petit pour le tuyau en érable incliné, entre 0.06 et 0.2 $\text{MPa} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$, que pour celui en érable droit. Les deux tuyaux étant coupés dans le même carrelet, ce résultat suggère que la porosité du matériau, plus importante dans le tuyau incliné, réduit considérablement l'impédance de paroi.

Les impédances de paroi augmentent significativement après polissage de la perce. Cet accroissement est différent pour chaque tuyau. Il est notamment plus important pour celui en érable incliné, initialement plus poreux. L'ordre des impédances de paroi, par valeurs croissantes, est le même avant et après polissage : érable incliné, érable droit, buis et poirier.

Pour chaque tuyau, l'huilage a un impact plus important que le polissage. En effet, il multiplie $|Z_{\text{paroi}}|$ environ par 5

pour le tuyau en érable incliné et l'augmente jusqu'à l'infini pour les autres tuyaux.

4 Conclusions et perspectives

Un modèle de propagation acoustique dans un tuyau à paroi poreuse a été proposé. Il est obtenu en tenant compte des transferts de masse d'air à l'intérieur de la paroi. Ce modèle mène à deux estimations de l'impédance de paroi à l'intérieur du tuyau ; l'une, paramétrée par un seul coefficient réel, est une approximation de l'autre.

Cette méthode a été appliquée à cinq tuyaux de bois, de différentes essences, couramment utilisées en facture d'instruments à vent, et de différentes directions par rapport à la fibre du bois.

Les mesures d'impédance de paroi permettent de classer les tuyaux de bois, du plus poreux au moins poreux : érable incliné, érable droit, buis, poirier et grenadille du Mozambique. Cet ordre est le même avant et après polissage. Les étapes de polissage et huilage accroissent significativement l'impédance de paroi. Après huilage, toutes les estimations d'impédance de paroi sont infinies sauf celle du tuyau en érable incliné.

Cette étude suggère que dans la tradition occidentale, certaines étapes de fabrication des résonateurs en bois tendent à annuler la porosité de la paroi dans la perce. De tels résultats seront utiles dans des projets à venir, destinés à rechercher des matériaux de substitution pour la facture d'instruments à vent.

Par ailleurs, l'estimation de l'impédance de paroi permet de rendre compte de l'état de surface dans la perce à partir de deux mesures d'impédance et d'un bouchon étanche.

Pour un nombre croissant de facteurs équipés aujourd'hui d'un dispositif de mesure d'impédance acoustique, cette méthode non-intrusive présente donc un intérêt significatif.

Remerciements

Ce travail s'intègre dans le projet FaRéMi : Faire Parler les Instruments de Musique du Patrimoine. Il a bénéficié d'une aide de l'État Français géré par l'Agence Nationale de la Recherche au titre de l'Idex Sorbonne Universités dans le cadre du programme Investissements d'avenir portant la référence ANR-11-IDEX-0004-02. Nous remercions également Philippe Bolton, pour la facture des tuyaux en bois.

Références

- [1] A. Chaigne, J. Kergomard, *Acoustique des instruments de musique*, Humensis, chapitre 7 (2015).
- [2] M. Bruneau, *Manuel d'acoustique fondamentale*, Hermès, Paris, chapitre 2 (1998).
- [3] O. Cramer, The variation of the specific heat ratio and the speed of sound in air with temperature, pressure, humidity, and CO2 concentration, *J. Acoust. Soc. Am.* **93**(5), 2510–2516 (1993).
- [4] R.S. Davis, Equation for the determination of the density of moist air (1981/91), *Metrologia* **29**(1), 67–70 (1992).
- [5] A.D. Pierce, *Acoustics: An Introduction to its Physical Principles and Applications*, McGraw-Hill, New York, chapitre 10, pp. 508–562 (1981).
- [6] A.J. Smits, J.-P. Dussauge, *Turbulent shear layers in supersonic flow*, Springer Science & Business Media, New-York, USA (2006).
- [7] J.-C. Le Roux, M. Pachebat, J.-P. Dalmont, A new impedance sensor for industrial applications, 11ème Congrès Français d'Acoustique, Nantes, pp. 3503–3508 (2012).
- [8] H. Boutin, S. Le Conte, S. Vaiedelich, B. Fabre, J.-L. Le Carrou, Acoustic dissipation in wooden pipes of different species used in wind instrument making: An experimental study, *J. Acoust. Soc. Am.* **141**(4), 2840–2848 (2017).