

# Chapitre II

## Protocole expérimental général

### Table des matières

II.1	Introduction du chapitre . . . . .	10
II.2	Présentation du dispositif expérimental actuel . . . . .	10
II.2.1	Géométrie du réfrigérateur Tacot . . . . .	10
II.2.1.1	Cavité thermoacoustique . . . . .	10
II.2.1.2	Noyau thermoacoustique . . . . .	10
II.2.2	Chaîne d'excitation et d'acquisition . . . . .	12
II.3	Protocole expérimental . . . . .	14
II.3.1	Définition des orientations . . . . .	14
II.3.2	Acquisitions . . . . .	15
II.3.2.1	Procédures d'acquisition . . . . .	15
II.3.2.1.a	Mesures sans acoustique . . . . .	16
II.3.2.1.b	Mesures avec acoustique . . . . .	16
II.4	Ensemble des simulations réalisées . . . . .	17
II.4.1	Estimation théorique du flux de chaleur de convection naturelle . . . . .	17
II.4.1.1	Études simplifiées . . . . .	17
II.4.1.1.a	Sans acoustique . . . . .	17
II.4.1.1.b	Avec acoustique . . . . .	19
II.4.1.2	Éléments finis . . . . .	20
II.4.1.2.a	Volume d'adaptation d'impédance . . . . .	20
II.4.1.2.b	Régénérateur . . . . .	20
II.4.2	Modèle du régime transitoire sans convection naturelle . . . . .	20

C'est bien ta carte mentale de plan de thèse, + lisible  
qu'il s'annonce. Il faut qq chose comme ça en début de  
chaque chapitre? 1 carte peu détaillée en intro de thèse et  
au fur et à mesure + q de feuilles + ?



## II.1 Introduction du chapitre

Après avoir brièvement rappelé les bases de fonctionnement des machines thermoacoustiques, il est temps de décrire le réfrigérateur support de cette thèse.

Le choix de la géométrie, les paramètres hydrauliques du régénérateur utilisé, et enfin la chaîne d'excitation et d'acquisition sont présentés dans la section II.2 (**Présentation du dispositif expérimental actuel**). La deuxième partie présente les conditions expérimentales choisies ainsi que le protocole suivi pour chaque mesure dans la section II.3 (**Protocole expérimental**). Les simulations théoriques réalisées sont ensuite expliquées en troisième partie, dans la section II.4 (**Ensemble des simulations réalisées**).

Ces parties visent à créer une vue d'ensemble de ce qui est fait durant cette thèse et le présenter de manière globale pour pouvoir s'y référer dans les différents chapitres suivants.

## II.2 Présentation du dispositif expérimental actuel

### II.2.1 Géométrie du réfrigérateur TACOT

#### II.2.1.1 Cavité thermoacoustique

La pompe à chaleur a été dimensionnée et fabriquée dans le cadre du projet ANR TACOT (ThermoAcoustic Cooler for Onroad Transportation), qui porte sur l'application d'une pompe à chaleur thermoacoustique pour la climatisation automobile [39]. Ce projet apporte beaucoup de contraintes, dont l'une des principales est la compacité. Contrairement aux autres systèmes thermoacoustiques existant et bien plus volumineux (tels que le liquéfacteur de gaz naturel développé par Swift et Wollan au Los Alamos National Laboratory [34, 35], ou le réfrigérateur cryogénique thermoacoustique spatial (STAR) [32, 36]), les dimensions doivent être réduites tout en conservant un pompage de chaleur efficace. Pour cela, une géométrie coaxiale pour la cavité thermoacoustique est préférée à celle toroïdale usuellement utilisée en suivant les travaux de Poignand *et al.* [15, 16]. L'ajout d'une source acoustique secondaire dans la cavité thermoacoustique permet également de gagner en compacité, en remplaçant un résonateur plus long par la masse de son équipement mobile et la souplesse de sa suspension, tel que réalisé dans les travaux de Poese *et al.* [40]. De plus, la présence de cette source assure le déphasage optimal entre pression et vitesse acoustiques au sein du noyau thermoacoustique. Un schéma général présente la géométrie de la pompe à chaleur sur la figure II.1, adapté de Ramadan *et al.* [18].

#### II.2.1.2 Noyau thermoacoustique

Tout comme la machine qui le contient, le noyau adopte une géométrie cylindrique et est composé d'un régénérateur encadré par deux échangeurs de chaleur. Les axes  $e_x$  et  $e_r$  sont alors respectivement définis dans les directions axiale et radiale du noyau, avec pour direction positive choisie dans le sens de l'échangeur froid vers l'échangeur ambiant pour le premier, et du centre du noyau vers l'extérieur pour le second.

Le régénérateur est composé de tissus métalliques (Gantois, modèle : 102045) empilés dans une enceinte cylindrique de diamètre intérieur  $D_{reg} = 148$  mm et de longueur  $L_{reg} = 39$  mm pour atteindre une porosité  $\Phi$  souhaitée et définie par

$$\Phi = \frac{V_{gaz}}{V_{tot}}$$

Nettoyé (photo) (II.1)

expliquer + ?  
ou multiplier ?

Présenter le TACOT + avant -  
Photo du banc → montrer le gaz → He Ar CO2  
Eau, circuit eau, ...  
Donner les Hx, sources, donner volume,  
matériau, Reg. Après des perf → 1 photo  
fonctionnement typique  
Donner les Tc, Tn,  
Puis donner Q,  
Particulièrement  
est froid.

En plus de permettre l'insertion  
du volume de la machine, utiliser l'axe radial  
offre + de flexibilité que l'axe axial en matière de scellement p/u et  
permet en particulier de cibler le

dire combien

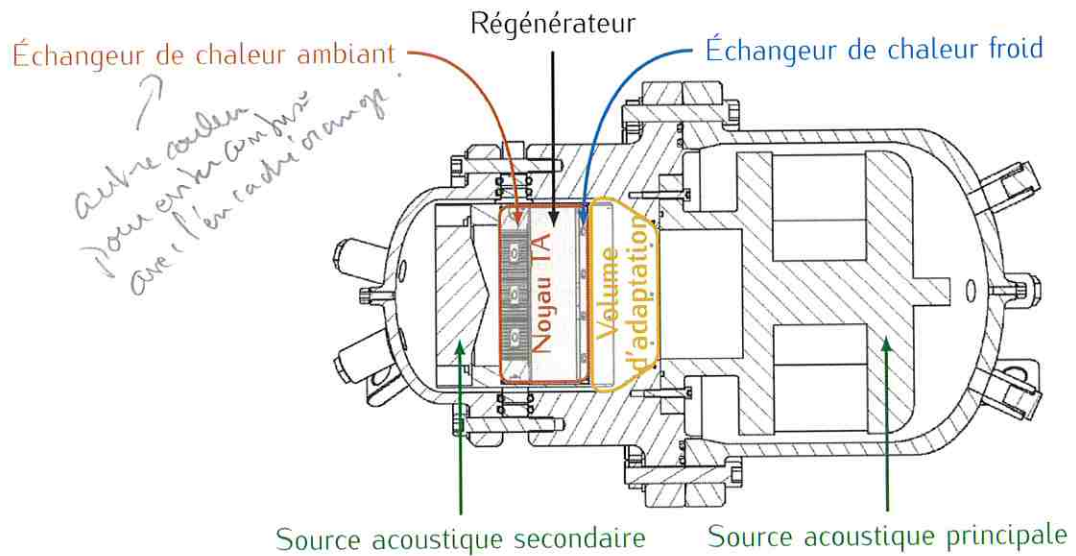


FIGURE II.1 – Schéma général du réfrigérateur Tacot.

où  $V_{\text{gaz}}$  représente le volume occupé par le gaz dans le régénérateur, et  $V_{\text{tot}}$  le volume total du régénérateur. Le matériau est poreux et tortueux, et le rayon hydraulique est alors défini par [8]

(car l'ouverture des disques empilés est aléatoire)

$$r_h = d_w \frac{\phi}{4(1 - \phi)} \quad \text{photo du matériau rempli} \quad (II.2)$$

avec  $d_w$  le diamètre du fil. Ce matériau poreux dispose d'une certaine capacité à laisser passer un écoulement. Cette perméabilité est notée  $K_p$  et est définie par

$$K_p = \left\{ \frac{4r_h^2 \phi}{8} \right\} \quad (II.3)$$

{d'après le excel du LISN}, ou

↳ dans IFMAT 149 (2020) Hinecheval, on fait ref à Nield & Bejan pour le choix de la perméabilité du poreux. Correct in Porous Media, 2006 voir c'est bien cette ref à mettre ici.

$$K_p = \left\{ v_{\text{ref}} \frac{\nu \Delta x}{\Delta P} \right\} \quad (II.4)$$

{d'après la formulation générale.} ref Allard?

Les dimensions et paramètres du régénérateur sont résumés dans le tableau II.1.

Paramètre [unité]	Valeur
Diamètre du noyau $D_{\text{reg}}$ [m]	$148 \cdot 10^{-3}$
Longueur du régénérateur $L_{\text{reg}}$ [m]	$39 \cdot 10^{-3}$
Diamètre du fil $d_w$ [m]	$53 \cdot 10^{-6}$
Rayon hydraulique $r_h$ [m]	$2,81 \cdot 10^{-5}$
Porosité du noyau $\phi$ [%]	68
Couche limite thermique $\delta_k$ [m]	$1,4452 \cdot 10^{-4}$
Couche limite visqueuse $\delta_v$ [m]	$9,1120 \cdot 10^{-5}$
{Perméabilité} [m <sup>2</sup> ]	$2,68 \cdot 10^{-10}$

TABLE II.1 – Paramètres hydrauliques du régénérateur à la fréquence de fonctionnement,  $f = 47 \text{ Hz}$ 

↳ emboitant de l'évoquer pour la 1<sup>re</sup> fois juste de 1 capte de fig.  
 Photos de la peau d'une personne qui découvre la machine pour bien présenter tout calmement avec plein de photos et schémas.  
 est ce que tu as déjà parlé de freq de travail? trop tôt?



Cette machine nécessite entre autres choses le respect de la condition  $\delta_{k,v} \gg r_h$ , de sorte à avoir un excellent contact thermique entre le fluide et le solide poreux. Pour le fluide considéré, les épaisseurs de couches limites sont tracées en fonction de la fréquence et comparé au rayon hydraulique sur la figure II.2.

*explique mieux et/ou faire ref au travail de Gaëlle*  
*Phase press = vitesse optimale possible → quasi-stationnaire → cycle*  
*Shilling → éponge thermique.*

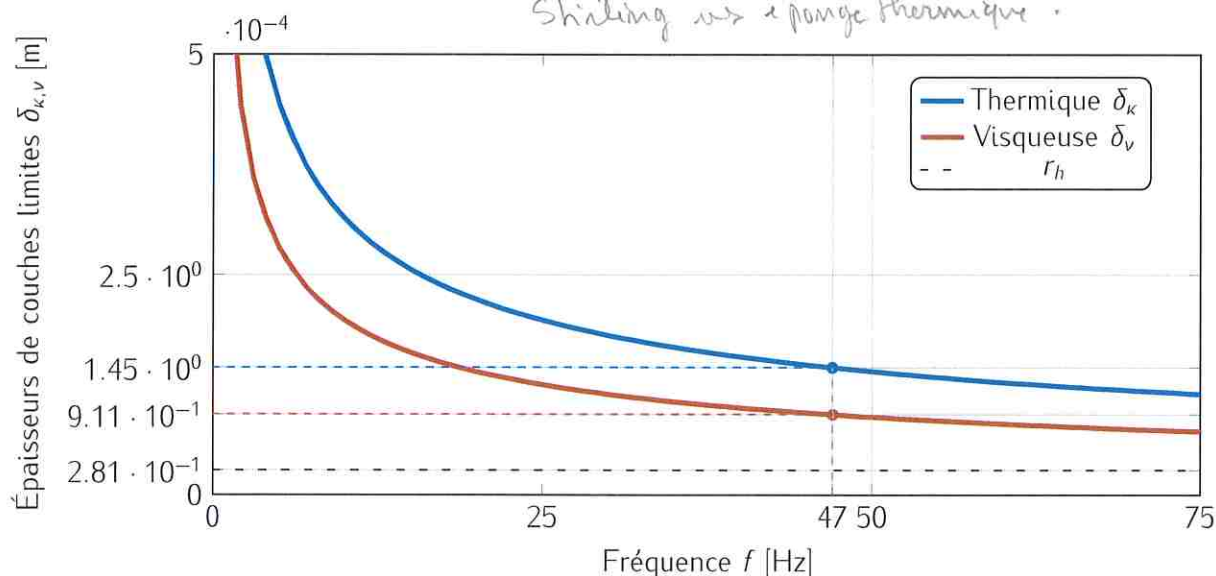


FIGURE II.2 – Évolution des épaisseurs de couches limites thermique et visqueuse en fonction de la fréquence, définies par le système d'équations (I.1).

## II.2.2 Chaîne d'excitation et d'acquisition

L'instrumentation utilisée est basée sur celle conçue au début du projet [18], tout en modifiant quelques éléments.

Premièrement, la chaîne d'excitation est présentée. Elle est assez simple, et se compose d'un générateur de fonction à deux canaux (TekTronix AFG3022). Chaque canal est ensuite connecté à un amplificateur pour chaque source acoustique. La source principale (RIX Industries, 1S241M) est alimentée par un amplificateur QSC PLD4.5, et la source secondaire (Peerless, GBS135F) par un amplificateur Yamaha P3500S.

Ensuite, la chaîne d'acquisition se compose de plus de trente capteurs. Tous ne sont pas utilisés, mais peuvent servir de contrôle durant une expérience, pour s'assurer du bon déroulement de celle-ci.

**Alimentation électrique des sources** L'alimentation électrique de la source acoustique principale est mesurée au moyen d'une sonde différentielle pour la tension {et le courant?}. Pour la source acoustique secondaire, un multimètre et une pince de courant se chargent de mesurer sa consommation électrique. En parallèle, les tensions aux bornes des deux sources sont affichées sur un oscilloscope pour s'assurer du déphasage.

*leur*

**Température** Dix-neuf thermocouples Type K de 0,5 mm de diamètre sont placés de la manière suivante : quinze thermocouples mesurent la température en différentes positions du noyau, un devant la source acoustique principale, deux derrière celle-ci, et un derrière la source acoustique secondaire. La carte d'acquisition utilisée (National Instruments, NI9213) ne comporte que seize

*Cependant*

## II.2. PRÉSENTATION DU DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL ACTUEL

il convient donc d'ajouter les info recherches de l'expérimental, de sélectionner les entrées et pour toutes les mesures ce sont les thermocouples du noyau et de devant la source acoustique principale qui y sont connectés. Le placement de ces thermocouples d'intérêt est représenté sur la figure II.3 par les symboles '•'.  
*3 TC dont les fréquences ne seront pas enregistrées.*  
*dehors de la machine,*

Dans tous les résultats de

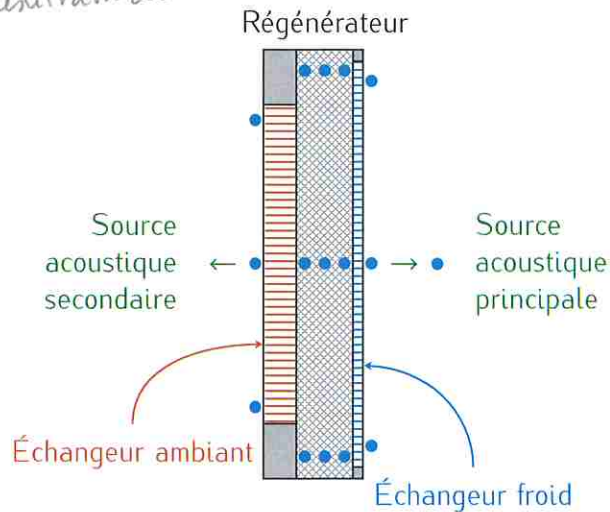


FIGURE II.3 – Emplacement des thermocouples dans le noyau thermoacoustique. Zoom sur l'encadré orange de la figure II.1.

**Pression dynamique** Quatre sondes piézoélectriques (PCB Piezotronics, 113B28) captent les oscillations de pression dans la pompe à chaleur. Deux sont placées à l'arrière de chacune des sources acoustiques, et les deux autres dans le canal de rétroaction de la cavité thermoacoustique. Les capteurs sont ensuite connectés à une carte d'acquisition (National Instruments, NI9234). Ces sondes doivent supporter la pression statique élevée à l'intérieur de la machine, ainsi que l'amplitude acoustique nécessaire au processus thermoacoustique. De plus, elles doivent être affleurantes aux parois auxquelles elles sont montées, ce qui empêche leur installation au sein du noyau. Toutefois, la longueur d'onde dans le mélange de gaz vaut  $\lambda = 11,7\text{ m}$  à la fréquence de fonctionnement  $f = 47\text{ Hz}$  et est suffisamment grande pour garantir une amplitude de pression constante dans toute la machine.

**Pression statique** Deux capteurs (Endress, Cerabar PMP21) sont connectés sur les deux tuyaux d'alimentation en gaz de la pompe à chaleur d'un côté, et sur une carte d'acquisition (National Instruments, NI9234) de l'autre. Les arrivées de gaz se trouvent de part et d'autre de la source acoustique principale et on pour but d'éviter une surpression sur sa face avant ou arrière et son endommagement.

**Puissance extraite par l'échangeur ambiant** Le fonctionnement de cet échangeur est détaillé dans l'annexe B. Pour déterminer la quantité de chaleur extraite du côté ambiant du noyau, la différence de température entre l'entrée d'eau de l'échangeur et sa sortie d'eau est mesurée grâce à deux sondes de platine PT100 connectées sur une carte d'acquisition (National Instruments, NI9217).

**Déplacement des sources** Le piston de chaque source acoustique est équipé d'un accéléromètre. Pour la source acoustique principale, l'accéléromètre (MMF, KS91C) est collé sur la face arrière, tandis que pour la source secondaire, le capteur (PCB Piezotronics, 352C23) est collé sur la face avant. Ces capteurs sont choisis de sorte à ne pas trop varier la masse de l'équipage mobile, en

Je pense que les échangeurs doivent être présentes ds ta thèse.



particulier pour la source secondaire où la masse du piston et celle de l'ensemble accéléromètre et câble sont du même ordre de grandeur.

Toutes les connexions entre l'intérieur de la machine sous haute pression statique et l'extérieur se font via des traversées étanches. Pour les capteurs, il s'agit de HF2-8CU+16K de Spectite, dimensionnées pour 550 bar. Pour les sources acoustiques, une traversée FA17613 de Solid Sealing Technology est choisie, et pour la source acoustique secondaire, le modèle FA36735 du même fabricant est retenu.

## II.3 Protocole expérimental

Pour l'étude de l'influence de la gravité sur la distribution de température dans son noyau et ses performances, le réfrigérateur doit pouvoir être orienté dans toutes les orientations utiles. Pour ce faire, il est suspendu par des palans grâce aux fixations situées à ses extrémités et au milieu dans le sens de sa longueur. La figure II.4(a) présente le réfrigérateur accroché à ses extrémités, et la figure II.4(b) les trois palans pour le soutenir. Les deux palans de couleur grise, initialement présents pour régler l'inclinaison de la pompe à chaleur par rapport à l'axe horizontal, et le troisième de couleur bleue pour ajouter une direction de rotation autour de l'axe de symétrie. Celui-ci permet en outre de plus aisément passer d'une orientation à l'autre.

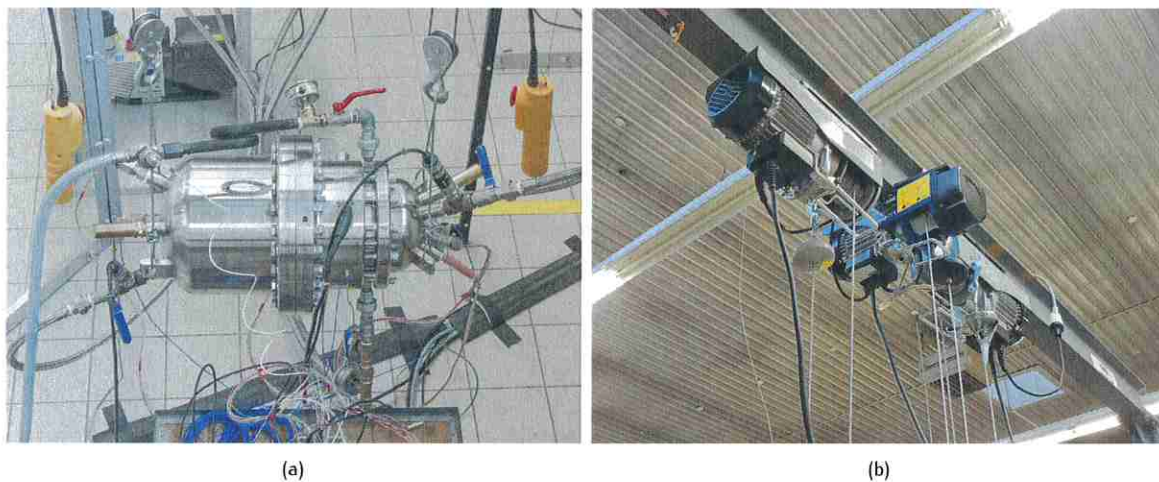


FIGURE II.4 – Photographies (a) du réfrigérateur accroché et (b) des palans formant le système de suspension.

### II.3.1 Définition des orientations

Les orientations choisies au moyen des palans sont décrites par deux angles  $\psi_v$  et  $\psi_h$ . Le premier désigne l'angle entre l'axe horizontal et l'axe de symétrie du réfrigérateur, tandis que le second, la rotation autour de cet axe de symétrie. Les orientations utilisées dans les différentes parties de ce manuscrit sont présentées sur la figure II.5. Cette figure, dans laquelle la gravité est toujours dirigée vers le bas de la page, présente également les emplacements et les numéros d'identification des thermocouples utilisés.

La première orientation, nommée 'H1' et représentée sur la figure II.5(a), est la même que dans l'article dédié à la conception du réfrigérateur [18]. Dans cette configuration, le TACOT est placé à l'horizontale comme sur la figure II.4(a), et les thermocouples sont placés sur un plan vertical coplanaire à la gravité. Cette orientation fait office de référence des orientations, soit  $\psi_v = \psi_h = 0^\circ$ .

Ce qui compte surtout c'est que c'est celle de laquelle tous les résultats avant son travail ont été obtenus. C'est simple mais à ne pas oublier.

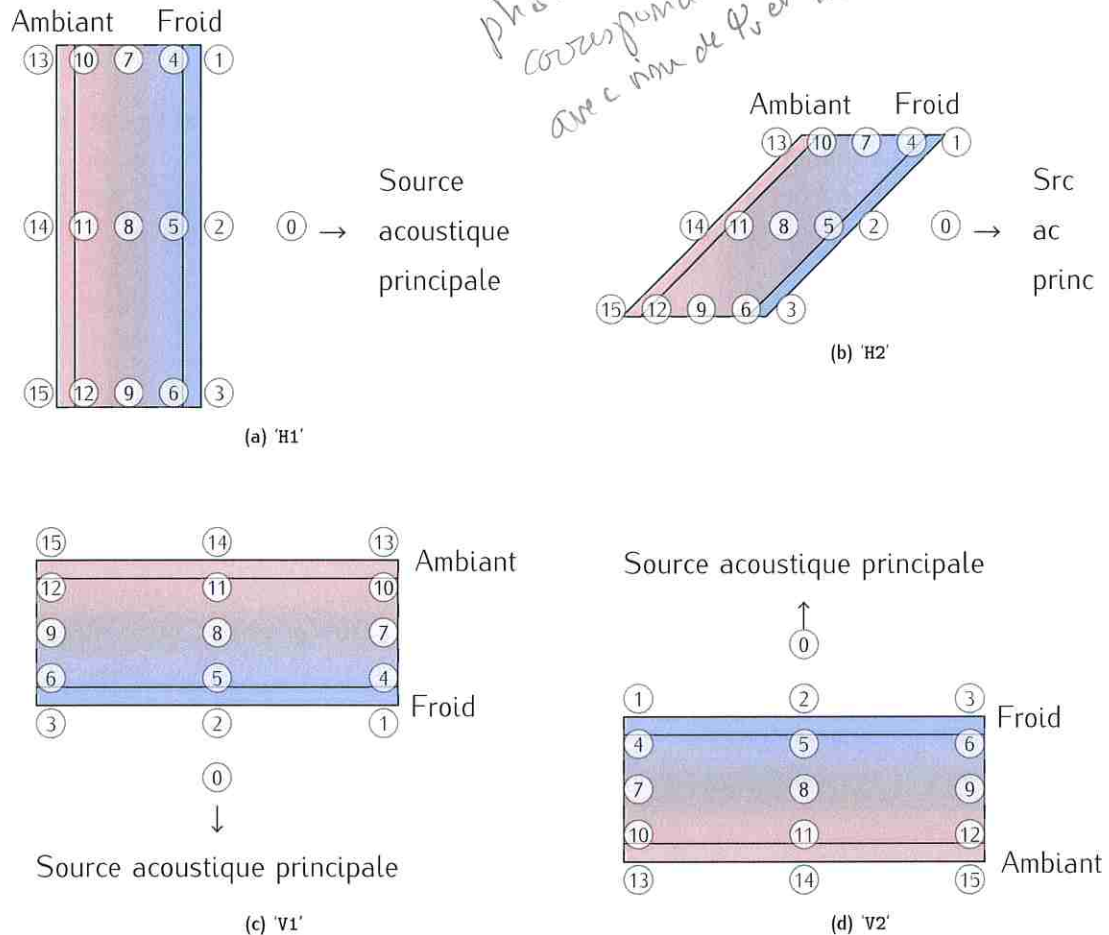


FIGURE II.5 – Différentes orientations du cœur thermoacoustique avec les positions des thermocouples et leurs numéros. Pour chaque cas, la gravité est orientée vers le bas. Les orientations correspondent aux angles (a)  $\psi_v = 0^\circ$  et  $\psi_h = 0^\circ$  pour l'orientation 'H1', (b)  $\psi_v = 0^\circ$  et  $\psi_h = 90^\circ$  pour l'orientation 'H2', (c)  $\psi_v = -90^\circ$  pour l'orientation 'V1', et (d)  $\psi_v = 90^\circ$  pour l'orientation 'V2'.

Ensuite, la deuxième orientation est représentée sur la figure II.5(b). Dans ce cas, référencé en tant que 'H2', le réfrigérateur est toujours à l'horizontale ( $\psi_v = 0^\circ$ ), mais pivoté autour de son axe pour placer les thermocouples sur un plan horizontal auquel la gravité est orthogonale ( $\psi_h = 90^\circ$ ).

L'orientation 'V1' est affichée sur la figure II.5(c). Cette configuration est radicalement différentes des deux précédentes : l'axe de symétrie du réfrigérateur est vertical, avec l'échangeur froid sous l'échangeur ambiant, soit  $\psi_v = -90^\circ$ .

Enfin, l'orientation 'V2' affichée sur la figure II.5(d) est l'orientation inverse de la précédente. L'axe de symétrie du réfrigérateur est encore vertical, mais la source acoustique principale est cette fois au dessus du noyau thermoacoustique et  $\psi_v = 90^\circ$ .

### II.3.2 Acquisitions

#### II.3.2.1 Procédures d'acquisition

Les acquisitions sont réalisées en plusieurs temps. Tout d'abord et pour toutes les expériences, l'état initial de toutes les grandeurs est acquis sur une minute et sauvegardé sous un label 'init' à chaque début de journée de campagne. Cela permet de garder en mémoire toutes les conditions expérimentales initiales dont les valeurs peuvent potentiellement influencer sur le comportement du réfrigérateur, comme par exemple la température ambiante ou la pression statique.

*Sur l'bonne thèse expé on doit deviner qu'il y a une montagne de travail*  
*Il faut maintenant mettre qq principes de physique pour pas que le lecteur s'ennuie - Quelle config favorable à la conversion?*  
*Que va-t-on apprendre en comparant telle et telle config.*  
*Fais toi mousser plus*  
*Tu as fait des milliards de essais pour aboutir à ce protocole expé qui assure des manip comparables et que tu suis rigoureusement car tu es un expérimentateur hors pair.*  
*Es avant parlé de la femme empoussi de la machine.*



Ensuite, en prévision de la mesure de flux de chaleur  $\dot{Q}_a$  extrait par l'échangeur ambiant (voir l'annexe B), l'eau est préalablement mise en circulation dans cet échangeur après avoir démarré une acquisition des 30 capteurs jusqu'à stabilisation de la distribution de température dans le noyau. L'acquisition est ensuite interrompue et enregistrée avec un label 'Water'.

L'étape suivante dépend du type d'expérience menée : les mesures peuvent être sans ou avec acoustique, et ce, pour différentes amplitudes de pression oscillante. En revanche, certains des paramètres d'excitation restent constants pour toutes les expériences : le gaz est également le même dans toutes les expériences. Il est composé de 65 % d'hélium et de 35 % d'argon, car dans ces proportions le nombre de Prandtl est minimum [14]; ce mélange est ensuite pressurisé à 40 bar. Dans le cas des expériences avec acoustique, le modèle DELTAEC prédit les meilleures performances à la fréquence  $f = 47$  Hz, c'est-à-dire la fréquence de résonance du système. C'est par ailleurs le seul point de fonctionnement où l'impédance électrique est supérieure à la limite basse admise par l'amplificateur, soit  $2\Omega$ . Ensuite, le déphasage inter-source  $\varphi_{2-1}$  est également fixé à  $-60^\circ$  pour toutes les expériences, également indiqué comme déphasage optimale par les simulations et que des expériences préliminaires confirment.

**II.3.2.1.a Mesures sans acoustique** Pour ces mesures de type 'heat\_only', la charge thermique est appliquée au noyau sans alimenter les sources acoustiques. Cette charge thermique consiste en l'alimentation électrique de cartouches chauffantes contenues dans l'échangeur froid par une puissance connue, tandis qu'un débit d'eau de  $7 \text{ L min}^{-1}$  s'écoule dans l'échangeur ambiant qui se trouve de l'autre côté du noyau.

Ces mesures doivent permettre d'étudier la distribution de température en l'absence d'écoulement oscillant, ainsi que de calculer les valeurs de conductivité thermique  $k_x$  et  $k_r$  ou les coefficients de pertes latérales  $h_x$  et  $h_r$ .

Dans ce type d'expériences, les noms des zones « froide » et « ambiante » sont conservés pour des raisons de cohérence avec les schémas présentés auparavant, mais l'eau circulant dans l'échangeur ambiant et les cartouches chauffantes se trouvant dans l'échangeur froid, la direction du gradient de température dans le noyau thermoacoustique est inversée par rapport aux expériences avec acoustique.

**II.3.2.1.b Mesures avec acoustique** Une acquisition étiquetée 'Acou' est démarrée, puis les sources sont alimentées jusqu'à l'amplitude souhaitée. Au bout d'une heure, l'acquisition est arrêtée et sauvegardée. En l'absence d'expérience avec charge thermique, c'est la fin de l'expérience : toutes les sources acoustiques et circulations d'eau sont progressivement arrêtées et le réfrigérateur est laissé pour un retour à l'état initial.

Au cours de cette étude, trois amplitudes acoustiques sont choisies. La première correspond à un *drive ratio*  $DR = \frac{p}{p_0} = 0,4\%$ , soit une amplitude très faible où l'effet thermoacoustique est à peine visible. Ainsi, l'hypothèse concernant la linéarité acoustique est mieux vérifiée et peut *a priori* être plus aisément comparé à la théorie linéaire. À l'inverse, le *drive ratio* de la deuxième amplitude est le plus élevé avec  $DR = 3,5\%$ , et est celui pour lequel les performances du réfrigérateur ( $COP$ ,  $Q_r$ , ...) sont les plus élevées obtenues avec cette machine [18], mais aussi qui présentent de forts écarts à la théorie. La troisième est choisie à un *drive ratio* intermédiaire où  $DR = 2\%$ .

La aussi fais toi moussa et ajoute de la physique. Montre que comme tu es l'expérimentaliste rigoureux et méthodique tu as choisi telle et telle manip pour obtenir telle info. Insiste sur ce genre d'info car c'est ça que ça fait d'un peu de rigueur systématique "sans âme".

est pas trop  
vot !!

\*  
Abij pour montrer l'ensemble de ses thés  
et donner l'idée de la durée.

Peut être à l'instant mettre les 2 bords de l'ATE pour montrer ton ph de départ et expliquer ton travail ? On n'est pas prêt à ça  
17

## II.4. ENSEMBLE DES SIMULATIONS RÉALISÉES

### II.4 Ensemble des simulations réalisées

#### II.4.1 Estimation théorique du flux de chaleur de convection naturelle

Au sein du réfrigérateur TACOT et particulièrement dans la cavité devant la source acoustique principale, la distribution de température du côté froid hors du noyau laisse penser à la présence d'une cellule de convection naturelle à l'intérieur. Il est difficile de se rendre compte des flux massique et thermique causés par la différence de température de part et d'autre des différentes zones du TACOT – volume d'adaptation d'impédance, noyau thermoacoustique – à cause de leurs géométries, du type de convection naturelle rencontré, de la porosité, etc. Des études hydrodynamiques sont menées pour aider à l'interprétation des mesures de température.

Tout d'abord, deux études très simplifiées sont réalisées pour une cavité 2D différentiellement chauffée par des températures chaude  $T_c$  et froide  $T_f$ . Ces études doivent permettre l'obtention d'ordres de grandeurs des quantités d'intérêt, en particulier le flux de chaleur  $Q_{conv}$  qui agit comme une charge thermique sur le côté froid du noyau thermoacoustique.

Ensuite, des simulations par éléments finis de cette cavité et sur le régénérateur sur le logiciel Comsol Multiphysics permettent d'estimer les lignes de courants dans la cellule et l'influence de cet écoulement sur la distribution de température sur l'échangeur froid, en plus de déterminer des paramètres clés pour la compréhension des phénomènes thermiques en jeu.

##### II.4.1.1 Études simplifiées *Revoir les choix des titres*

**II.4.1.1.a Sans acoustique** Pour introduire des concepts utiles à la compréhension des phénomènes de convection naturelle, une étude très simplifiée dans une cavité rectangulaire en 2D et représentée sur les figures II.6(a) et (b) est menée.

Dans la première sous-figure II.6(a), les parois verticales droite et gauche sont respectivement maintenues à une température froide  $T_f$  et chaude  $T_c$ , tandis que le sol, le plafond et le gaz au repos sont à la température  $T_\infty$ . En régime stationnaire, il s'établit une cellule de convection naturelle dans laquelle le gaz est mis en mouvement par les variations de masse volumique proches des parois verticales. Cette configuration s'apparente aux orientations 'H1' et 'H2', respectivement présentées sur les figures II.5(a) et (b).

Dans la seconde sous-figure II.6(b), ce sont cette fois les sol et plafond qui sont fixés aux températures chaude  $T_c$  et froide  $T_f$ , et les murs et le gaz au repos pour lesquels la température est  $T_\infty$ . Dans cette configuration, favorable a priori à la mise en place d'une instabilité de « Rayleigh-Bénard », il peut s'établir des cellules de convection naturelle de forme plus ou moins complexe au delà du nombre de Rayleigh critique  $Ra_c$  compris entre 650 et 1700 pour des parois à température fixe [41]. Le gaz s'élève depuis la paroi chaude jusqu'à la paroi froide, de laquelle il redescend ensuite pour revenir à son point de départ. Dans ce cas, la cellule de convection naturelle peut adopter une structure très complexe, plus que ce que peut suggérer la figure II.6(b) qui ne représente qu'une illustration grossière du mouvement du fluide. Les expériences correspondant à ce cas sont mises en place en suivant les orientations 'V1' et 'V2', présentés respectivement sur les figures II.5(c) et (d).

Il est possible de modéliser l'écoulement dans ce volume en utilisant les équations de Navier-Stokes avec l'approximation de Boussinesq qui s'écrivent

$$\partial_t \delta \rho + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \delta \rho + \delta \rho \nabla \cdot \mathbf{v} = 0, \quad \text{titre} \quad \text{II.5a}$$

$$\delta \rho [\partial_t \mathbf{v} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v}] = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \delta \rho \mathbf{g}, \quad \text{titre} \quad \text{II.5b}$$

$$\partial_t T + (\mathbf{v} \cdot \nabla) T - \kappa \nabla^2 T = 0. \quad \text{titre} \quad \text{II.5c}$$

De là on applique sans le dire l'hypothèse de superposition des  $\neq \emptyset$ .



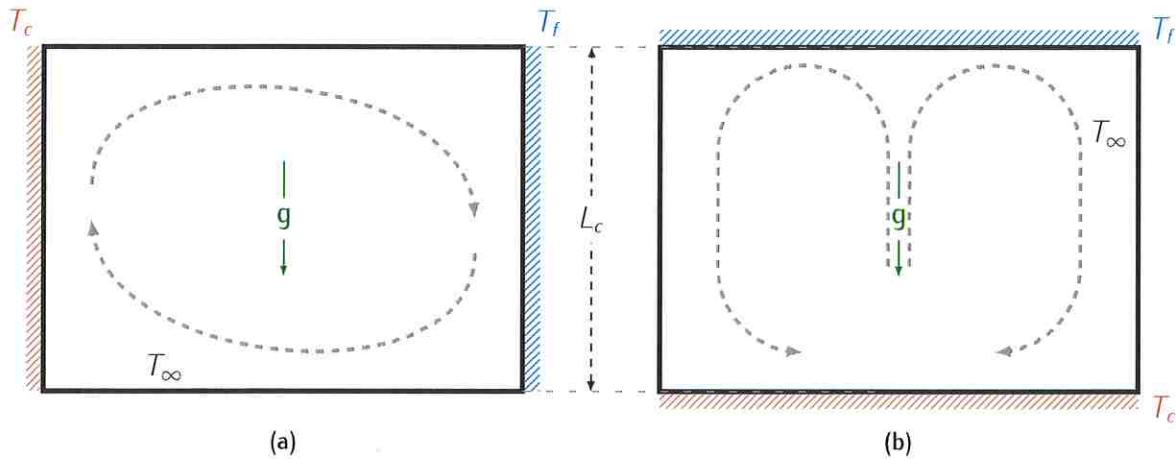


FIGURE II.6 – Cellule de convection naturelle dans une cavité rectangulaire 2D (a) pour un gradient de température normal à la direction de la gravité, et (b) pour un gradient de température colinéaire à la direction de la gravité. Quelque soit la configuration, la distance caractéristique est mesurée dans la direction verticale.

La dédimensionalisation de l'équation (II.5b) qui concerne la conservation de la quantité de mouvement donne

$$\frac{1}{Pr}(\partial_t \mathbf{v} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v}) = -\nabla p + Ra T \mathbf{e}_z + \nabla^2 \cdot \mathbf{v}, \quad (II.6)$$

et fait apparaître le nombre de Prandtl noté  $Pr$  déjà présenté dans l'équation (I.2), ainsi que le nombre de Rayleigh noté  $Ra$ , et dont la définition est donnée par

$$Ra = \frac{g \beta L_c^3}{\nu \kappa} (T_c - T_f), \quad (II.7)$$

où  $T_c$  et  $T_f$  sont les températures chaude et froide de part et d'autre de la zone considérée, et  $L_c$  est la dimension caractéristique de la cavité suivant la direction verticale. Ce nombre est primordial car il correspond au rapport des effets gravifiques qui mettent le fluide en mouvement aux effets qui le limitent, soit la diffusion thermique qui limite la différence de température et la viscosité qui ralentit l'écoulement du fluide. Sa valeur indique également le régime de l'écoulement causé par la convection car des vitesses de référence verticales et horizontales, notées  $v_{ref}^{//g}$  et  $v_{ref}^{\perp g}$ , peuvent d'ailleurs être calculées en fonction de ce nombre de Rayleigh suivant les définitions

$$v_{ref}^{//g} \sim \frac{\kappa}{L_c} \sqrt{Ra} \quad (II.8a)$$

$$v_{ref}^{\perp g} \sim \frac{\kappa}{L_c} \sqrt[4]{Ra}, \quad (II.8b)$$

d'après la réécriture en 2D des équations de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie par Belleoud [42] et dans le cas où le gradient de température est horizontal.

Dans un matériau poreux, il peut également exister des écoulements liés à la convection naturelle. Dans ce cas, le nombre de Rayleigh est toujours une notion utile pour prédire le mouvement du fluide à l'intérieur, à condition toutefois de le modifier pour prendre en compte la perméabilité  $K_p$  ainsi que la diffusivité thermique  $\kappa_p$  de ce milieu. Il vient alors l'expression du nombre de Rayleigh-Darcy noté  $Ra_p$ , et dont la définition est donnée par Nield et Bejan [43] par

$$Ra_p = \frac{g \beta L_c K_p}{\nu \kappa_p} (T_c - T_f), \quad (II.9)$$



ainsi que la vitesse verticale de référence correspondante,

$$v_{\text{ref},p} / g = \frac{k_p}{L_c} \text{Ra}_p. \quad (\text{II.10})$$

Lorsque la convection naturelle provoque un écoulement circulant à une vitesse de référence  $v_{\text{ref}}$ , il est possible de quantifier la contribution des échanges thermiques ainsi provoqués et des pertes visqueuses en définissant le nombre de Grashof par

$$\text{Gr} = \left( \frac{v_{\text{ref}} L_c}{\nu} \right)^2, \quad (\text{II.11})$$

et qui est relié au nombre de Rayleigh par la formule

$$\text{Gr} = \frac{\text{Ra}}{\text{Pr}}. \quad (\text{II.12})$$

*Si Pr devant être le Re nom ?  
Si Pr plutôt diffusivité.*

**II.4.1.1.b Avec acoustique** Les termes précédents sont issus de la littérature en l'absence d'écoulement oscillant. Cette hypothèse ne peut pas être respectée dans le cas des expériences menées avec acoustique, et un autre indicateur est introduit pour quantifier les échanges de chaleur causés par un fluide en mouvement. Cet indicateur est le nombre de Péclet, noté  $\text{Pe}$ , et défini par

$$\text{Pe} = \frac{\nu L_c}{\kappa}. \quad (\text{II.13})$$

Contrairement au nombre de Rayleigh qui sert à comparer le mouvement d'un fluide causé par un échange thermique, le nombre de Péclet quantifie les échanges de chaleur réalisés par un fluide déjà en mouvement. Cependant, il reste nécessaire de proposer une hypothèse quant à l'utilisation de ce nombre : la vitesse d'entraînement du fluide est ici la vitesse acoustique efficace  $v_{\text{RMS}}$ , contrairement aux cas classiques de son utilisation dans la littérature où un écoulement continu est considéré. De même que le nombre de Rayleigh, le nombre de Péclet est lié aux nombres de Grashof et Prandtl suivant la relation

$$\text{Pe} \equiv \sqrt{\text{Gr}} \text{Pr}, \quad (\text{II.14})$$

différente de l'équation (II.12).

Ces échanges thermiques par convection sont à comparer aux transferts de chaleur par conduction, car il est tout à fait possible que les parois des cavités ou encore le matériau poreux lui-même offrent un chemin pour la diffusion thermique. La prépondérance de chaque effet est donnée par le calcul du nombre de Nusselt, dont la définition est

$$\text{Nu} = \frac{h L_c}{k}, \quad (\text{II.15})$$

avec  $h$  le coefficient d'échange convectif à déterminer.

Les calculs des nombres précédents peuvent guider l'intuition quant aux prédominances de chaque effet prenant place dans le noyau et aux environs de celui-ci : la vitesse d'entraînement du gaz par convection, la quantité de chaleur transportée par elle, son importance par rapport à la conduction par le matériau poreux et ses parois. Des paramètres utiles pour des modèles plus avancés et présenté notamment en section II.4.2 doivent également être évalués par ces équations.

### II.4.1.2 Éléments finis

**II.4.1.2.a Volume d'adaptation d'impédance** Le modèle 2D simplifié ne prend pas en compte plusieurs paramètres : la cavité est en réalité un cône. Pour connaître l'allure des lignes de courant à l'intérieur en présence d'un flux de masse provoqué par la convection naturelle, un modèle de la cavité est réalisé dans le logiciel d'éléments finis Comsol Multiphysics grâce à une géométrie présentée sur la figure II.7. Avec ce logiciel, il est également possible de coupler une simulation acoustique en plus de la simulation de transferts thermiques, ce que le modèle 2D simplifié ne permet pas aisément.

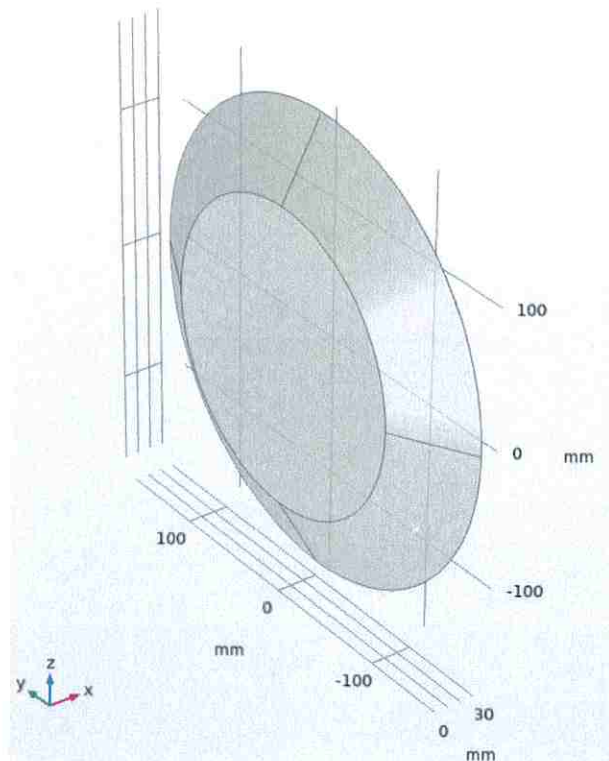


FIGURE II.7 – Géométrie du volume d'adaptation d'impédance entre la source acoustique principale et le noyau thermoacoustique

**II.4.1.2.b Régénérateur** Le nombre de Rayleigh dans un matériau poreux dépend de sa perméabilité. Il est assez difficile de la calculer car il faut connaître la vitesse d'écoulement et la différence de pression de part et d'autre du domaine étudié. Le régénérateur est modélisé dans Comsol pour extraire ses paramètres hydrauliques et calculer les nombres adimensionnels déjà présentés.

### II.4.2 Modèle du régime transitoire sans convection naturelle

Un modèle temporel du régime transitoire de la distribution axiale de température dans le noyau thermoacoustique est créé pour approcher le réfrigérateur TACOT d'après le modèle 1D développé par Lotton *et al.* pour un réfrigérateur à ondes stationnaires [44]. Ce modèle calcule le bilan de chaleur au sein du régénérateur en faisant intervenir les flux de chaleur thermoacoustique  $Q_{TA}$ , de conduction thermique  $Q_{cond}$ , de frottement visqueux  $Q_{visq}$ , et de pertes latéral au travers des parois de la cavité  $Q_{lat}$  dans chaque volumes élémentaires  $S_{reg}dx$  du régénérateur discrétisé. Pour compenser les écarts entre les prévisions du modèle et les mesures, un flux de chaleur  $Q_{vort}$  estimé

empiriquement est également pris en compte dans les conditions aux frontières sur l'axe du noyau. Ce flux est supposé lié aux effets de bord du noyau tels que la vorticité, les pertes de charges ou les effets entropiques.

{La suite est presque rédigée mais amenée à changer, cette partie sera écrite après le 08/12}





# Chapitre III

## Étude expérimentale

*Reflexion bien au choc des tubes pour qu'ils soient les plus fidèles et précis possibles.*

### Table des matières

III.1	Convection naturelle . . . . .	24
III.1.1	Dans la cavité conique entre la source acoustique principale et le noyau thermoacoustique . . . . .	24
III.1.1.1	Réfrigérateur horizontal . . . . .	25
III.1.1.1.a	Sans acoustique . . . . .	25
III.1.1.1.b	Avec acoustique . . . . .	25
III.1.1.2	Réfrigérateur vertical . . . . .	28
III.1.1.2.a	Sans acoustique . . . . .	28
III.1.1.2.b	Avec acoustique . . . . .	28
III.1.2	À l'intérieur du régénérateur . . . . .	30
III.1.2.1	Réfrigérateur horizontal . . . . .	30
III.1.2.1.a	Faible amplitude acoustique . . . . .	30
III.1.2.1.b	Moyenne amplitude acoustique . . . . .	31
III.1.2.1.c	Haute amplitude acoustique . . . . .	33
III.1.2.2	Réfrigérateur vertical . . . . .	34
III.1.2.2.a	Faible amplitude acoustique . . . . .	34
III.1.2.2.b	Moyenne amplitude acoustique . . . . .	34
III.1.2.2.c	Haute amplitude acoustique . . . . .	34
III.1.3	Dans la cavité entre la source acoustique secondaire et le noyau thermoacoustique . . . . .	35
III.2	Conduction par les parois du régénérateur . . . . .	35

### III.1 Convection naturelle

Lors des expériences réalisées lors de la caractérisation du réfrigérateur TACOT, il a été montré que le gradient axial de température dans le noyau thermoacoustique n'est pas linéaire, et que les températures ne sont pas homogènes le long de la direction transverse du noyau {figure ?}[18]. Cet écart au comportement attendu, c'est-à-dire un gradient linéaire entre les côtés froid et ambiant du noyau thermoacoustique, ainsi qu'une température radiale uniforme sur la section du noyau thermoacoustique, implique la présence d'un écoulement moyen non nul et d'effets non-linéaires dans le réfrigérateur. Parmi les hypothèses formulées quant à la cause de ces disparités avec la théorie linéaire de Rott, plusieurs hypothèses peuvent être envisagées : vent acoustique, turbulence, formation de tourbillons, génération d'harmoniques supérieures, et convection naturelle. Parmi ces effets, peu d'études portent sur cette dernière, bien qu'il ait déjà été montré que le déclenchement de moteurs ou encore l'uniformité de température sur la section y étaient très sensibles [19, 20, 26, 38].

*Il faudra prendre le temps de considérer chaque effet et d'évacuer tous ceux que l'on ne retiendra pas avant d'exposer sa thèse.*

#### III.1.1 Dans la cavité conique entre la source acoustique principale et le noyau thermoacoustique

Pour faciliter l'analyse de la distribution de température dans le noyau thermoacoustique et ses alentours, celui-ci est découpé en cinq zones réparties le long de l'axe  $e_x$ . La première étude concerne la distribution de température entre la source acoustique principale et l'échangeur froid, c'est-à-dire dans le cône d'adaptation d'impédance acoustique matérialisé en orange sur la figure II.1. Il est en effet initialement suspecté que la nature du gaz, les dimensions du volume dans lequel il se trouve et les conditions thermiques aux frontières permettent la mise en mouvement du fluide. Cette hypothèse est de plus appuyée par le calcul du nombre de Rayleigh  $Ra$  grâce à l'équation (II.7), et dont la valeur suffisamment élevée {citation ?} est

$$Ra_{\Delta T=1^\circ\text{C}} = 4,7 \cdot 10^5,$$

ce qui correspond après application numérique des équation (II.8) aux ordres de grandeur des vitesses verticale  $v_{ref}^{\parallel g}$  et horizontale  $v_{ref}^{\perp g}$

$$v_{ref}^{\parallel g} \sim 4,97 \cdot 10^{-2} \text{ m s}^{-1} \text{ et}$$

$$v_{ref}^{\perp g} \sim 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ m s}^{-1}.$$

*Qd on parle du  $Ra$  p18 on choisit 1 conf hypothèse de l'annexe I - des frigo et on peut faire les calculs des grandeurs et on en déduit la suite de la thèse - plutôt que "suspecter".*

dans le cas d'une différence de température de  $1^\circ\text{C}$ , soit une différence de température bien plus faible que celles obtenus pour toutes les expériences. Cette différence de température apparaît après le démarrage du réfrigérateur, suite au refroidissement du côté froid du régénérateur et celui dans une moindre mesure — voire inexistant — de la source acoustique principale située en face, à l'autre extrémité du cône d'adaptation d'impédance.

Les quatre orientations présentées sur la figure II.5 sont regroupées par deux, avec d'une part les orientations horizontales du TACOT 'H1' et 'H2' où  $\psi_v = 0^\circ$  (sous-figures (a) et (b)), et d'autre part les orientations verticales 'V1' et 'V2' pour lesquelles  $\psi_v = \pm 90^\circ$  (sous-figures (c) et (d)). Pour chacun de ces groupes, les résultats des expériences réalisées aux trois amplitudes décrites dans le paragraphe §II.3.2.1.b sont présentés sur les figures III.1 – III.4 et III.5 – III.8, respectivement pour les orientations horizontales et verticales. Pour rappel, la température initiale de chaque thermocouple est soustraite dans toutes les mesures qui suivent. De plus, les mesures sont rognées de 0 s à 3500 s pour que la définition du régime stationnaire soit la même pour tous les résultats (sauf dans le cas du TACOT horizontal à moyenne amplitude acoustique, où un problème d'acquisition contraint



le découpage de 0 s à 2700 s). Un rééchantillonnage à 0,1 Hz est également appliqué aux mesures de températures pour limiter la dimension des fichiers de données.

### III.1.1.1 Réfrigérateur horizontal

Pour rappel, le réfrigérateur est placé à l'horizontal dans ces expériences. Les notations suivantes sont introduites pour cette partie concernant les expériences 'H1' et 'H2' :

- l'axe du noyau thermoacoustique  $\mathbf{e}_x$  est perpendiculaire à  $\mathbf{g}$ , et est donc noté  $\mathbf{e}_x^{\perp g}$  ;
- la dimension transverse du noyau  $\mathbf{e}_r$  est séparée en deux :
  - d'une part, la dimension transverse colinéaire à la gravité qui est notée  $\mathbf{e}_r^{\parallel g}$  ;
  - d'autre part, la dimension transverse perpendiculaire à la gravité qui est notée  $\mathbf{e}_r^{\perp g}$ .

**III.1.1.1.a Sans acoustique** Pour séparer les phénomènes physiques et les transferts thermiques mis en jeu à l'intérieur de la pompe à chaleur, des expériences sans acoustiques sont menées préalablement aux mesures pour lesquelles les sources acoustiques sont alimentées. Un gradient de température le long du noyau thermoacoustique est maintenu en appliquant un chauffage par les cartouches contenues dans l'échangeur de chaleur froid, et un écoulement d'eau à température ambiante dans l'échangeur de chaleur ambiant. Ainsi, dans la cavité considérée ici, l'échangeur froid agit comme une source de chaleur et la source acoustique reste à température ambiante, et la situation est en quelque sorte l'opposée des expériences avec acoustique. Les résultats du régime transitoire sont présentés sur la figure III.1. Il est possible de remarquer

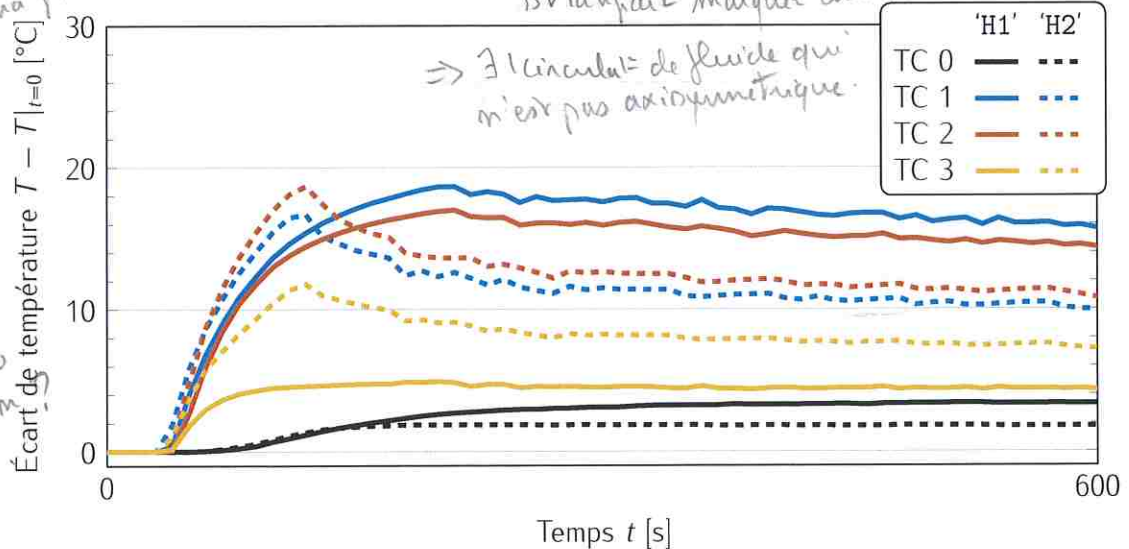


FIGURE III.1 – Évolution temporelle des températures dans la cavité d'adaptation d'impédance pour les expériences dans les orientations 'H1' et 'H2' à drive ratio nul.

**III.1.1.1.b Avec acoustique** Les premiers résultats sont obtenus pour les expériences horizontales 'H1' et 'H2' présentées sur les figures II.5(a) et (b), à faible amplitude acoustique avec un drive ratio  $DR = 0,4\%$ , et la température  $\theta$  est tracée en fonction du temps  $t$  sur la figure III.2. Pour les deux séries de mesures, c'est-à-dire les plans de thermocouples placés la verticale et l'horizontale et représentées respectivement en trait plein et trait tireté, la différence de température de  $2^\circ\text{C}$  entre le centre de l'échangeur froid et la source acoustique plus chaude apparaît après le démarrage de la pompe à chaleur à  $t = 100$  s. Sur l'expérience réalisée dans l'orientation 'H2', tous les thermocouples sont à la même altitude, et l'égalité des thermocouples 1 et 3 en bleu et en jaune

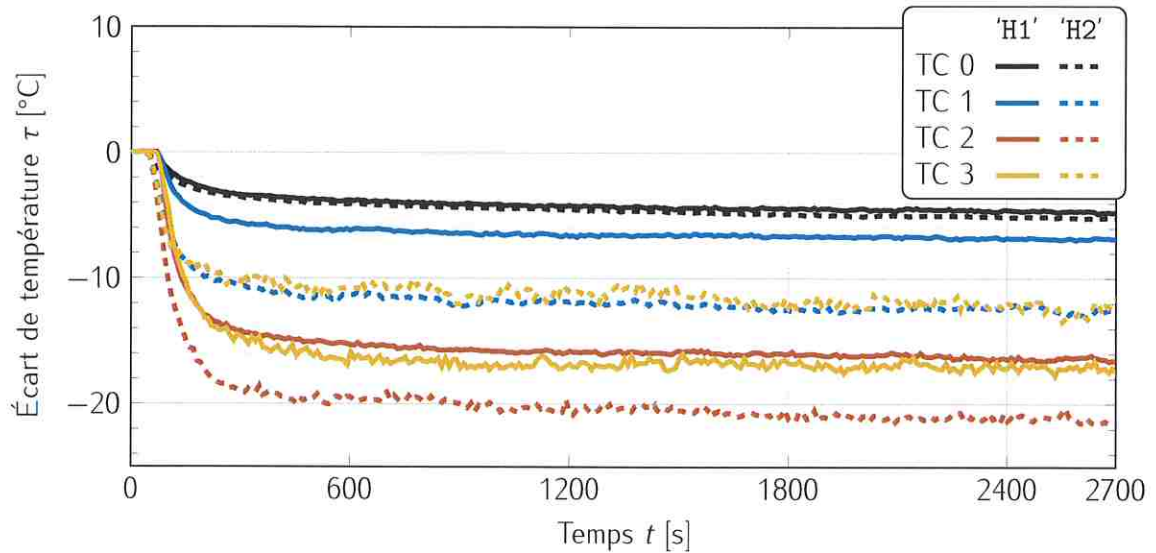


FIGURE III.3 – Évolution temporelle des températures dans la cavité d'adaptation d'impédance pour les expériences dans les orientations 'H1' et 'H2' à *drive ratio* intermédiaire  $DR = 2\%$ .

leur position sur l'axe de symétrie du réfrigérateur. Ensuite, la température le long de la dimension verticale  $e_r^{lg}$  augmente avec cette dernière, encore une fois avec les thermocouples 2 et 3 à 2 °C l'un de l'autre, et le thermocouple 1 12 °C au-dessus. Contrairement aux observations précédentes de ce gradient, à cette amplitude c'est le thermocouple 2 qui indique la température la plus basse, bien qu'il se trouve 74 mm au-dessus du thermocouple 3. Cela dit, cet écart entre les deux thermocouples 2 et 3 est faible devant la valeur de température atteinte lors du fonctionnement de la machine et du refroidissement de cette zone, c'est-à-dire -23 °C. Il est possible de considérer cet écart comme une incertitude de mesure et ainsi se ramener à une analyse équivalente à celles des amplitudes plus faibles. Dans l'orientation 'H2', la symétrie par rapport au plan vertical qui était visible aux amplitudes faibles et moyennes ne l'est plus. Les thermocouples 1 et 3 ne sont plus égaux, et sont séparés de 2 °C. Cependant, pour les mêmes raisons que précédemment, l'écart est à nouveau considéré comme négligeable devant la valeur de la température atteinte, et les mêmes analyses qu'aux amplitudes faible et moyenne sont proposées.

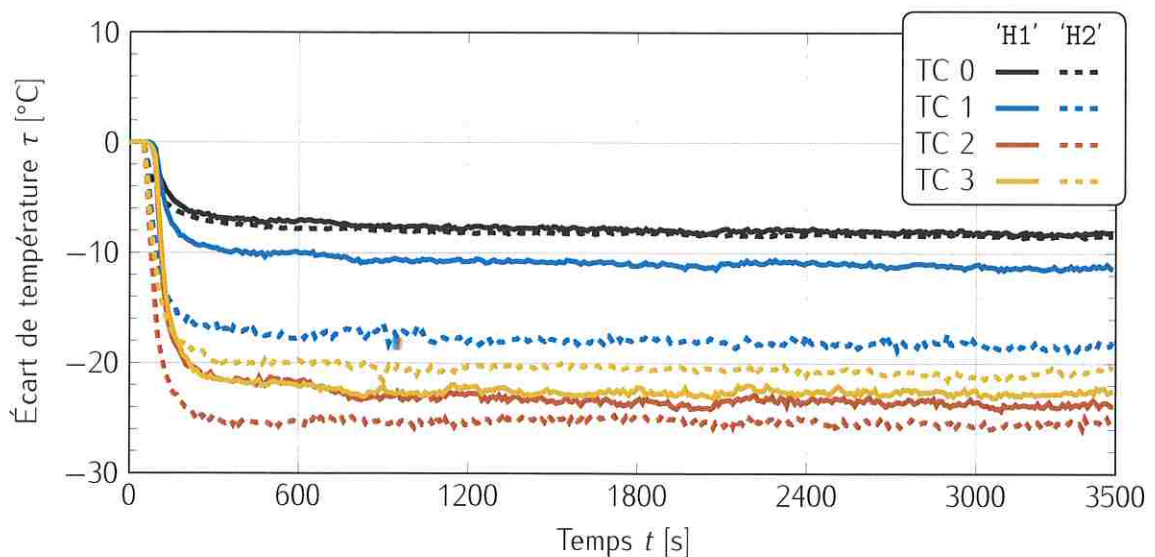


FIGURE III.4 – Évolution temporelle des températures dans la cavité d'adaptation d'impédance pour les expériences dans les orientations 'H1' et 'H2' à haut *drive ratio*  $DR = 3,4\%$ .



Donc on a à chaque fois relié au type de pb classique fig II-6 et identifier chaud / froid.  
 26 et aller des infos les + importantes et mises aux - imp - sure, des résultats les + flagrants au -  
 Pa: T3, qui passe de bas à devant change de CHAPITRE III. ÉTUDE EXPERIMENTALE

permet notamment de visualiser une symétrie par rapport à un plan vertical passant par l'axe de symétrie du réfrigérateur. En revanche, cette symétrie n'est pas visible sur les courbes en traits pleins qui tracent les résultats de l'expérience menée en plaçant le réfrigérateur dans l'orientation 'H1', puisqu'une dépendance de  $\theta$  en fonction de  $r$  est observable. En particulier, la courbe jaune correspondant au thermocouple 3 est la plus basse, en altitude comme en température, tandis que la courbe bleue qui représente le thermocouple 1 est la plus élevée des température mesurées sur l'échangeur froid, tout en y étant placée au plus haut. Toutefois, ce gradient de température n'est pas linéaire car la température au centre de l'échangeur froid mesurée par le thermocouple 2 n'est séparée que de 0,3°C de la température mesurée par le thermocouple 3, tandis que cet écart est de 2,5°C avec le thermocouple 1. Cet dissymétrie est *a priori* inattendue avec les résultats déjà obtenus dans les expériences sans acoustique.

utiliser  
en "d"  
2 d  
2 n

pas vraiment  
c'était pas  
symétrique, plutôt dynami  
ds l'autre sens

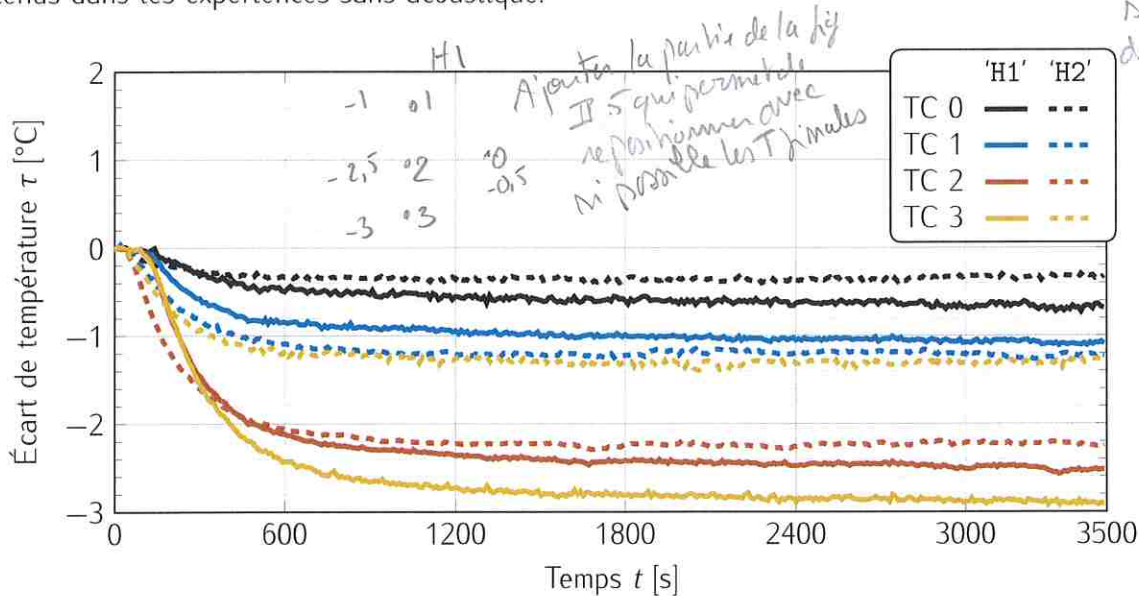


FIGURE III.2 – Évolution temporelle des températures dans la cavité d'adaptation d'impédance pour les expériences dans les orientations 'H1' et 'H2' à faible drive ratio  $DR = 0,4\%$ .

La figure III.3 représente également l'évolution temporelle de la température  $\theta$  dans la cavité, pour l'amplitude acoustique dite « moyenne » de drive ratio  $DR = 2\%$ . Après l'apparition de l'écart de température échangeur froid – source acoustique, qui vaut 10,2°C en 'H1' et 15,2°C en 'H2', des symptômes similaires à l'expérience à faible amplitude sont observables. À nouveau, les thermocouples 1 et 3 affichent des températures égales quand leurs altitudes sont égales (orientation 'H2') et la symétrie des températures par rapport au plan vertical qui passe par le centre du noyau thermoacoustique est à nouveau mise en évidence. En revanche, un écart de 10°C est visible lorsqu'ils sont l'un au dessus de l'autre (orientation 'H1'). Dans cette orientation, le gradient vertical de température n'est toujours pas linéaire, puisque les températures 2 et 3 sont égales l'une à l'autre, 10,2°C en deçà de la température mesurée par le thermocouple 1.

L'évolution de température  $\theta$  au cours de l'expérience à l'amplitude acoustique « élevée » est représentée sur la figure III.4. Dans cette expérience, le drive ratio est  $DR = 3,5\%$ , ce qui correspond à l'amplitude pour laquelle les meilleures performances avaient été obtenues pour cette machine dotée du précédent noyau thermoacoustique. Les résultats de cette expérience sont assez similaires à ceux obtenus pour les faibles et moyennes amplitudes, à quelques différences près. Après l'établissement de la différence de température de 16°C entre le centre de l'échangeur froid et la source acoustique principale suite au démarrage de la machine, plusieurs effets sont à noter. Premièrement, la distribution de température est bien différente entre le cas 'H1' où le plan de thermocouples est vertical et le cas 'H2' où il est horizontal. En particulier, les courbes noires d'une part et les courbes rouges d'autre part se superposent d'une orientation à l'autre, ce qui est un effet attendu au vu de



## III.1.1.2 Réfrigérateur vertical

## III.1.1.2.a Sans acoustique {ICI les manip heat only}

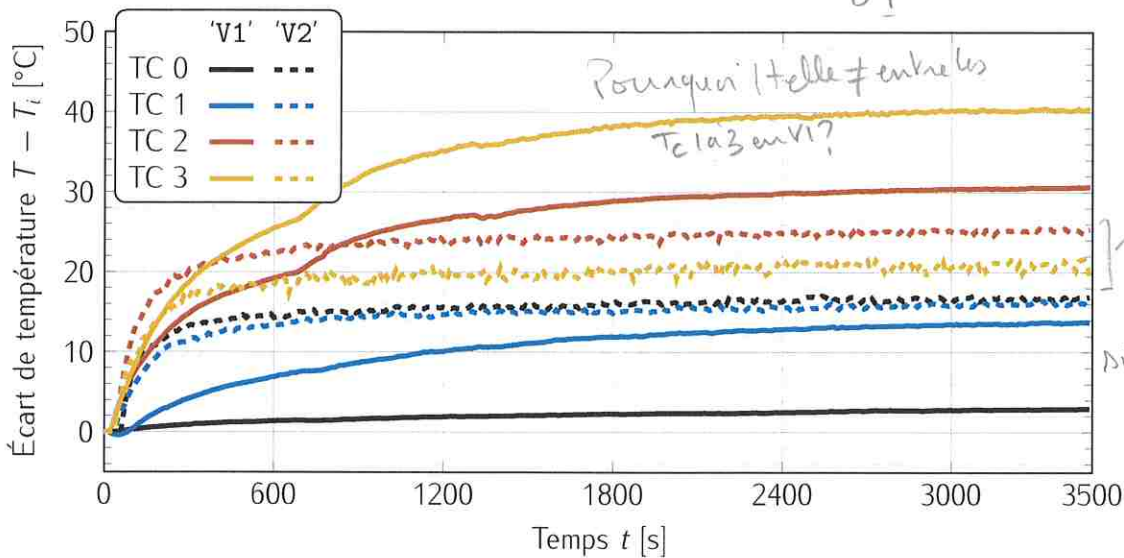


FIGURE III.5 – Évolution temporelle des températures dans la cavité d'adaptation d'impédance pour les expériences dans les orientations 'V1' et 'V2' à drive ratio nul.

III.1.1.2.b Avec acoustique La figure III.6 trace les températures mesurées dans la cavité d'adaptation d'impédance pour des expériences où le réfrigérateur est placé dans les orientations verticales présentées figures II.5(c) et (d), pour une amplitude « faible » soit un *drive ratio*  $DR = 0,4\%$ . Contrairement aux expériences horizontales où les effets de convection naturelle sont toujours présents mais pas toujours visibles, dans les expériences verticales il existe une configuration favorable à la mise en place d'une instabilité de convection naturelle de type Rayleigh-Bénard, et l'autre, inverse, qui est stable. La première configuration est l'orientation 'V1', car la source acoustique y est en dessous du noyau thermoacoustique, car le sens du gradient de température est opposé à la gravité, tandis que la seconde est l'orientation 'V2' où la source acoustique est au-dessus du noyau. Dans cette dernière orientation, le gradient de température est dans le même sens que la gravité, et il n'y a pas de flux de chaleur qui apparaît de manière spontanée. La première remarque concerne la différence d'aspect de l'évolution des températures entre une orientation et l'autre, malgré une axi-symétrie visible dans les deux cas et attendue au vu de la colinéarité de la dimensions axiale  $e_x$  et de la gravité  $g$ . En observant les tracés en lignes tiretées, qui tracent l'évolution de la température  $\theta$  au cours de l'expérience dans l'orientation 'V2', une différence de température de  $3,2^\circ\text{C}$  entre l'échangeur froid du noyau et la source acoustique principale plus chaude apparaît et se maintient durant toute la durée de l'expérience. C'est d'ailleurs le plus grand écart de température relevé dans cette zone. Plus précisément, la température mesurée devant la source acoustique principale baisse  $0,8^\circ\text{C}$  même après démarrage de celle-ci, ce qui est assez faible pour être en accord avec l'hypothèse de stabilité des températures en l'absence de flux massique causé par la convection naturelle. Dans l'orientation inverse 'V1' représentée par les tracés en traits pleins, la différence de température apparaît également après le démarrage des sources acoustiques. Toutefois, après 1800 s les thermocouples sur l'axe de symétrie et en vis à vis l'un de l'autre, autrement dit devant la source acoustique principale et le thermocouple 2, affichent la même température. De manière plus générale, tous les thermocouple de cette zone d'adaptation d'impédance sont à des températures plus homogènes, puisque l'écart maximum de températures est dans ce cas de  $0,8^\circ\text{C}$ . Un effet très remarquable pour cette orientation est l'évolution de température en deux étapes : la première,

pendant laquelle la température sur l'échangeur froid diminue et qui s'étend du démarrage des sources à 1100 s, et la seconde, de cet instant jusqu'à la fin de l'acquisition et où un réchauffement des thermocouples sur l'échangeur froid apparaît. Il semblerait qu'il s'agisse là de la manifestations de deux effets aux constantes de temps différentes, l'effet thermoacoustique qui agit dès l'allumage des sources acoustiques et la convection naturelle, plus lente. Il est supposé que lors de la première étape, la différence de température augmente peu à peu et le nombre de Rayleigh avec elle, et ce, jusqu'au dépassement de la valeur critique de  $Ra_c$ . Au delà de cette valeur {que l'on peut estimer expérimentalement avec l'équation (II.7) appliquée à la différence de température  $\Delta\theta|_{t=1100s}$  ou bien quand  $\partial_t^2\theta = 0$ }, une cellule de convection de type Rayleigh-Bénard se met en place, et déplace avec le fluide en mouvement une certaine quantité de chaleur  $Q_{conv}$  de la source acoustique vers l'échangeur froid. Le gradient de température entre la source acoustique principale et l'échangeur froid n'étant pas fixé, les deux extrémités de la cavité d'adaptation d'impédance voient leur température converger vers un point d'équilibre, à la valeur moyenne des températures mesurées au mêmes emplacements dans l'orientation 'V2'.

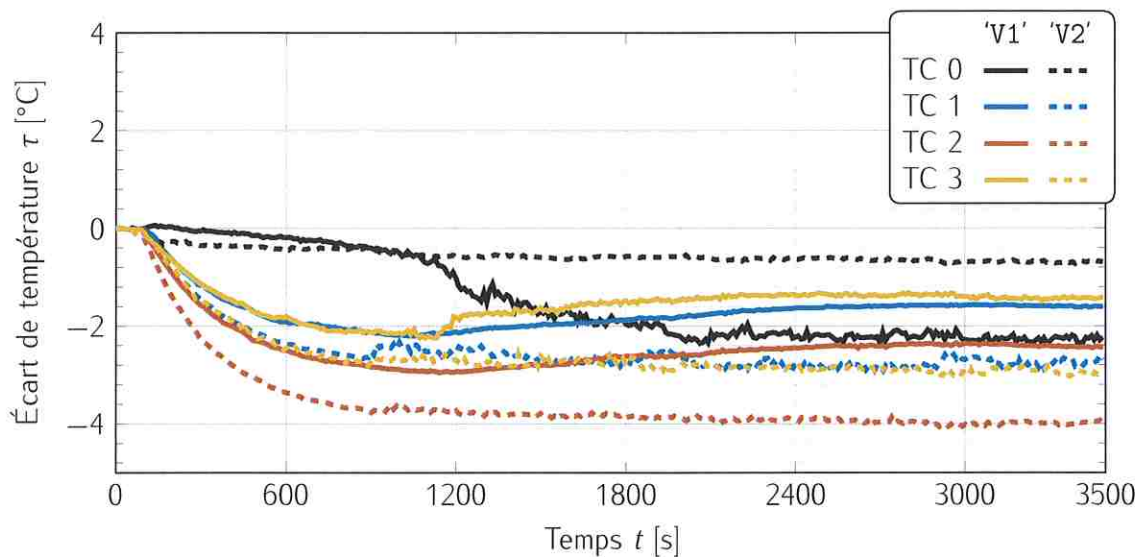


FIGURE III.6 – Évolution temporelle des températures dans la cavité d'adaptation d'impédance pour les expériences dans les orientations 'V1' et 'V2' à faible *drive ratio*  $DR = 0,4\%$ .

À moyenne amplitude pour un *drive ratio*  $DR = 2\%$ , les résultats des expériences sont tracés sur la figure III.7. Pour cette série, il est difficile de conclure sur le comportement d'une supposée cellule de convection naturelle : les différences entre les deux configurations ne correspondent pas aux tendances mises en évidence par les expériences à faible amplitude.

En revanche, la figure III.8 qui présente les résultats obtenus à haute amplitude, c'est-à-dire pour un *drive ratio* de  $DR = 3,5\%$ , les effets liés à la convection naturelle sont visibles. En effet, les tendances sont les mêmes qu'à faible amplitude acoustique, à d'autres échelles en termes d'amplitude de température ou de temps, et une différence de résultats de l'ordre de  $6^\circ\text{C}$  est manifeste en fonction de l'orientation du réfrigérateur. Notamment, les courbes en trait tireté qui représentent l'orientation 'V2' montrent à nouveau un refroidissement de la zone avant une stabilisation des températures, tandis que les courbes en trait plein affichent un réchauffement à  $t = 400\text{ s}$  entre le refroidissement initial et la stabilisation des températures dans la cavité conique dans l'orientation 'V1'.