



**HAL**  
open science

# Study of a pulse tube cooler providing 5 W of cooling power at 80 Kelvin

Jean-Marc Duval

► **To cite this version:**

Jean-Marc Duval. Study of a pulse tube cooler providing 5 W of cooling power at 80 Kelvin. Astrophysique [astro-ph]. INP Grenoble, 2002. Français. NNT : . tel-03762216

**HAL Id: tel-03762216**

**<https://hal.science/tel-03762216>**

Submitted on 26 Aug 2022

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

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

INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE GRENOBLE

N° attribué par la bibliothèque

\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/

**THESE**

Pour obtenir le grade de

**DOCTEUR DE L'INPG**

**Spécialité « Energétique physique »**

Préparée au **Service des Basses Températures du CEA / Grenoble**  
dans le cadre de l'Ecole Doctorale « **Mécanique et Energétique** »

Présentée et soutenue publiquement

Par

Jean-Marc DUVAL

Le 10 janvier 2002

**Titre :**

**ETUDE ET DEVELOPPEMENT D'UN TUBE A GAZ PULSE  
POUR UNE PUISSANCE FRIGORIFIQUE DE 5W A 80 KELVIN.**

—————  
Directeur de Thèse :

Alain RAVEX  
—————

Jury

M. Georges BERTHOUD  
M. Grégoire BONFAIT  
M. Francis MEUNIER  
M. Ivan CHARLES  
M. Alain RAVEX

, Président  
, Rapporteur  
, Rapporteur  
, Examineur  
, Directeur de thèse



# **REMERCIEMENTS**

Ce travail sur les tubes à gaz pulsé a été réalisé au sein du Service des Basses Températures du CEA Grenoble. Je remercie Bernard Jager chef de ce service de m'avoir accueilli dans son laboratoire.

Je tiens à remercier tout particulièrement les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail, et pour leurs remarques et commentaires :

Monsieur Grégoire Bonfait de l'institut des techniques nucléaires de Lisbonne et Monsieur Francis Meunier du CNAM Paris, rapporteurs de cette thèse et Monsieur Georges Berthoud, de l'Institut National Polytechnique de Grenoble, président du Jury.

Mes remerciements vont à Alain Ravex, mon directeur de thèse, pour m'avoir proposé ce projet et pour avoir partagé son intérêt pour la cryogénie.

Je suis particulièrement reconnaissant à Ivan Charles de son investissement dans l'encadrement de ce travail et pour les nombreuses discussions que l'on a pu avoir.

J'ai reçu un soutien technique et expérimental important de Laurent Miquet et d'Alexandre Coynel. Roser Vallcorba a apporté une contribution importante lors de l'étude des capillaires. Je voudrais leur exprimer ma gratitude pour leur aide et leur disponibilité.

J'ai apprécié les discussions et le soutien de Lionel Duband, mon responsable au CEA/SBT, de Jean-Marc Poncet ainsi que de Thierry Trollier ingénieur à l'Air Liquide.

Enfin, je n'oublie pas toutes les personnes croisées pendant cette période qui m'ont apporté leur soutien et leur bonne humeur : le personnel du laboratoire, des services de restauration et d'entretien, mes amis et ma famille...



<b>TABLE DES ABRÉVIATIONS .....</b>	<b>7</b>
<b>INTRODUCTION .....</b>	<b>11</b>
<b>I PRÉSENTATION.....</b>	<b>13</b>
I.1 RÉFRIGÉRATION ET CRYOGÉNIE .....	14
I.1.A Les applications de la cryogénie .....	15
I.1.B Cycle de Carnot.....	18
I.1.C Cycles pour les basses températures .....	19
I.1.D Les tubes à gaz pulsé (TGP). Etat de l'art.....	22
I.2 FONCTIONNEMENT IDÉAL DU TUBE À GAZ PULSÉ. ....	22
I.2.A Le tube à gaz pulsé .....	22
I.2.B Présentation du modèle descriptif.....	24
I.2.C Le régénérateur .....	24
I.2.D Le gaz du tube : un piston gazeux.....	27
I.2.E Bilan .....	29
I.2.F Remarque sur l'évolution historique du tube à gaz pulsé.....	30
I.2.G Conclusion .....	31
I.3 LE TUBE À GAZ PULSÉ RÉEL : DESCRIPTION.....	31
I.3.A Diagramme de Fresnel .....	32
I.3.B Tube.....	32
I.3.C Pertes régénérateur .....	35
<b>II EXPÉRIENCES DE DIMENSIONNEMENT.....</b>	<b>41</b>
II.1 INTRODUCTION.....	42
II.2 MÉTHODE EXPÉRIMENTALE .....	42
II.2.A Conception des TGP.....	42
II.2.B Description de l'installation expérimentale.....	44
II.2.C Déroulement des essais.....	46
II.2.D Mesure du flux d'enthalpie .....	47
II.3 PROGRAMME DE SIMULATION .....	52
II.3.A Principe de la simulation.....	52
II.3.B Calculs plus détaillés.....	54
II.3.C Limites de la simulation.....	56
II.3.D Exemple .....	57
II.3.E Conditions d'utilisation de la simulation.....	59
II.4 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX .....	59
II.4.A Capillaire.....	59
II.4.B Mélange des tranches de gaz dans le tube.....	60
II.4.C Longueur de tube.....	65
II.4.D Diamètre du tube .....	68
II.4.E Régénérateur .....	69
II.5 CONCLUSION.....	71
<b>III CAPILLAIRE .....</b>	<b>73</b>
III.1 INTRODUCTION .....	74
III.2 PRÉLIMINAIRES.....	74
III.2.A Description des capillaires et conditions d'utilisation.....	74
III.2.B Principe du capillaire.....	74
III.2.C Analogie électrique.....	75
III.2.D Approximation.....	76
III.3 MÉTHODE EXPÉRIMENTALE .....	76
III.3.A Descriptif.....	76
III.3.B Mesure expérimentale des oscillations de pression.....	77
III.4 MODÉLISATION NUMÉRIQUE.....	79
III.4.A Description du modèle .....	80
III.4.B Stabilité et temps de calculs.....	80
III.4.C Oscillation de pression dans le capillaire .....	81

III.4.D	<i>Apports de la modélisation numérique</i> .....	83
III.5	MODÈLE ANALYTIQUE.....	83
III.5.A	<i>Equations utilisées</i> .....	83
III.5.B	<i>Résolution de l'équation différentielle</i> .....	86
III.5.C	<i>Détermination des paramètres de pertes de charge</i> .....	87
III.6	VALIDATION ET UTILISATION DES MODÈLES NUMÉRIQUES ET ANALYTIQUES.....	88
III.6.A	<i>Variation avec la géométrie du capillaire</i> .....	88
III.6.B	<i>Variation avec la fréquence et la pression d'entrée</i> .....	91
III.6.C	<i>Sources d'erreur du modèle analytique</i> .....	93
III.6.D	<i>Variation du débit le long du capillaire</i> .....	94
III.6.E	<i>Vérification numérique du débit de remplissage</i> .....	96
III.6.F	<i>Remarques sur le coefficient polytropique</i> .....	96
III.7	RÉSULTATS POUR LE DÉBIT D'ENTRÉE.....	97
III.7.A	<i>Effet de l'amplitude des oscillations de pression</i> .....	97
III.7.B	<i>Effet de la longueur</i> .....	98
III.7.C	<i>Effet des variations de diamètres</i> .....	98
III.7.D	<i>Effet de la fréquence</i> .....	99
III.7.E	<i>Représentation du débit d'entrée dans le plan Phase/débit</i> .....	99
III.7.F	<i>Apport de l'étude</i> .....	101
III.8	APPLICATION AUX TUBES À GAZ PULSÉ.....	101
III.8.A	<i>Détermination de la réponse du capillaire</i> .....	101
III.8.B	<i>Limite de l'optimisation</i> .....	102
III.9	CONCLUSION.....	104
<b>IV</b>	<b>OSCILLATEUR</b> .....	<b>107</b>
IV.1	INTRODUCTION.....	108
IV.2	L'OSCILLATEUR DE PRESSION.....	108
IV.2.A	<i>Descriptions de l'oscillateur</i> .....	109
IV.2.B	<i>Relation entre les paramètres électriques et mécaniques du compresseur</i> .....	112
IV.2.C	<i>Méthodes de détermination des paramètres de l'oscillateur</i> .....	114
IV.2.D	<i>Mesures expérimentales des paramètres des oscillateurs</i> .....	118
IV.2.E	<i>Conclusion</i> .....	122
IV.3	ETUDES PRÉLIMINAIRES.....	122
IV.3.A	<i>Cas général</i> .....	122
IV.3.B	<i>Utilisation du volume mort</i> .....	125
IV.4	APPLICATION AU TUBE À GAZ PULSÉ.....	130
IV.4.A	<i>Descriptions des paramètres</i> .....	131
IV.4.B	<i>Effet des changements de point de fonctionnement du doigt froid</i> .....	133
IV.4.C	<i>Modification de l'oscillateur</i> .....	136
IV.4.D	<i>Modification des volumes morts d'entrée</i> .....	139
IV.4.E	<i>Modification de la pression moyenne et de la fréquence</i> .....	142
IV.4.F	<i>Bilan</i> .....	148
IV.5	CONCLUSION.....	148
<b>V</b>	<b>BILAN ET PERSPECTIVES</b> .....	<b>151</b>
V.1	RÉCAPITULATIF.....	152
V.1.A	<i>Puissances échangées</i> .....	152
V.1.B	<i>Répartition des pertes</i> .....	152
V.1.C	<i>Dimensionnement des échangeurs</i> .....	154
V.2	GÉNÉRALISATION.....	155
V.2.A	<i>Modification des paramètres de fonctionnement</i> .....	155
V.2.B	<i>Modification du point de fonctionnement</i> .....	158
V.3	CONCLUSION.....	161
<b>VI</b>	<b>CONCLUSION</b> .....	<b>163</b>
	<b>BIBLIOGRAPHIE</b> .....	<b>166</b>
	<b>ANNEXE 1 : ACQUISITION NUMÉRIQUE ET MESURE DU DÉPHASAGE</b> .....	<b>168</b>

## TABLE DES ABREVIATIONS

Symboles	Unité SI (usuelle)	Signification
a	$m.s^{-2}$	Accélération
B	T	Champ magnétique
BP	Pa (Bar)	Basse pression
$C_0$	$m.s^{-1}$	Vitesse de propagation
D	m (mm)	Diamètre
dx	m (mm)	Variation de position
e	V	Force électromotrice
$\dot{E}_x$	W	Exergie par unité de temps
f	Hz	Fréquence
f	--	facteur de friction
$f_r$	Hz	Fréquence de résonance
F	N	Force
g	$m.s^{-2}$	Accélération de la pesanteur
$\langle H \rangle$	W	Flux d'enthalpie
HP	Pa (bar)	Haute pression
I	A	Intensité
j	--	Nombre complexe : $j^2 = -1$ .
k	$kg.s^{-2}$	Raideur (ressort)
$k_{visc}$	$s^{-1}$	Facteur de frottement
$k_{laminaire}$	$s^{-1}$	Facteur de frottement laminaire
L	H	Inductance
L	m (mm)	Longueur (tube, régénérateur ou capillaire)
m	kg (g)	Masse du piston
$\dot{m}$	$kg.s^{-1}(g.s^{-1})$	Débit massique
$M_x$	$kg.m^2.s^{-3}$	Composante du débit massique en phase avec la pression pour les capillaires
$M_y$	$kg.m^2.s^{-3}$	Composante du débit massique en quadrature avec la pression pour les capillaires
$\underline{p}$	Pa (bar)	Pression
$\bar{p}$	Pa (bar)	Pression moyenne (oscillateur)
$P_{meca}$	W	Puissance mécanique
$P_{elec}$	W	Puissance électrique
Q	$m^3.s^{-1}(l.s^{-1})$	Débit volumique
$q_r$	$m^3.s^{-1}(l.s^{-1})$	Débit de remplissage
$\dot{Q}$	W	Puissance calorifique
RMS	--	Root Mean Square : valeur efficace
R	$\Omega$	Valeur de la résistance électrique de l'oscillateur
$Re$	--	Nombre de Reynolds
S	m (mm)	Section (du capillaire) ou du piston
$\dot{S}$	$W.K^{-1}$	Entropie par unité de temps
$\langle S \rangle$	$W.K^{-1}$	Flux d'entropie
t	s (ms)	Temps
T	K	Température
TGP	--	Tube à gaz pulsé



U	V	Tension
V	m.s <sup>-1</sup>	Vitesse du piston
$\bar{v}$	m.s <sup>-1</sup>	Vitesse moyenne
V	m <sup>3</sup> (l / cm <sup>3</sup> )	Volume
V1	--	Impédance entre le tube et le volume tampon
V2	--	Impédance entre le bout chaud du régénérateur et le bout chaud du tube
$\dot{W}$	W	Puissance électrique
x	m (mm)	Abscisse, Position (dans le capillaire)
X	m (mm)	Amplitude du piston
Y	m.s <sup>-1</sup>	Coefficient (défini p 82)

### Lettres grecques

Symboles	Unité SI (usuelle)	Signification
$\alpha$	rad (deg)	Déphasage Pression d'entrée / déplacement du piston
$\gamma$	--	Cp/Cv
$\gamma_k$	--	Coefficient polytropique
$\Gamma$	N/A ; V.s/m	coefficient caractéristique d'un oscillateur
$\delta$	rad (deg)	Angle de phase
$\Delta_{K/W}$	K/W	Pente en K/W des oscillateurs
$\varepsilon$	--	Coefficient pour les calculs d'optimum des oscillateurs
$\eta$	--	Rendement
$\lambda$	M	Coefficient pour le calcul analytique des capillaires
$\mu$	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>	Viscosité dynamique de l'hélium
$\theta$	rad (deg)	Phase entre pression et débit en entrée de régénérateur
$\rho$	kg.m <sup>-3</sup>	Densité de l'hélium
$\varphi$	rad (deg)	Phase courant/tension
$\varnothing$	m (mm)	Diamètre (régénérateur, tube ou capillaire)
$\psi$	rad (deg)	Phase (définie par l'indice)
$\omega$	rad/s	Vitesse angulaire

### Indices

C	Chaud
Cap	Capillaire
Cent	couche centrale
E	Entrée
Elec	Electrique
F	Froid
Inj	Injectée
Max	maximum. Désigne l'amplitude pour les valeurs sinusoïdales.
Méca	Mécanique
Moy	valeur moyenne.
Opt	optimum (recherche de résonance)
Osc	Oscillateur
P	Pression
R	Remplissage

Res	Résonance
Régé	Régénérateur
Rosc	rappel oscillateur (pour la force)
T	Tube
Th	Thermique
V	Vanne
Tr	Transmis

### Notation

On utilisera la lettre simplement pour désigner l'amplitude (p, X, q, m, ...)

Pour désigner la valeur moyenne dans le temps, on utilise la barre ( $\bar{p}$ ).

Pour désigner la valeur instantanée on utilise l'\* :  $X^*(t) = X \cos(\omega t - \delta_X)$

On notera  $\hat{p}_e = \bar{p} + p_e^*(t) = \bar{p} + p_e \cos(\omega t - \delta_{p_e})$

En général, ces quantités sont désignées dans un point de l'espace. Lorsque ce n'est pas le cas (variation le long du capillaire, on utilise (x), et on explicite plus.

Pour U et I on utilise les valeurs efficaces ( $= \frac{\text{amplitude}}{\sqrt{2}}$ ).

Les doigts froids utilisés pendant cette thèse sont repérés par un nom à deux caractères. La correspondance entre les noms et les dimensions se trouve, pour des raisons de confidentialité dans l'annexe 2. Pour désigner les dimensions d'un régénérateur, du tube ou du capillaire, on notera de la façon suivante :  $\emptyset dL\lambda$  où d désigne le diamètre en mm du tube et  $\lambda$  sa longueur. Par exemple  $\emptyset 10L80$  désignera un tube de diamètre 10mm et de longueur 80mm.



## ***INTRODUCTION***

Outre les applications traditionnelles du refroidissement des détecteurs infrarouge, le développement des matériaux supraconducteurs et plus généralement de l'électronique à basse température, entraînent des besoins en cryoréfrigération de plus en plus importants. Lorsque ce type d'électronique est installé dans un site isolé (satellite, relais téléphonique...), un cryoréfrigérateur indépendant doit être utilisé à la place des fluides cryogéniques traditionnels tels que l'azote ou l'hélium liquide. Pour ces applications, pour lesquelles la fiabilité est primordiale, des machines spécifiques doivent être conçues.

Les tubes à gaz pulsé (TGP) répondent à ces contraintes : ils ne comportent aucune pièce mobile à froid et offrent donc une grande fiabilité ainsi que des niveaux de vibrations très faibles. Ces machines sont composées d'un générateur de pression (appelé oscillateur de pression pour la technologie haute fréquence) et d'un « doigt froid » qui constitue la partie réfrigérateur proprement dite. Dans le doigt froid, un gaz caloporteur subit des cycles de compressions et de détentes permettant l'extraction de la puissance frigorifique. Les tubes à gaz pulsé, dont les développements se sont intensifiés réellement à partir du début des années 80 doivent être améliorés pour obtenir des rendements similaires aux technologies concurrentes (Stirling ou Mc-Mahon selon la gamme de puissance).

En prévision de l'émergence de filtres supraconducteurs pour la téléphonie mobile (sur les relais) ou pour des applications spatiales, il était souhaitable de développer des TGP permettant d'obtenir une puissance frigorifique de quelques watts à 80 Kelvin, température permettant l'utilisation de supraconducteurs à haute température critique.

Ce travail a consisté à développer un tube à gaz pulsé à partir d'un oscillateur de pression fabriqué par la société Ricor. La cylindrée de cet oscillateur est de 13 centimètres cubes pour une puissance électrique limitée à 200 Watts. Les recherches effectuées portent essentiellement sur le doigt froid de la machine, et dans une moindre mesure sur l'amélioration du rendement de l'oscillateur. Le travail décrit dans ce mémoire est principalement expérimental, tourné vers une application industrielle. Il comporte également des parties plus théoriques destinées à mieux comprendre le fonctionnement du cryoréfrigérateur.

Dans le Chapitre I, un aperçu de l'évolution de la cryogénie est présenté et le fonctionnement des tubes à gaz pulsé est décrit, tout d'abord de manière idéale, puis en insistant sur les sources de pertes et les déphasages entre les variations de pression et de débit.

Dans le chapitre II, les expériences réalisées pour le dimensionnement du doigt froid sont détaillées.

Les capillaires qui permettent d'ajuster les déplacements de gaz aux variations de pression sont étudiés dans le chapitre III. Cette étude montre le rôle des capillaires et les limites de leur utilisation.

Une étude de l'adéquation entre l'oscillateur et le doigt froid est faite dans le chapitre IV. Elle est axée sur la limitation du courant dans l'oscillateur pour améliorer son rendement, en utilisant notamment la résonance du piston.

Enfin les pertes sont détaillées pour deux cas témoins, et des éventuelles modifications des conditions de fonctionnement sont envisagées dans le V<sup>ème</sup> chapitre.

## ***I PRESENTATION***

Nous exposons dans ce chapitre des exemples d'applications de la cryogénie, et différents moyens pour obtenir des basses températures. Nous montrons ainsi l'intérêt des machines régénératives telles que le tube à gaz pulsé. Ensuite le fonctionnement schématisé du tube à gaz pulsé est décrit avant d'introduire les paramètres d'optimisation de ces cryoréfrigérateurs.

## I.1 Réfrigération et cryogénie

Avant l'an mille avant Jésus-Christ, en Chine, la glace était utilisée pour la conservation des aliments. Les romains géraient déjà le transport de la glace pour l'amener dans des caves où étaient conservés leurs aliments[1]. L'utilisation de la chaleur absorbée par l'évaporation de l'eau pour refroidir les gourdes ou les réserves d'eau est probablement encore plus ancienne. Le domaine de l'alimentation a ainsi été le premier consommateur de technique de réfrigération, mais, on le verra, les basses températures sont maintenant présentes dans de nombreux domaines.

Au XVI<sup>ème</sup> siècle, la fabrication du premier thermomètre, peut-être par Galilée, marque vraiment les débuts de la thermodynamique. Suite aux réflexions de Boyle, Mariotte, puis Gay-Lussac au XVII<sup>ème</sup> siècle, les différentes échelles de température (Celsius et Fahrenheit) apparurent au début du XVIII<sup>ème</sup> siècle. A la même époque, le hollandais Van Marum liquéfia pour la première fois de l'ammoniac en le portant à la pression de 7 bars. Il ouvrait la voie à l'utilisation de fluides pour la réfrigération.

En 1824, Carnot énonce le principe qui portera son nom et d'après lequel toute transformation de chaleur en travail mécanique n'est possible que grâce à l'emploi de deux sources de chaleur de températures différentes. Au long du XIX<sup>ème</sup> siècle, les physiciens cherchèrent à liquéfier tous les gaz possibles, à la fois pour mieux comprendre la structure de ces gaz, mais aussi pour pouvoir travailler à plus basse température. C'est en liquéfiant l'hélium en 1911 que Kamerlingh-Onnes découvrit la supraconductivité du mercure. Dans le même temps, les réfrigérateurs mécaniques apparurent à la fin du XIX<sup>ème</sup> siècle pour le transport maritime réfrigéré. Le « frigorifique », assurant la liaison entre Rouen et Buenos Aires fut, en 1876, le premier navire utilisant un de ces appareils.

Aujourd'hui, la liquéfaction des gaz est devenue une industrie puissante, et de nombreuses applications des basses températures demandent la conception de machines adaptées aux besoins de chacune.

On désigne maintenant par cryogénie l'ensemble des techniques concernant la production ou l'utilisation des basses températures. La température de liquéfaction du méthane à 110 Kelvin(K) (-160°C) est souvent considérée comme limite supérieure définissant le domaine de la cryogénie.

### ***1.1.A Les applications de la cryogénie***

L'usage de la cryogénie s'est généralisé à de nombreux domaines allant de la recherche en physique à la liquéfaction du méthane pour son transport. Dans ce paragraphe, nous proposons une brève description des utilisations principales des basses températures. Pour la technologie spatiale signalons le travail de Collaudin [2] qui propose une revue très détaillée des diverses applications spatiales de la cryogénie, revue que nous ne reprendrons pas.

#### **1.1.A.1 Diminution de l'agitation électronique**

Travailler à très basse température est devenu une nécessité pour beaucoup d'applications électroniques pour plusieurs raisons. L'une d'elle est la diminution du bruit électronique. L'énergie des électrons est proportionnelle à  $3/2 k_B T$  ( $k_B$  constante de Boltzmann et  $T$  température en Kelvin). Plus cette énergie est importante, plus l'agitation thermique est importante, et donc plus le bruit est important.

#### **1.1.A.2 Imagerie infrarouge**

Le rayonnement lumineux émis par un corps est proportionnel à sa température à la puissance quatre : plus sa température est élevée, et plus il émet de photons lumineux. On peut préciser que la longueur d'onde  $\lambda_{\max}$  correspondant au maximum d'émission des photons varie également avec la température du corps selon la loi de Wien :  $\lambda_{\max} T = 3000 \mu\text{m.K}$ . Ainsi, le rayonnement du soleil (5800 K), se situe principalement dans le visible ( $\lambda_{\max} = 500 \text{ nm}$ ), alors qu'une surface à température ambiante (300 K) émet un rayon majoritairement situé aux alentours de 9000 nm, c'est à dire dans le domaine des rayonnements infrarouges. Les photons émis par un corps à 300 K sont donc susceptibles d'être détectés par les capteurs infrarouges.

Les détecteurs infrarouges fonctionnant à température ambiante perturbent les mesures par leur propre rayonnement (autorayonnement). Ces détecteurs doivent donc comporter un filtre électronique permettant de supprimer cette perturbation. Pour s'affranchir de ce filtre, ou pour des mesures plus précises, il est nécessaire de refroidir les détecteurs à des températures cryogéniques. Typiquement, les récepteurs pour l'imagerie infrarouge sont refroidis aux alentours de 80 K. Ils sont majoritairement utilisés dans le domaine militaire, pour l'observation ou le guidage des missiles.

A plus basse température, les scientifiques cherchent à caractériser le rayonnement fossile à 2,7 K. Pour observer un tel rayonnement avec précision, les détecteurs utilisés, appelés bolomètres, sont refroidis à une température de l'ordre de 100 à 200 mK.



### **I.1.A.3 Changement de propriétés des matériaux**

Le changement de propriétés des matériaux à basse température est la raison de nombreuses applications de la cryogénie. Les supraconducteurs notamment sont des matériaux qui voient leur résistivité électrique s'annuler en dessous de leur température de transition appelée température critique. Cette température dépend principalement du type de matériaux utilisés. Actuellement, la température critique des supraconducteurs dits « Bas-Tc » (Nb<sub>3</sub>Sn, NbTi, ...) est de quelques Kelvins. Ces matériaux peuvent être fabriqués en grande quantité et sont largement utilisés pour réaliser des bobines produisant des champs magnétiques intenses.

La température de transition des supraconducteurs « Haut-Tc » est de l'ordre de 90 K. Ces matériaux, des poudres céramiques (YbaCuO, céramiques à base de Bismuth, ...) sont difficiles à mettre en œuvre sous forme de fils massifs de grandes longueurs. Ils sont développés pour des applications nécessitant peu de matériau. Une application prometteuse est l'utilisation de filtres supraconducteurs, pour la téléphonie mobile. En électrotechnique, des limiteurs de courant ou des transformateurs sont en cours de développement [3],[4]. Les câbles pour le transport de grande puissance de courant, notamment dans les centres des grandes villes sont également à l'étude.

### **I.1.A.4 Médical**

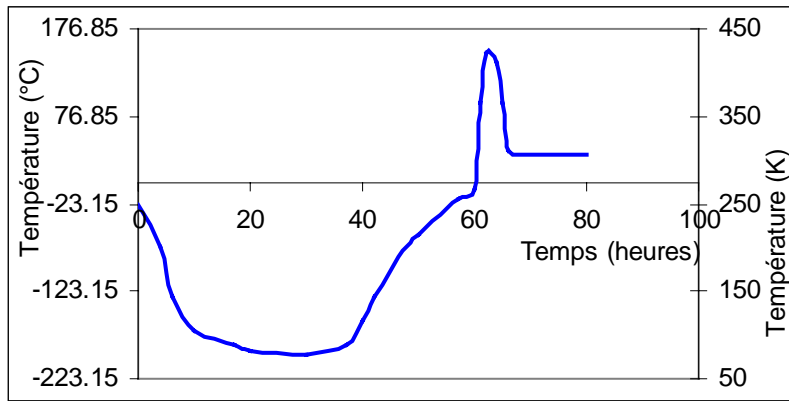
Dans le domaine médical, la cryogénie est maintenant couramment utilisée. L'imagerie par résonance magnétique (IRM) est un des principaux débouchés industriels de la cryogénie puisque les champs magnétiques nécessaires à cette technique sont généralement réalisés à l'aide de bobines supraconductrices.

Dans une autre utilisation, le traitement de verrues, ou même de certains cancers utilise les basses températures pour la destruction de cellules.

La conservation de cellules humaines (globules rouges, moelle osseuse, ...) à la température de l'azote liquide est aujourd'hui bien maîtrisée. Des recherches sont menées pour étendre cette pratique à la conservation de tissus puis d'organes. La technique utilisée est la vitrification qui doit permettre de refroidir les tissus sans formation de cristaux de glace. Cette technique encore mal maîtrisée demande un contrôle minutieux des variations de température et l'emploi d'agents antigels spécifiques [5].

### **I.1.A.5 Traitement des matériaux.**

Un traitement thermique des matériaux pour accroître leurs qualités mécaniques est couramment utilisé en métallurgie. Lors de ce traitement appelé « Deep Cryogenics Treatment » (DCT), la température des matériaux traités est abaissée de manière lente et contrôlée. Les tensions internes sont réduites, et la dureté ainsi que la longévité des matériaux sont augmentés[6].



**figure I.1 : exemple de variation de température pour le traitement « DCT » (source [7])**

### **I.1.A.6 Liquéfaction des gaz**

La liquéfaction des gaz est la première application de la cryogénie. Cette liquéfaction a différentes applications.

Tout d'abord la liquéfaction pour séparer et purifier les gaz est très utilisée pour la production d'oxygène purifié par exemple. L'argon ou l'azote empêchent l'oxydation lors des soudures (inertage). L'oxygène pur est utilisé dans des domaines aussi différents que l'amélioration des procédés de combustion ou la médecine. Ensuite, cette liquéfaction permet le stockage et le transport à moindre coût de gaz naturel. La liquéfaction permet en effet de réduire d'un facteur supérieur à 100 les volumes transportés. La liquéfaction du méthane est une des industries les plus consommatrices de gros appareils de liquéfaction. Une troisième application est l'usage de fluides pour travailler à basse température : utiliser de l'hélium ou de l'azote liquide permet de travailler à basse température (4,2 K et 77 K) sans machines réfrigérantes.

La propulsion des fusées se fait à partir d'oxygène et d'hydrogène, embarqués sous leur forme liquide.

### **I.1.A.7 Conclusion**

Les réfrigérants liquides tels que l'hélium ou l'Azote sont généralement employés en cryogénie. Ces réfrigérants sont produits dans d'importantes stations cryogéniques dans lesquelles ils sont liquéfiés. En raison de la taille des machines de liquéfaction, des rendements élevés sont obtenus.

Leur stockage est possible pendant plusieurs jours. L'utilisation de ces liquides est assez facile et leur mise en œuvre est rapide. Les principaux problèmes liés à l'utilisation de ces fluides cryogéniques sont le renouvellement et le stockage de longue durée. Ils ne permettent pas non plus de travailler à toutes les températures, bien qu'il soit possible, en faisant varier la pression des bains de modifier la température d'évaporation. On peut par exemple travailler à 1,8 K en pompant sur un bain d'hélium.

Pour des applications où l'utilisation de fluide est difficile ou pour liquéfier des gaz, on doit donc utiliser des machines qui sont décrites dans le paragraphe suivant.

### I.1.B Cycle de Carnot

Le cycle de Carnot est le cycle de référence en thermodynamique. Il est composé d'une suite de 4 transformations : 2 isothermes et 2 adiabatiques. Ce cycle peut être un cycle réfrigérateur ou un cycle moteur. Le cycle réfrigérateur, étudié ici, est représenté sur les diagrammes de la Figure I.2. Le rendement d'un réfrigérateur est égal au rapport de la puissance frigorifique extraite sur la puissance

mécanique fournie :  $\frac{\dot{Q}_f}{W}$ . Pour un cycle de Carnot idéal ce rendement est égal à  $\frac{T_f}{T_c - T_f}$  où  $T_f$  et  $T_c$  représentent les températures froides et chaudes du cycle. Bien qu'il n'existe pas de cycle permettant d'obtenir un rendement plus élevé, des variations de ce cycle en modifiant par exemple les transformations adiabatiques par des transformations isochores (à volume constant) ou isobares (à pression constante) existent. On a alors les cycles de Stirling (isochore) ou de Ericsson (isobares). Ces cycles ont le même rendement théorique que celui de Carnot, à condition que les transformations du gaz s'effectuent de manière réversible.

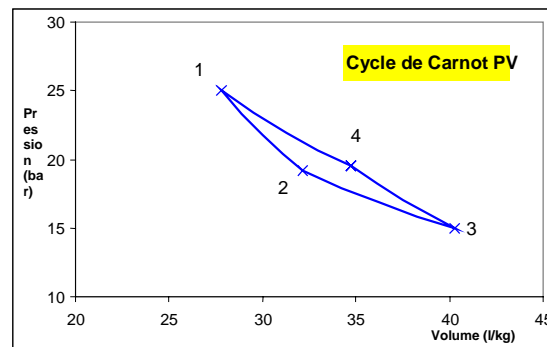
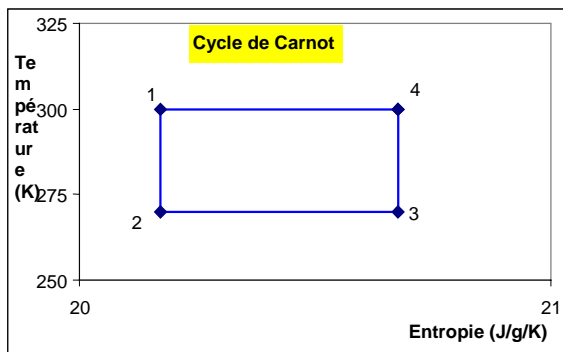


Figure I.2 : cycle de Carnot pour l'hélium.

Le cycle de Carnot ne peut pas être utilisé pour produire des basses températures. En effet, le rapport des pressions entre la température froide et la température chaude d'une transformation

adiabatique est de la forme  $\frac{P}{P_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$ , avec  $\gamma$  rapport des compressibilités.

A partir d'un point chaud à 300 K (27°C), et pour obtenir, sans extraction de chaleur, une température de 273 K (0°C), il faut un rapport de pression de 1,3. Pour obtenir une température de 223 K (-50°C), il faut un rapport de pression de 2,1. Ce rapport atteint 3,9 pour 173 K (-100°C) et 27 pour 80 K (-193°C). Les variations de pression sont encore plus importantes en fonctionnement réel, lorsque de la chaleur doit être extraite au point froid. On se rend compte de l'impossibilité d'utiliser simplement ce cycle pour produire des températures dites cryogéniques.

### ***1.1.C Cycles pour les basses températures***

Pour atteindre des basses températures, il est courant d'utiliser des cycles à plusieurs étages, à la fois pour limiter les écarts entre les températures des points froids et chauds de chaque étage, et pour utiliser un cycle adapté à la gamme choisie.

Il est également possible d'utiliser un unique cycle thermodynamique adapté afin de limiter les variations de pression nécessaires. De tels cycles, qui comprennent un prérefroidissement du gaz avant la détente permettent d'obtenir de grands écarts de température entre les points chauds et les points froids en limitant les variations de pression. Ce prérefroidissement peut se faire avec des échangeurs contre-courant ou à l'aide d'un régénérateur.

#### **1.1.C.1 Machines à débit continu**

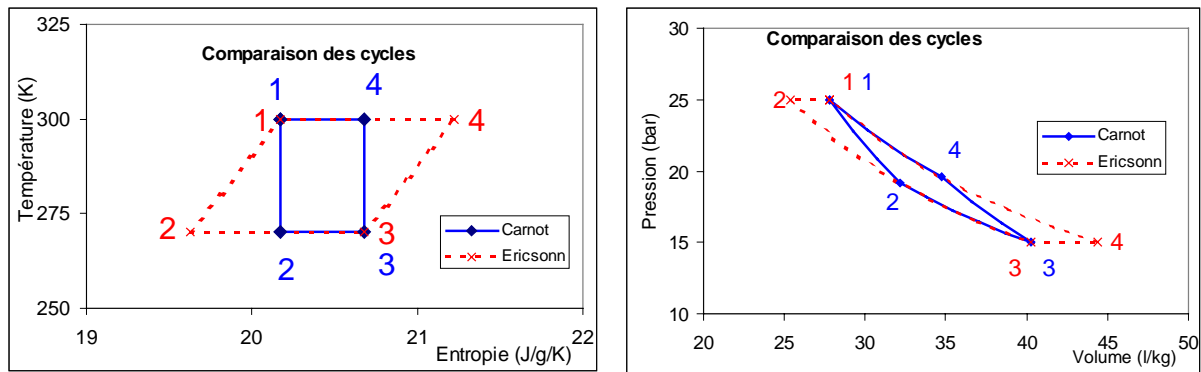
Une solution pour obtenir de la puissance froide à basses températures sans écart de pression trop important est d'utiliser des échangeurs contre-courant qui permettent d'abaisser la température du gaz avant la détente en utilisant des échanges avec le gaz basse pression qui se réchauffe.

Ces machines sont basées sur un cycle continu, le cycle de Brayton qui est composé de détente et de compression isentropique et d'échanges de chaleur isobares. Lors de ce cycle, le travail de détente doit être extrait grâce à un détendeur mécanique (pour avoir une détente isentropique). Ce système limite l'utilisation de ce cycle aux machines de forte puissance frigorifique car la miniaturisation de ces détendeurs (turbine, ...) provoque une détérioration rapide du rendement isentropique[4].

#### **1.1.C.2 Machines régénératives.**

Les cycles de Stirling et de Ericsson, permettent de limiter les écarts de pression par rapport aux écarts de température. Pour un même écart de pression, la puissance mécanique et la puissance froide sont plus importantes pour un tel cycle que pour un cycle de Carnot. Le rendement de ces cycles est égal au rendement de Carnot. Sur la figure I.3, la différence de surface entre le cycle de Carnot et celui de Ericsson représente la puissance consommée. L'aire sous le segment 2-3 représente la puissance froide produite.

Le cycle de Stirling diffère du cycle de Ericsson dans le sens où la transformation de 2 à 3 et de 4 à 1 se font à volume constant, et non à pression constante. Pour une machine réelle, on peut se trouver entre ces deux cycles. Ces cycles sont ceux des machines dites régénératives dans lesquelles le gaz est prérefroidi dans un régénérateur avant la détente.



**figure I.3 : Comparaison cycle de Ericsson et cycle de Carnot**

Selon la puissance, la température et les conditions de fonctionnement, le type de machine utilisé n'est pas le même. Les différences principales proviennent de la fréquence de fonctionnement et de la génération des ondes de pression.

Pour les machines de fortes puissances ou de basses températures (inférieures à 50 Kelvin), les cryogénistes utilisent généralement des compresseurs couplés à des systèmes de clapets ou de vannes rotatives. On met ainsi alternativement la haute puis la basse pression en communication avec l'entrée de la machine. Ces machines fonctionnent à basses fréquences (BF), aux alentours de quelques hertz sur la base d'un cycle de Ericsson (figure I.3). Les plus répandues de ces machines sont les machines Gifford Mc-Mahon (GM), qui sont largement commercialisées. Pour les machines de plus faibles puissances, on utilise des oscillateurs de pression qui génèrent directement l'oscillation de pression par le mouvement alternatif d'un piston. Ces machines haute fréquence (HF), fonctionnant aux alentours de 50 Hz, sont généralement de type Stirling.

On verra dans le paragraphe I.2 que le fonctionnement de ces machines nécessite un déphasage entre l'onde de pression et le déplacement du gaz dans le régénérateur. Pour les machines Stirling ou GM le déplacement du régénérateur assure ce déphasage. Les tubes à gaz pulsé (TGP) sont des machines semblables au GM ou au Stirling. La différence principale provient d'un système de déphasage, passif pour les TGP, à partir de capillaires, de vannes et de volumes tampon. Grâce à ce système passif, les tubes à gaz pulsé ne nécessitent pas de pièces mobiles froides et ils permettent une fiabilité accrue par rapport aux autres types de machines régénératives.

	Déphasage mécanique	Déphasage statique
Compresseur + Vannes ou Clapets Basse fréquence	Gifford Mc-Mahon	TGP BF
Oscillateur de pression Haute fréquence	Stirling	TGP HF

**tableau I.1 :récapitulatif des différentes machines en fonction de la génération de l'onde de pression motrice et du déphasage.**

### I.1.C.3 Cycles multiétagés

L'utilisation de cycles à plusieurs étages permet de limiter les écarts de température entre le point froid et le point chaud de chaque étage. D'une part, les variations de pression nécessaires au refroidissement sont limitées, d'autre part le cycle et les caractéristiques de la machine sont optimisés pour chaque gamme de température. Parmi ces machines à plusieurs étages, les cycles à cascades utilisent le changement d'état de gaz bien choisi pour atteindre des basses températures. En raison de leur complexité et du grand nombre de compresseurs et de turbines nécessaires, ils sont peu utilisés malgré leur bon rendement. Seules les grandes installations comme la liquéfaction du méthane ont recours à ce genre de cycle.

Un autre exemple classique de cycles multiétagés est le cycle de Claude utilisé pour la liquéfaction de l'hélium. Ce cycle est composé de un ou deux cycles de Brayton et d'une détente Joule-Thomson. Le cycle de Brayton est décrit dans le précédent paragraphe, alors que le cycle de Joule-Thomson comprend une détente sans récupération de travail ; elle nécessite que la température du gaz soit inférieure à sa température d'inversion (38 K pour l'hélium à 1 bar). Au-dessus de celle-ci, la détente provoque l'échauffement du gaz.

Plutôt que d'utiliser des machines multiétagées, il peut être intéressant d'utiliser une machine couplée à un réfrigérant liquide. Ainsi, pour obtenir des températures inférieures au Kelvin, des réfrigérateurs sont utilisés à partir d'un bain d'hélium. Cependant, Duband [8], en couplant un réfrigérateur à adsorption bi-étagé sur un tube à gaz pulsé bi-étagé a atteint, sans usage de liquide cryogénique, la température de 300 mK à partir d'une température ambiante de 300 K.

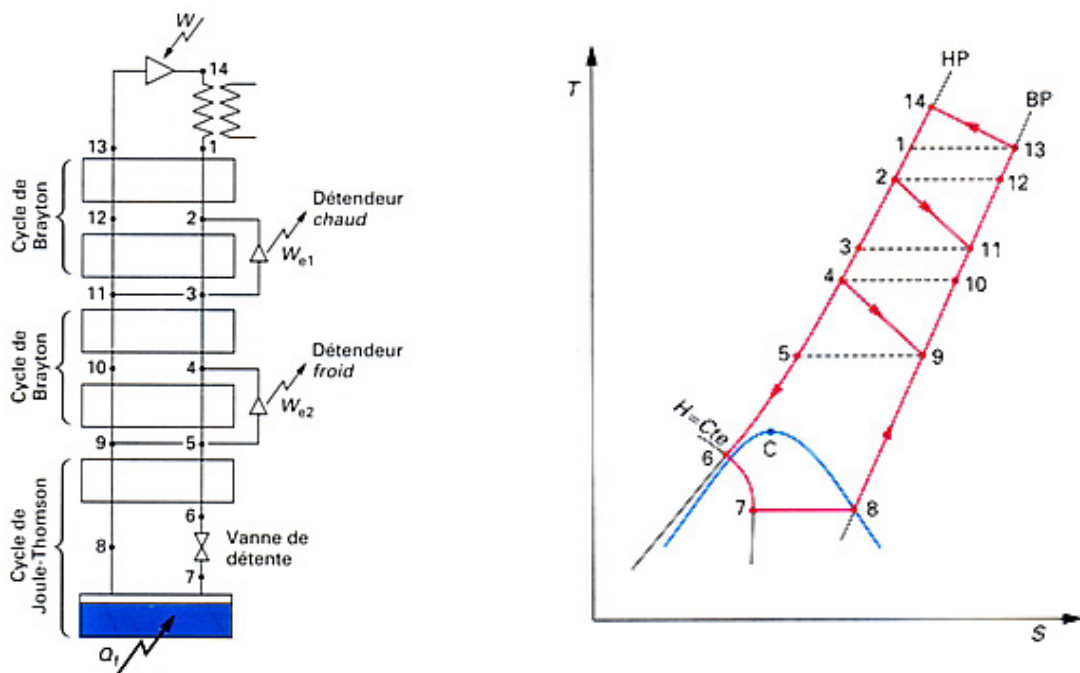


Figure I.4 : Exemple de cycle multiétagé : le cycle de Claude. Source [9]

### ***1.1.D Les tubes à gaz pulsé (TGP). Etat de l'art***

Les tubes à gaz pulsé HF et BF font l'objet de recherche et de développement dans de nombreux laboratoires et industries du monde. Pour les basses fréquences, la société la plus avancée, Cryomech. Inc., commercialise un TGP biétagé fournissant une puissance froide de 0,5 W à 4,2 K pour un compresseur de 5 kW.

Pour les tubes à gaz pulsé HF, qui nous intéressent plus, les développements ne sont pas aussi matures et, en dehors du domaine spatial, la technologie concurrente des réfrigérateurs Stirling a encore la préférence des industriels pour l'instant.

L'équipe allemande de Thummes rapporte des performances de l'ordre de 5 W à 80 K avec une puissance électrique aux alentours de 200 W [10]. Au NIST, Radebaugh travaille depuis plusieurs années sur ce sujet et a réalisé un prototype dédié à la liquéfaction d'oxygène sur Mars. Les performances obtenues sont de 19 W à 90 K avec 340 W de puissance électrique [11].

Une équipe coréenne vise une production massive de TGP pour limiter les coûts de fabrication. Les performances qu'elle annonce sont de 5 W à 65 K avec une puissance fournie de 280 W. Elle prévoit une production de 10000 unités par an pour un coût unitaire de 1000 \$.

La compagnie TRW a revendiqué en premier des puissances de réfrigération de plusieurs watts à 80 K. En 1996, 850 mW de puissance de réfrigération à 35 K et plus de 5 W à 80 K, sont annoncés avec 200 W de puissance électrique [12].

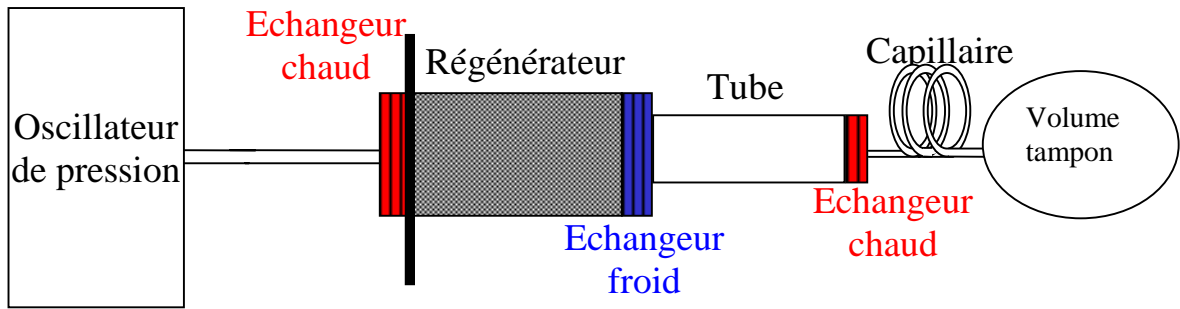
Mesoscopic Device s'est lancé dans la réalisation de tube à gaz pulsé haute fréquence et haute puissance. Leur but est d'obtenir une puissance froide de 1300 W à 80 K, avec une puissance d'oscillateur de 20 kW [13]. L'application visée est la liquéfaction des gaz.

## **1.2 Fonctionnement idéal du tube à gaz pulsé.**

Le fonctionnement du tube à gaz pulsé est expliqué dans ce paragraphe. Les phénomènes intervenant dans le processus de réfrigération sont décrits en séparant le cycle de réfrigération en étapes, et en étudiant chaque composant séparément.

### ***1.2.A Le tube à gaz pulsé***

Le tube à gaz pulsé (figure I.5) est composé d'un générateur de pression, suivi d'un échangeur de chaleur, d'un régénérateur, d'un échangeur froid, d'un tube et d'un système de déphasage (capillaire ou vannes). Le doigt froid désigne l'ensemble de la machine, à l'exception du générateur de pression. Le fluide caloporteur utilisé est généralement de l'hélium gazeux sous une pression d'environ 20 bars.



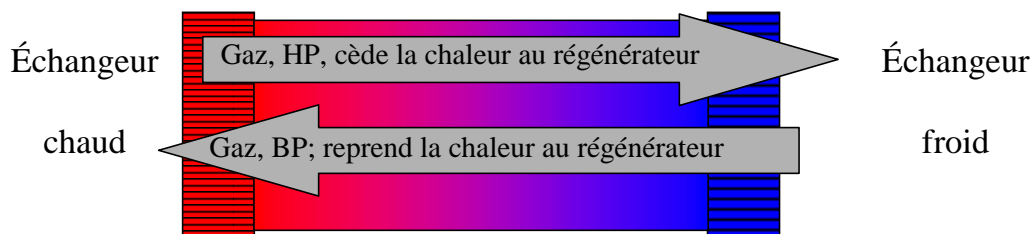
**figure I.5 : Schéma d'un tube à gaz pulsé**

Comme toutes les machines régénératives, le fonctionnement du tube à gaz pulsé est lié au régénérateur. C'est un tube rempli d'un matériau poreux et jouant le rôle d'une « éponge thermique ». Dans ce régénérateur existe un gradient thermique de l'échangeur chaud vers l'échangeur froid. Le générateur de pression joue le rôle moteur en créant des oscillations de pression et de débits de gaz. Le capillaire, ou tout autre type de système de déphasage, permet d'ajuster les oscillations de débits et de pressions dans le régénérateur. Le tube est nécessaire pour isoler l'échangeur froid du système de déphasage où il existe une dissipation d'énergie.

Une partie seulement du gaz participe directement à la réfrigération. Le déplacement et les cycles de compression détente de cette partie du gaz sont les suivants :

- Le gaz est comprimé à l'échangeur chaud.
- Le gaz se déplace dans le régénérateur, à haute pression. Sa température diminue grâce aux échanges avec le régénérateur.
- Le gaz est détendu à l'échangeur froid, permettant l'extraction de la puissance frigorifique.
- Le gaz revient à basse pression vers l'échangeur chaud. Il se réchauffe en reprenant l'énergie du régénérateur.

Le régénérateur, grâce au gradient thermique permet ainsi d'obtenir des températures très basses sans variations de pression excessives.



**figure I.6 : schéma de fonctionnement du régénérateur**



### ***1.2.B Présentation du modèle descriptif***

Dans le tube à gaz pulsé idéal, les pertes de charge du régénérateur et des échangeurs sont négligées. De même, les flux thermiques aux parois, et les effets de bord dans le tube ne sont pas pris en compte. Enfin le régénérateur est supposé idéal : sa température est constante dans le temps et les échanges de chaleur avec le gaz sont parfaits. C'est-à-dire que la capacité calorifique de la matrice est infinie devant celle de l'hélium. Il n'est pas utile de négliger les volumes morts, mais on ne tiendra pas compte des effets de remplissage qui seront détaillés dans le paragraphe I.3.

Pour simplifier la représentation, on décompose le cycle du tube à gaz pulsé en 4 étapes:

Etape 1 : compression

Etape 2 : déplacement du gaz de la partie chaude vers la partie froide

Etape 3 : détente

Etape 4 : déplacement du gaz de la partie froide vers la partie chaude.

Les compressions dans l'oscillateur sont supposées adiabatiques, et les déplacements du gaz se font à pression constante.

### ***1.2.C Le régénérateur***

Le gaz haute pression se refroidit dans le régénérateur avant la détente. Il est ainsi possible d'atteindre des températures basses avec de faibles variations de pression. Un gradient de température dans le régénérateur est maintenu par le retour du gaz. Le régénérateur joue en quelque sorte le rôle d'éponge thermique. Son fonctionnement est commun à toutes les machines utilisant ce système.

Les 4 étapes du cycle sont représentées sur le diagramme de la Figure I.7 pour 3 tranches de gaz parcourant le régénérateur. Elles sont ensuite commentées dans le tableau I.2.

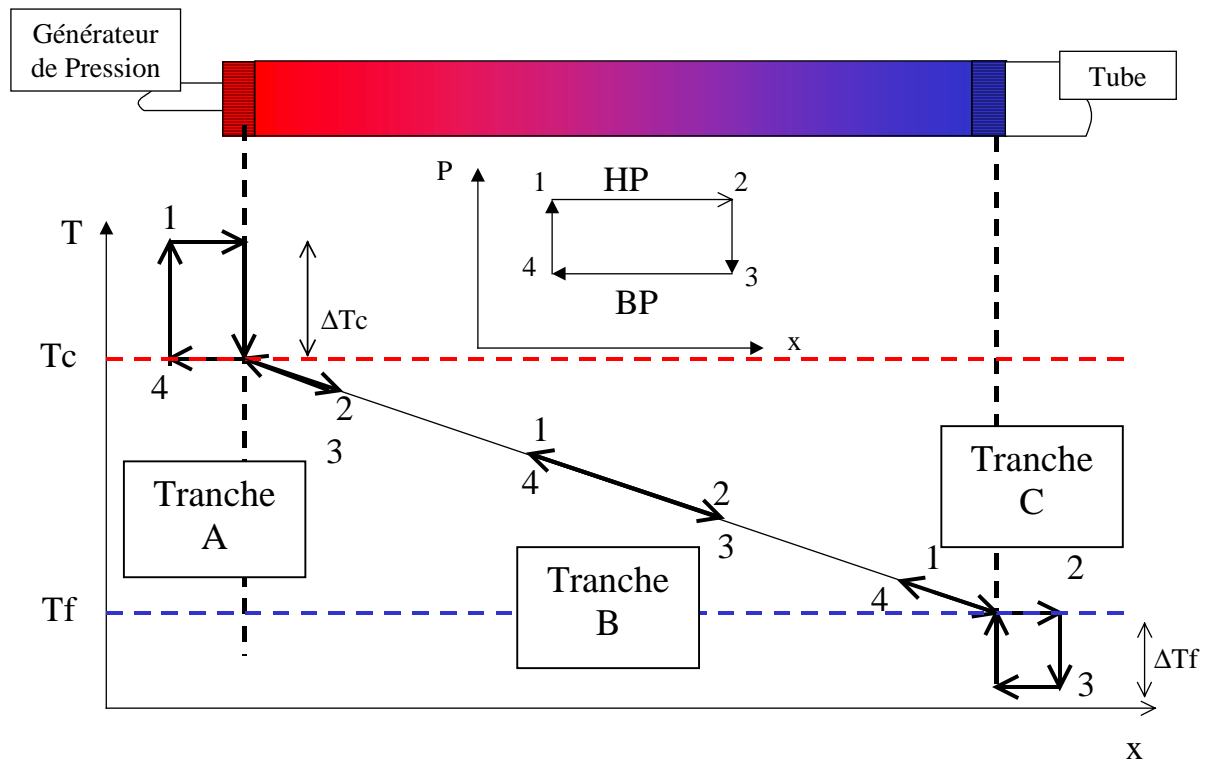


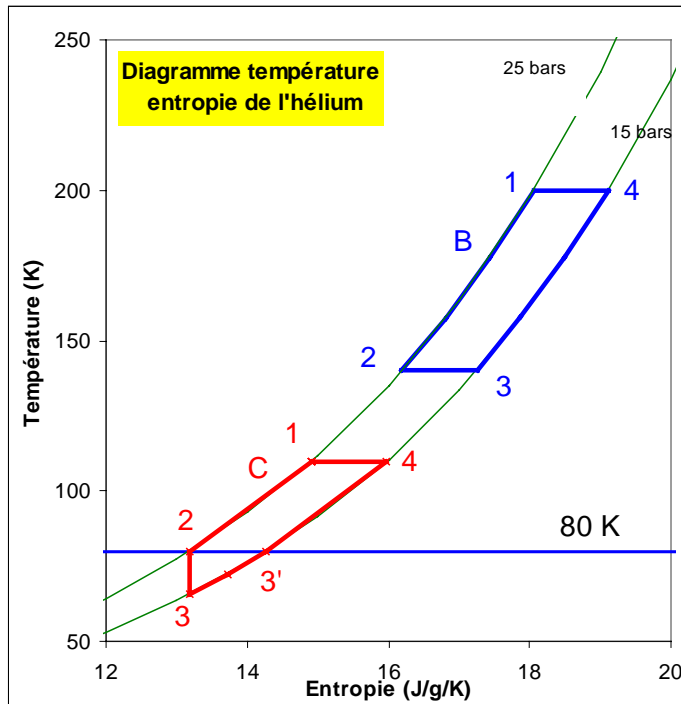
Figure I.7 : Parcours des tranches dans le régénérateur

	Etape 1	Etape 2	Etape 3	Etape 4	Bilan
Numéro	1-2	2-3	3-4	4-1	
Phase	Déplacement	Détente	Déplacement	Compression	
Tranche A	Thermalisée dans l'échangeur chaud puis dans le régénérateur	prend l'énergie de détente au régénérateur.	Retour	Compression adiabatique.	Entropie prise au régénérateur lors de 2 a été laissée à l'échangeur chaud.
Tranche B	Thermalisée par le régénérateur.	Détente isotherme. Energie de détente prise au régénérateur	Retour : l'énergie cédée à l'étape 1 est reprise.	Libère l'énergie de compression	Energie prise côté froid et déposée côté chaud.
Tranche C	Pénètre dans le tube	température diminue lors de la détente adiabatique	Energie de détente prise à l'échangeur froid	Compression isotherme : énergie déposée dans le régénérateur.	La chaleur de détente a été évacuée de l'échangeur froid au régénérateur
Régénérateur	Prérefroidit le gaz en circulation. Energie interne augmente	Détente isotherme du gaz. Energie interne diminue	Retour et augmentation de température du gaz. Energie interne diminue	Energie interne augmente	Flux d'entropie de l'échangeur froid vers l'échangeur chaud.

**tableau I.2 : Récapitulatif du fonctionnement simplifié du régénérateur.**

Le flux d'enthalpie dans le régénérateur est nul : en un point fixe du régénérateur, la température est constante. Un flux d'entropie, constant tout au long du régénérateur permet l'évacuation de la puissance froide de l'échangeur froid vers l'échangeur chaud.

Les déplacements des tranches B et C sont schématisés sur le diagramme ci-dessous. Le déplacement de la tranche B se fait dans un sens à haute pression et dans l'autre sens à basse pression. De ce fait, cette tranche de gaz transmet un travail à la tranche suivante, et reçoit un travail de la tranche précédente. En raison des variations de température, le travail reçu par la tranche B est supérieur à celui transmis. Cette différence est compensée par une différence entre les quantités de chaleur échangées : l'entropie prise lors de l'étape 2 est égale à l'entropie déposée lors de l'étape 4, les quantités de chaleur échangée, proportionnelles à la température sont donc différentes.



**Figure I.8 : Diagramme TS des tranches B et C dans le régénérateur.**

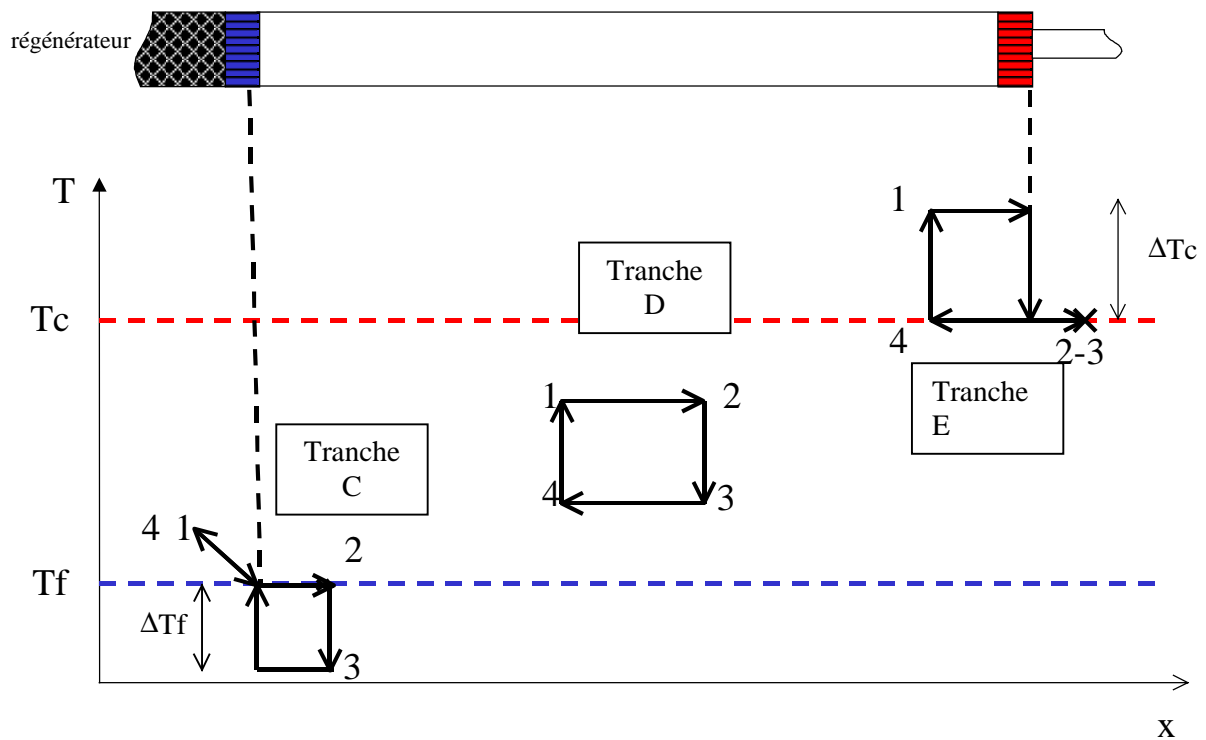
Lors de l'étape 1 à 2, la tranche C pénètre dans le tube à 2 puis se déplace sans changement d'état. Ensuite lors de 2 à 3, la tranche C est détendue de manière adiabatique. La tranche se déplace dans le tube sans changement d'état, puis pénètre dans l'échangeur froid. Elle extrait de l'énergie à l'échangeur froid entre 3 et 3', puis traverse à nouveau le régénérateur.

La tranche C, permet de faire le lien avec le tube : le débit et la pression sont en phase. Lorsque la pression est maximum, le débit est maximum.

### ***1.2.D Le gaz du tube : un piston gazeux***

La tranche C effectue sa détente dans le tube. Lors du cycle, cette tranche enlève de la chaleur à l'échangeur froid et l'évacue sous forme d'entropie dans le régénérateur. Nous allons voir maintenant le déplacement des tranches de gaz dans le tube.

Dans un tube idéal, il n'y a pas d'effets de bords, ni en entrée ni sur les parois du tube. De plus chaque tranche de gaz est parfaitement isolée des tranches voisines.



**figure I.9 : représentation des différentes étapes dans le tube.**

Sur la figure I.9, on a représenté 3 tranches de gaz, C, D et E. La tranche C est la tranche décrite dans le paragraphe précédent.

En observant le comportement de la tranche D, on peut montrer que cette tranche exerce un travail sur la tranche suivante, et reçoit ce travail de la tranche précédente : D « pousse » la tranche suivante à haute pression et revient à basse pression. Ce travail est fonction de l'oscillation de pression, du déplacement et de la section du tube.

Une autre approche consiste à se placer en une section du tube, on peut montrer que, au cours d'un cycle, cette section est traversée par un flux moyen continu d'enthalpie : le gaz se déplace de l'échangeur chaud vers l'échangeur froid à haute pression et revient à basse pression (donc à plus basse température). Comme pour un gaz parfait, l'enthalpie est proportionnelle à la température (loi de Joule :  $H=C_p.T$ ), il existe un flux d'enthalpie. Ce flux dépend des variations de pression ou de température ainsi que du déplacement et de la section. Pour un fonctionnement idéal, cette quantité, travail transmis ou flux d'enthalpie, est égale à l'énergie enlevée à l'échangeur froid et est constante tout au long du tube. La quantité de chaleur à évacuer à l'échangeur chaud est égale à la quantité enlevée à l'échangeur froid.

Le flux d'enthalpie dans le tube est évacué de manière passive, c'est-à-dire qu'il n'existe pas de piston mobile pour dissiper cette énergie. Un capillaire placé à la sortie du tube permet de transformer par frottements cette énergie mécanique en chaleur tout en obtenant le déphasage décrit dans le paragraphe précédent. L'échangeur chaud du tube permet d'évacuer cette chaleur, et le volume tampon en sortie de capillaire sert de référence de pression.

L'inertie du gaz contenu dans le capillaire permet d'obtenir un débit en avance sur la pression. Modifier la longueur et le diamètre du capillaire permet de contrôler la phase et le rapport des amplitudes entre débit et pression au bout chaud. Le fonctionnement du capillaire est détaillé dans le chapitre III.

### 1.2.E Bilan

Nous résumons dans ce paragraphe le fonctionnement d'un tube à gaz pulsé permettant d'extraire de la puissance à la température froide  $T_f$  et rejetant de la puissance à la température chaude  $T_c$ . Ce fonctionnement est résumé sur la figure I.10.

L'oscillateur de pression transmet une puissance mécanique  $P_{méca}$  au doigt froid du tube à gaz pulsé. Cette puissance est transmise au gaz par des oscillations de pression et de débit.

Ces oscillations permettent d'extraire de la puissance froide :  $\dot{Q}_f$ . Cette chaleur est évacuée dans le régénérateur sous forme d'un flux d'entropie  $\langle \dot{S} \rangle = \frac{\dot{Q}_f}{T_f}$ . Ce flux est lié aux variations de pression à

température constante et à l'alternance des déplacements de gaz dans le régénérateur. Il est dissipé en chaleur dans l'échangeur chaud :  $\dot{Q}_{c,régé} = T_c \langle \dot{S} \rangle$ .

Pour permettre ce cycle du régénérateur, de la puissance mécanique est extraite à l'échangeur froid. Cette puissance égale à la puissance froide extraite, est évacuée par un flux d'enthalpie dans le tube. Elle est transformée en chaleur par les frottements dans le capillaire et dissipée dans l'échangeur chaud du tube. La puissance dissipée à cet échangeur est égale au flux d'enthalpie dans le tube :  $\dot{Q}_{c,tube} = \langle H \rangle = \dot{Q}_f$ . Dans ce fonctionnement idéal, on considère que le capillaire n'échange pas avec le milieu extérieur.

On peut ajouter que pour un fonctionnement idéal, le rendement du tube à gaz pulsé est

$\eta = \frac{\dot{Q}_f}{P_{méca}} = \frac{T_f}{T_c}$ . Le rendement théorique idéal d'un tube à gaz pulsé est donc plus faible que le

rendement de Carnot ( $\frac{T_f}{T_c}$  au lieu de  $\frac{T_f}{T_c - T_f}$ ) [14]. La dissipation non réversible d'énergie dans le

capillaire est la source de cette différence de rendement. Cette différence de rendement devient négligeable à basse température (notamment pour des températures inférieures à 100 Kelvin).

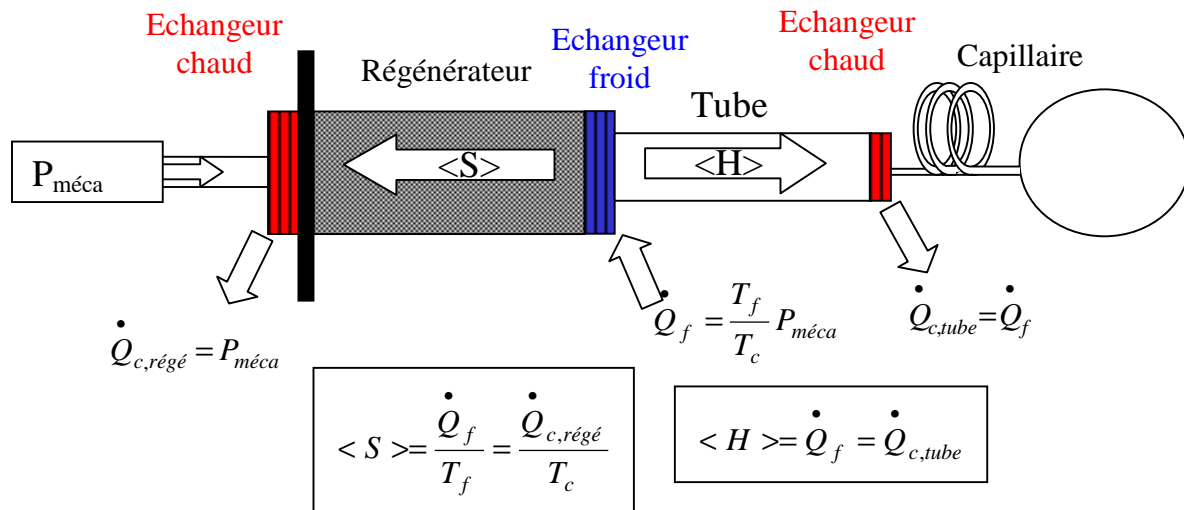


figure I.10 : représentation des flux théoriques dans le tube à gaz pulsé

### I.2.F Remarque sur l'évolution historique du tube à gaz pulsé

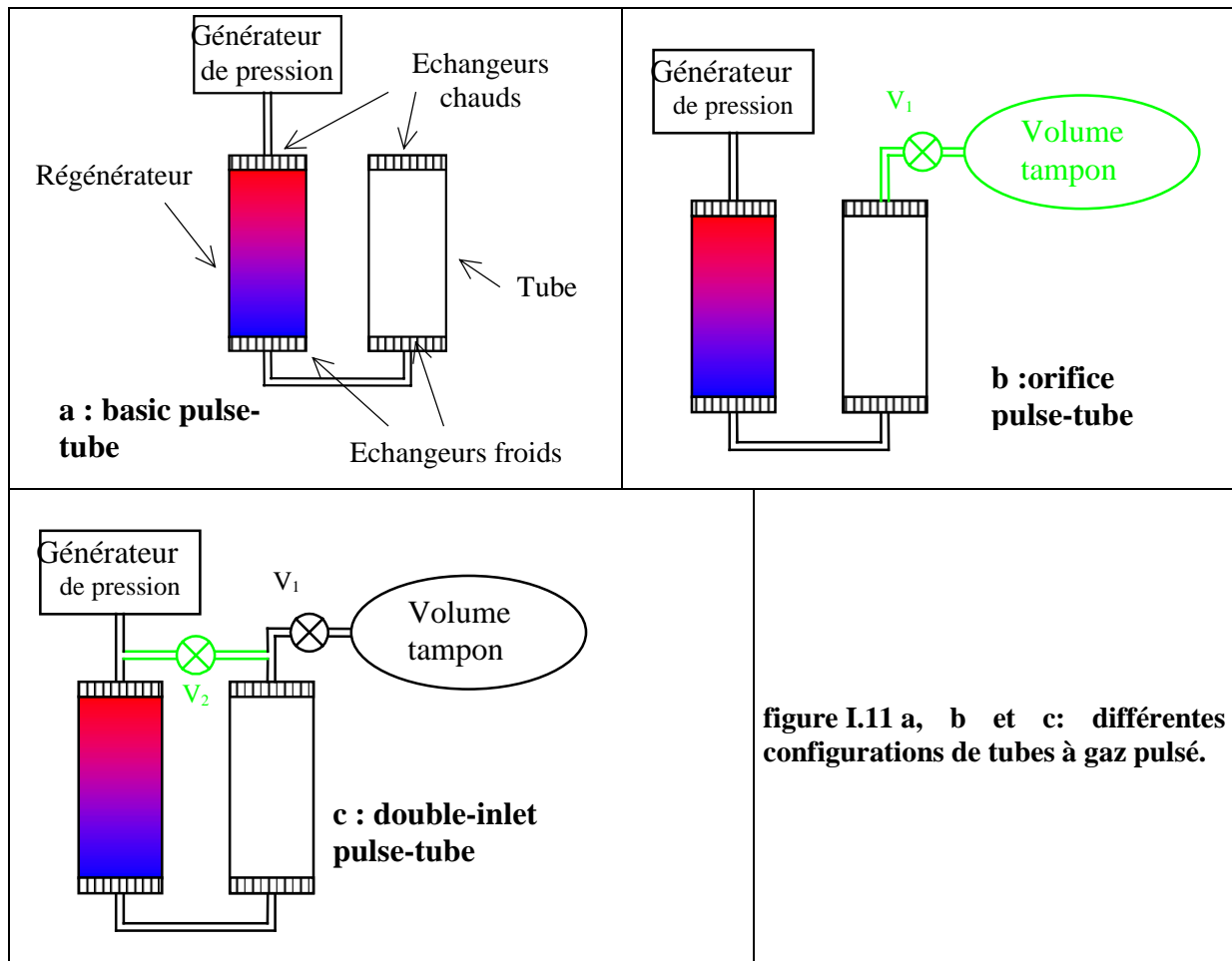
Il est étonnant de constater que, historiquement, le tube à gaz pulsé n'a pas été développé en remplacement du GM ou du Stirling en cherchant à modifier l'organe de déphasage.

La première machine appelée « basic pulse-tube » a été découverte par accident en 1963 par Gifford et Longworth. Cette machine n'utilise pas de système de déphasage tel que les orifices ou les capillaires. C'est le flux d'enthalpie de couche thermique, que l'on décrira dans le paragraphe suivant qui engendre un déphasage permettant d'évacuer la chaleur [15]. La température atteinte ainsi a été de 165 K, puis 3 ans plus tard de 124 K. Le faible rendement n'a pas encouragé son développement.

En 1984, Mikulin [16], proposa de relier le bout chaud du tube à un volume par l'intermédiaire d'un orifice. Cette invention permit d'obtenir une température froide de 105 K. Bien que le rendement ne fût pas vraiment supérieur à celui de Gifford et Longworth, il relança l'intérêt pour les TGP. L'année suivante, Radebaugh inversa l'orifice et l'échangeur chaud de Mikulin, et par cette simple modification, il atteignit une température limite de 60 K pour une puissance disponible de 4 W à 70 K [17].

En 1990, Liang et Zhou [18] introduisirent une vanne de by-pass entre le générateur de pression et le bout chaud du tube. C'est le tube à gaz pulsé en mode « double-inlet ». Cette innovation permit d'améliorer le déphasage et d'atteindre une température limite de 49 K. Pourtant, ce mode de fonctionnement autorise un flux continu dans le tube à gaz pulsé appelé DC flow. Ce flux parasite, prévu par Gédéon [19] et ensuite montré expérimentalement par plusieurs équipes [20], doit être contrôlé par exemple par l'usage d'une troisième vanne de contrôle.

Zhu [21] propose d'utiliser l'inertie du gaz dans les capillaires (également appelées inertances) en 1997 et invente le tube à gaz pulsé à inertance, qui est développé dans cette thèse, et qui est largement adopté pour les tubes à gaz pulsé haute fréquence.



### I.2.G Conclusion

Lors du fonctionnement d'un tube à gaz pulsé idéal, le régénérateur permet au gaz de se refroidir avant la détente. Il est ainsi possible d'obtenir de très basses températures sans variations de pression trop importantes. Le capillaire en sortie du tube permet de transformer le flux d'enthalpie du tube en chaleur, évacuée par l'échangeur chaud. Il permet également d'obtenir le déphasage voulu entre le débit et la pression dans le régénérateur. Le tube est nécessaire pour isoler le gaz en contact avec l'échangeur froid, du gaz en contact avec le capillaire et l'échangeur chaud.

### I.3 Le tube à gaz pulsé réel : description.

Pour obtenir les meilleurs rendements possibles, il est nécessaire d'évaluer les puissances et les pertes mises en jeu dans le tube à gaz pulsé.

Dans cette partie, nous allons détailler les mécanismes de pertes, et montrer l'importance des déphasages entre la pression et le débit dans le tube à gaz pulsé.



### 1.3.A Diagramme de Fresnel

Une manière pratique de représenter les oscillations de pression et de débit est d'utiliser des diagrammes de Fresnel. Ces diagrammes permettent de visualiser d'une part les déphasages entre les différentes quantités et d'autre part les variations de puissances mises en jeu.

Cette représentation correspond à une analogie électrique, la pression relative (par rapport à la pression moyenne) est équivalente à la tension alors que le débit volumique est équivalent au courant.

En un point, la variation de pression par rapport à la pression moyenne  $\bar{p}$  est notée  $p^*(t) = p \cos(\omega t + \delta_p)$ . De même, le débit volumique est noté  $q^*(t) = q \cos(\omega t + \delta_q)$ . On note  $\theta$  la différence de phase entre la pression et le débit. La puissance transmise par une tranche de gaz est

$$\text{égale à } P_{tr} = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} p^*(t) \cdot \frac{q^*(t)}{S} dt, \text{ soit } P_{tr} = \frac{1}{2} pq \cos(\theta).$$

Cette formule est équivalente à l'équation électrique  $P_{elec} = UI \cos(\varphi)$ . Le facteur  $\frac{1}{2}$  est la conséquence de l'utilisation des amplitudes plutôt que des valeurs efficaces. La puissance transmise est égale, à un facteur 1/2 près, au produit scalaire de la pression par le débit volumique.

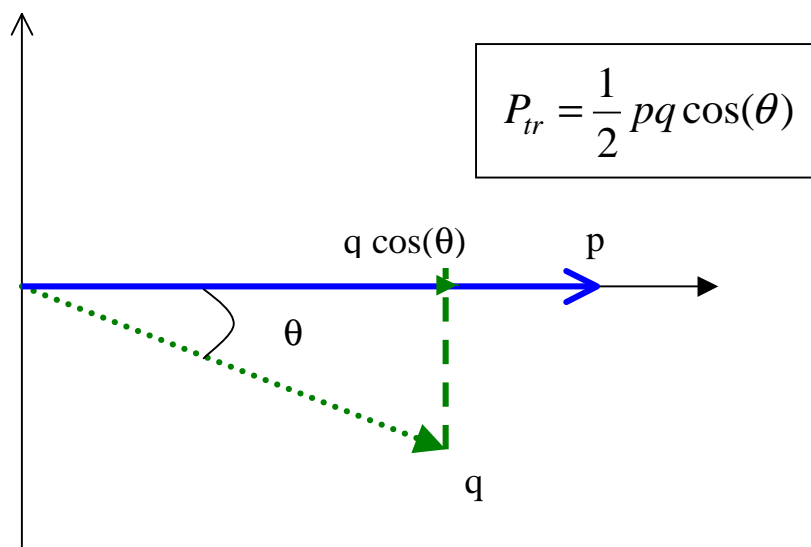


Figure I.12 : représentation des débits dans un diagramme de Fresnel.

Les diagrammes de Fresnel seront utilisés dans ce paragraphe et dans les chapitres suivants pour représenter les oscillations de pression, les débits, ou d'autres quantités comme le courant dans l'oscillateur.

### 1.3.B Tube

Nous avons vu que le rôle du tube est d'isoler les tranches de gaz froides des tranches de gaz chaudes sortant du capillaire, le gaz contenu dans le tube agissant comme un piston gazeux. Dans ce paragraphe, nous insistons sur les pertes engendrées dans le tube.

### I.3.B.1 Isolation des échangeurs

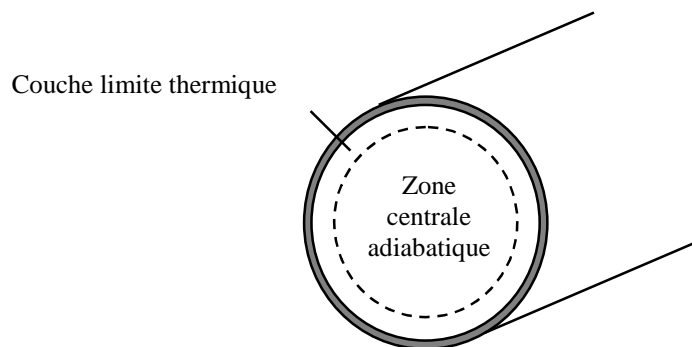
Comme le tube doit permettre l'isolation entre l'échangeur froid et l'échangeur chaud, il est nécessaire qu'au moins une tranche de gaz se déplace dans le tube, sans contact avec aucun des échangeurs au cours d'un cycle. Dans le cas contraire, la tranche qui pénètre alternativement dans l'échangeur chaud puis dans l'échangeur froid apporte une charge de chaleur parasite à ce dernier.

### I.3.B.2 Couche limite thermique et couche centrale

- Séparation des couches

Si les échanges avec la paroi sont pris en compte dans le tube, il est possible de définir une couche limite thermique. La connaissance de l'épaisseur de cette couche limite permet de scinder le tube en deux parties (Figure I.13). Dans la couche limite, la couche est affectée par les échanges avec la paroi. A l'intérieur du tube, le gaz subit une évolution adiabatique.

L'épaisseur de la couche thermique est de l'ordre de :  $\delta_{th} = \sqrt{\frac{2\chi}{\omega}}$ , où  $\chi$  représente la diffusivité thermique de l'hélium. Le calcul de ce terme pour des fréquences de 50 Hz, donne des valeurs de quelques dixièmes de mm, très inférieures au rayon du tube. On peut donc considérer en première approximation que la zone centrale représente l'ensemble du tube, et ajouter après coup les pertes dans la couche limite.



**Figure I.13 : Schéma de la couche limite thermique.**

- Effet dans la zone centrale

On considère que dans la couche centrale, le gaz se comporte de manière adiabatique et qu'il n'échange pas de chaleur avec la zone thermique. On considère également qu'il se comporte de manière uniforme sur une section. Le gaz de la zone centrale joue le rôle du gaz décrit dans le cadre du TGP idéal.

- Flux d'enthalpie couche thermique

Sur les bords du tube, il existe des échanges de chaleur entre la paroi et le gaz. Ces échanges de chaleur donnent naissance à un flux de chaleur appelé « surface heat pumping ». Ce flux de chaleur peut être positif ou négatif selon le déphasage entre la pression et le débit dans le tube. Pour les TGP à inertance, le déphasage est négatif tout au long du tube pour optimiser le fonctionnement du régénérateur. Dans ce cas, ce flux sera négatif, il apporte une charge de chaleur à l'échangeur froid. Pour limiter ce flux, la section du tube doit être augmentée.

Il est intéressant de noter que ce flux d'enthalpie dans la couche thermique permettait le fonctionnement des premiers tubes à gaz pulsé (qui fonctionnaient à basse fréquence) : les « basic pulse tube » (cf paragraphe I.2.F).

### I.3.B.3 Autres pertes

D'autres pertes dans le tube dégradent les performances du tube à gaz pulsé. Ces pertes sont dues d'une part au mélange des différentes tranches de gaz, d'autre part aux phénomènes de conduction et d'échange de chaleur entre le tube et l'hélium.

Le mélange des tranches de gaz est lié aux effets des turbulences dans le tube, aux effets de bords en sortie des échangeurs, ou aux effets de variation de viscosité dans la couche thermique. Ces pertes sont étudiées plus en détail dans le chapitre III.

### I.3.B.4 Débit de remplissage du tube.

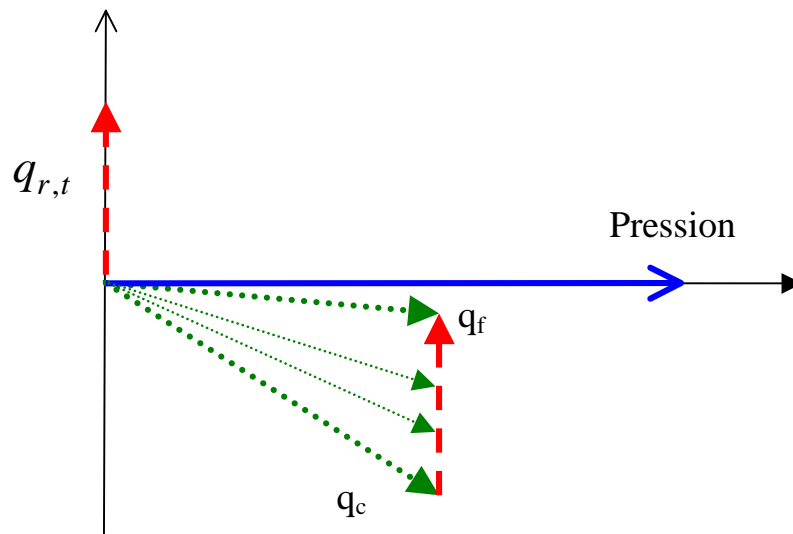
On peut considérer, sans faire trop d'approximation que la pression est la même en tout point du tube. Par contre le débit varie en fonction de la longueur en raison de l'effet de remplissage du tube : lors des variations de pression, la densité du gaz varie également, et une quantité de gaz doit être stockée (ou déstockée) provisoirement dans le tube pour compenser cette variation. On appelle  $q_{r,t}$  le débit de gaz qui correspond à l'ensemble du stockage dans le tube, bien que ce ne soit pas à proprement parler un débit.  $q_{r,t}$  est en quadrature avec la pression : le débit s'annule lorsque la pression est maximale. (Figure I.14). En tenant compte des effets de pression et de température, la

relation entre débit de remplissage et variation de pression est :  $q_{r,t} = \frac{V_t}{\gamma_k P} p_t \omega$  où  $V_t$  est le volume

du tube,  $\gamma_k$  le coefficient polytropique et  $\omega$  la fréquence angulaire. Cette relation est démontrée dans le chapitre III.

Pour un fonctionnement optimum, le déphasage entre débit et pression dans le régénérateur est nul. Les débits aux extrémités chaude et froide,  $q_c$  et  $q_f$  sont liés par la relation  $q_c = q_f + q_{r,t}$ . Les débits dans le tube sont représentés sur la Figure I.14.

On peut vérifier sur ce diagramme de Fresnel que le flux d'enthalpie (égal au produit scalaire du débit par la pression) est bien constant le long du tube. : la puissance mécanique due au débit de remplissage, en quadrature avec la pression, est nulle.



**Figure I.14 : représentation des débits dans un diagramme de Fresnel.**

Ce diagramme de Fresnel montre que le débit au bout chaud du tube est en avance sur le débit au bout froid : le déphasage au bout chaud doit être plus important que le déphasage au bout froid.

### **I.3.B.5 Dimensionnement du tube.**

Pour jouer son rôle d'isolant, le tube doit être suffisamment volumineux. Toutefois, plus le volume du tube est important et plus l'effet de remplissage sera important. On verra plus loin que le déphasage engendré par cet effet peut être néfaste.

En raison de la difficulté à déterminer les pertes décrites dans ce chapitre, le volume et le rapport longueur sur diamètre du tube doit être déterminé expérimentalement. (voir Chapitre II).

### ***I.3.C Pertes régénérateur***

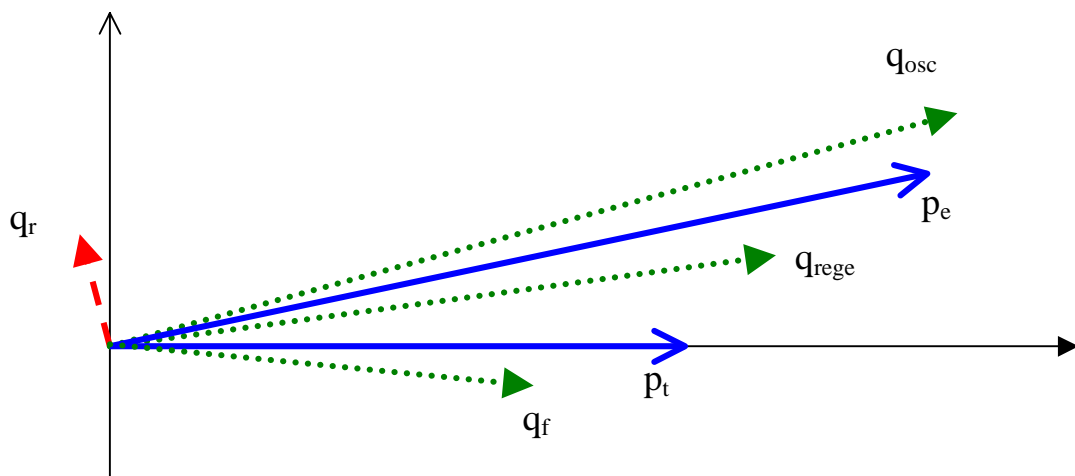
Le dimensionnement et la recherche du point de fonctionnement optimum (débit et pression) du régénérateur sont cruciaux pour le bon fonctionnement du tube à gaz pulsé : les pertes thermiques et mécaniques du régénérateur, que nous décrivons dans ce paragraphe, doivent être limitées.

#### **I.3.C.1 Représentation des débits dans le régénérateur réel.**

Dans un régénérateur réel, les pertes de charge réduisent l'amplitude des oscillations de pression entre la partie chaude et la partie froide du régénérateur. De plus, les volumes morts entraînent un décalage des débits. Finalement, en raison de la variation de température, la densité du gaz décroît tout au long du régénérateur et les débits au bout froid sont inférieurs aux débits au bout chaud : dans un régénérateur idéal, sans volume mort ni pertes de charge, le rapport des débits volumiques froid et chaud est égal au rapport des températures

Pour mieux visualiser ces débits, nous les représentons sur le diagramme ci-dessous.  $q_{osc}$ ,  $q_{rege}$  et  $q_f$  représentent le débit en entrée de régénérateur (sortie d'oscillateur), le débit moyen dans le régénérateur et le débit au bout froid.  $p_e$  et  $p_t$  représentent les pressions en entrée et au bout froid du régénérateur (dans le tube).  $q_r$  symbolise le débit de remplissage du régénérateur, analogue à celui intervenant dans le tube.

Ce schéma ne prétend pas donner des valeurs exactes. Il représente les déphasages et les diminutions à la fois de la pression et du débit dans le régénérateur. Il montre la difficulté de prévoir ces débits.



**Figure I.15 : diagramme de Fresnel récapitulatif des débits et pressions dans un tube à gaz pulsé à inertance.**

### **I.3.C.2 Pertes mécaniques du régénérateur**

Pour un régénérateur idéal, la puissance froide, équivalente au flux d'enthalpie dans le tube, est égale à la puissance au bout chaud multipliée par le rapport des températures. En raison des pertes de charge, l'onde de pression diminue tout au long du régénérateur. De plus, le débit nécessaire au remplissage des volumes morts augmente les pertes de charge et le débit en entrée sans participer à la réfrigération. Pour améliorer le fonctionnement du tube à gaz pulsé, les pertes mécaniques du régénérateur doivent donc être limitées.

### **I.3.C.3 Pertes thermiques**

Le flux d'enthalpie dans un régénérateur parfait est nul : la température du gaz est égale à la température de la matrice qui ne varie pas. Pour un régénérateur réel, les pertes thermiques sont liées à une différence entre la température du gaz et la température de la matrice, ainsi qu'à la variation de température de la matrice.

Idéalement, le gaz sortant au bout froid du régénérateur est à la température de l'échangeur froid, et il n'y a pas de flux d'enthalpie dans le régénérateur. Pourtant, un gradient de température est nécessaire entre le gaz de cycle et le régénérateur pour qu'il y ait transfert de chaleur. Cet écart de température est une cause de pertes, puisqu'il conduit à un flux d'enthalpie dans le régénérateur : le gaz est plus chaud lorsqu'il parcourt le régénérateur de la partie chaude vers la partie froide que dans l'autre sens. L'échange d'énergie entre ces deux milieux doit donc être augmenté. La variation de température du gaz entre les deux sens de son déplacement est également accentuée par les variations de la température de la matrice au cours d'un cycle. Pour limiter ces variations, un écart important entre les capacités calorifiques du gaz et celle de la matrice est nécessaire.

### **I.3.C.4 Modification de la géométrie**

Pour limiter les pertes du régénérateur, sa géométrie doit être optimisée. Pour le dimensionnement du régénérateur, les contraintes d'échanges thermiques, de pertes de charge et de volume mort sont contradictoires et imposent un optimum en longueur et diamètre du régénérateur. Les contraintes géométriques sont résumées dans le tableau I.3.

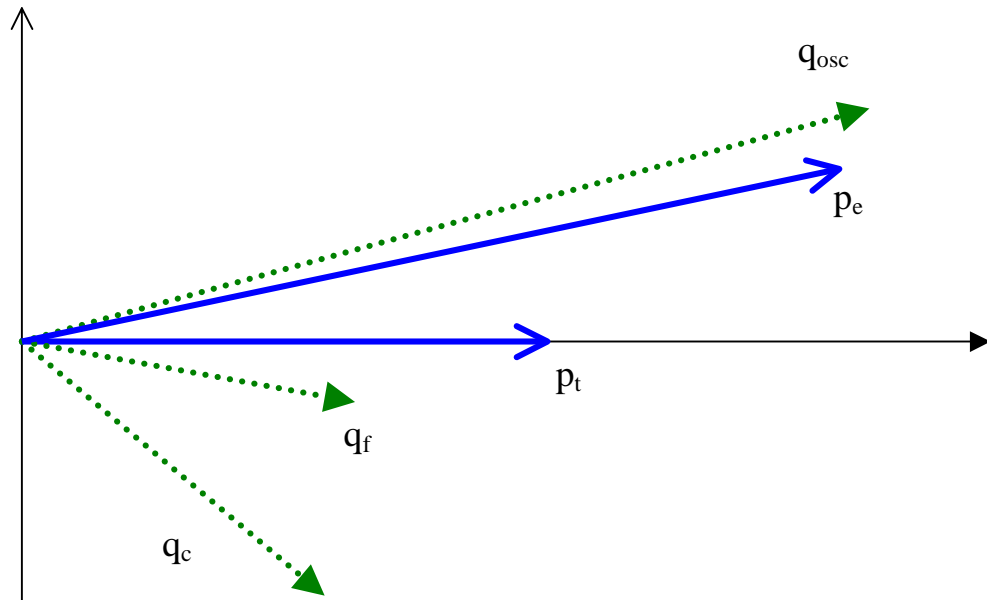
Actions	Intérêt	Inconvénient
Augmenter la longueur du régénérateur	Plus d'échange Moins de conduction	Plus de volume mort Plus de pertes de charge
Augmenter le diamètre du régénérateur	Plus d'échange Moins de perte de charge	Plus de volume mort Plus de conduction (grille)
Augmenter le volume (L/D constant)	Plus d'échange Moins de conduction	Plus de volume mort
Augmenter L/D (volume constant)	Moins de conduction	Plus de pertes de charge

**tableau I.3 : pertes régénérateur et dimensionnement**

### **I.3.C.5 Modification du point de fonctionnement.**

Pour un régénérateur idéal, quel que soit le point de fonctionnement (débit, pression, phase), le rapport du flux d'enthalpie transmis sur la puissance mécanique en entrée est égal au rapport des températures. Les pertes de charge du régénérateur réel limitent la puissance transmise. Ces pertes de charge doivent être minimisées tout au long du régénérateur.

Pour étudier les conditions permettant de limiter ces pertes, on représente les débits et les pressions sur le diagramme suivant.  $q_{osc}$ ,  $q_f$  et  $q_c$  représentent les débits en sortie de l'oscillateur, à l'échangeur froid et à l'échangeur chaud du tube.  $p_e$  et  $p_t$  représentent les pressions en entrée du régénérateur (sortie de l'oscillateur) et dans le tube.



**Figure I.16 : diagramme de Fresnel récapitulatif des pressions et débits dans un tube à gaz pulsé à inertance.**

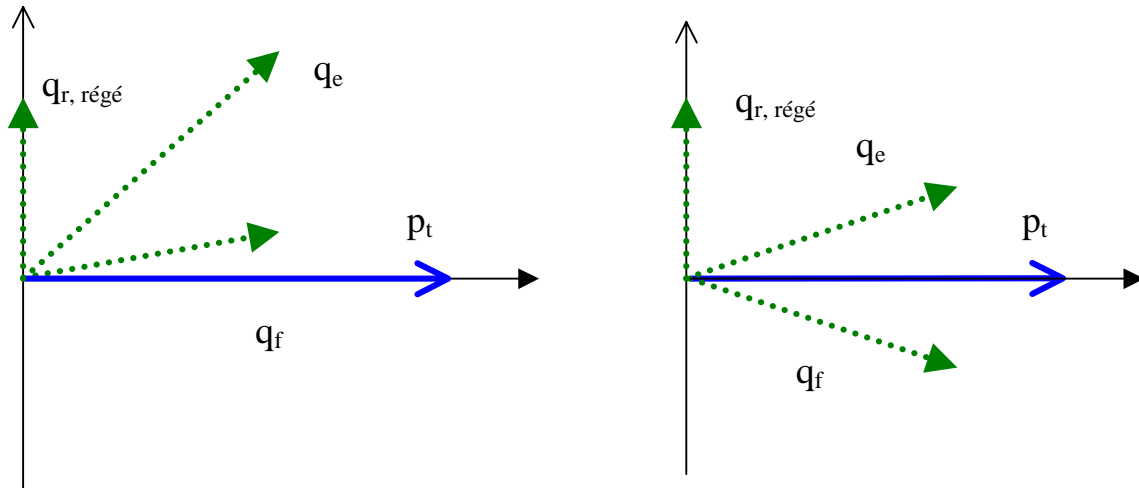
En raison de l'effet de remplissage du régénérateur, les débits  $q_{osc}$  et  $q_f$  sont décalés. Leurs amplitudes varient en raison de la variation de la densité du gaz avec la température.

Il est possible d'obtenir une puissance froide donnée, égale au flux d'enthalpie  $p_t q_f \cos(\psi_{p_t/q_f})$  de plusieurs manières. D'une part le rapport  $\frac{p_t}{q_f}$  peut être modifié, et d'autre part l'angle de déphasage peut être modifié.

- Déphasage au bout froid optimum vis-à-vis des pertes de charge

Les pertes mécaniques dans le régénérateur proviennent des pertes de charge. Il faut donc limiter ces pertes de charge tout au long du régénérateur. En raison du déphasage entre  $q_{osc}$  et  $q_f$ , pour que le débit soit le plus faible possible tout au long du régénérateur, il faut que  $q_f$  soit en avance sur  $p_t$ .

(Le cas 2 de la figure I.17 est plus avantageux que le cas 1 : pour un même flux d'enthalpie le débit est en moyenne plus faible ; cela est encore amplifié dans le cas réel où le débit en entrée est à température ambiante et donc plus important)



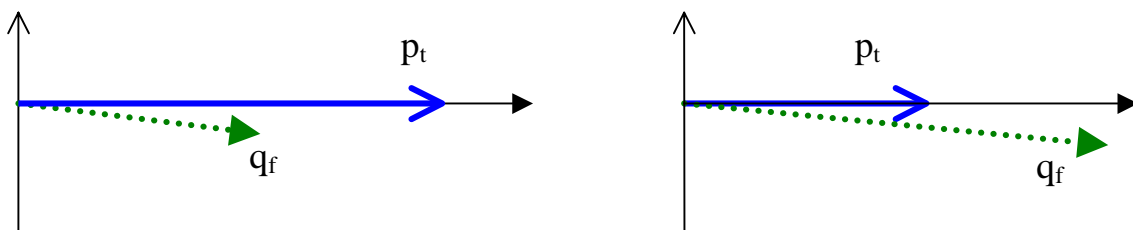
**figure I.17 : modification de la phase au bout froid pour le même flux d'enthalpie et l'amplitude des oscillations de pression fixée. Cas simplifié avec  $T_f=T_c$ .**

- Rapport pression / débit optimum vis-à-vis des pertes de charge

Pour un flux d'enthalpie donné, il est possible d'avoir une grande amplitude de pression avec un faible débit, ou l'inverse (figure I.17).

Un faible débit  $q_f$  entraîne une grande amplitude de pression. Le débit de remplissage du régénérateur est proportionnel aux oscillations de pression, donc à une grande oscillation de pression correspond un grand débit de remplissage. Ce débit participe aux pertes de charge sans participer à la réfrigération, il doit donc être limité.

D'un autre côté, un grand débit  $q_f$  entraîne directement des pertes de charge.



**figure I.18 : modification du point de fonctionnement pour le même flux d'enthalpie**

Par rapport à la transmission mécanique de la puissance, il existe donc un optimum du rapport  $\frac{p_t}{q_f}$  et un optimum de la phase  $\psi_{p_t/q_f}$ .

L'optimum réel du régénérateur dépend également des pertes thermiques et des échanges entre le gaz et la matrice. Le point de fonctionnement, qui est imposé par la géométrie du tube et du capillaire doit être recherché pour minimiser les pertes mécaniques et thermiques.



### **I.3.C.6 Conclusion régénérateur**

Le rôle du régénérateur est de permettre au gaz de se refroidir avant la détente. La difficulté du dimensionnement du régénérateur réside dans la coexistence de phénomènes de dynamique des fluides et de phénomènes thermiques. La puissance mécanique transmise au gaz du tube est égale à la puissance mécanique en entrée de régénérateur diminuée de la puissance dissipée par les pertes de charge dans celui-ci. En plus de ces pertes mécaniques, en raison de l'inefficacité de l'échangeur de chaleur et du régénérateur, il existe un flux d'enthalpie régénérateur, qui est responsable d'une diminution du rendement du TPG réel.

Optimiser un régénérateur consiste à la fois à limiter les pertes de charge, à augmenter les coefficients d'échanges, à limiter les volumes morts et à augmenter la capacité de stockage de chaleur. Le point de fonctionnement du régénérateur modifie également les performances de la machine. En raison de la difficulté à prédire les pertes, l'expérience est nécessaire pour déterminer les meilleures dimensions et le meilleur point de fonctionnement du régénérateur. Ces expériences sont décrites dans le chapitre II.

## ***II EXPERIENCES DE DIMENSIONNEMENT.***

## II.1 Introduction

Une des phases importantes de l'optimisation des doigts froids consiste à rechercher les dimensions optimales du régénérateur et du tube. En raison des pertes et des nombreux paramètres influençant le fonctionnement des TGP, des expériences systématiques sont nécessaires pour trouver les paramètres optimaux. La simulation numérique, développée au SBT pour modéliser le fonctionnement des TGP, est commentée dans le paragraphe II.3.

Un des objectifs de cette thèse était de dimensionner un tube à gaz pulsé à partir de l'oscillateur Ricor : c'est la première fois qu'un oscillateur de cette cylindrée (12 cc) est utilisé au CEA/SBT. Les expériences réalisées pour ce dimensionnement sont décrites dans ce chapitre.

## II.2 Méthode expérimentale

### II.2.A Conception des TGP

#### II.2.A.1 Conception

Selon la position du tube par rapport au régénérateur, les TGP sont appelés en ligne, en U ou coaxiaux (figure II.1). Lors de cette thèse, la configuration en ligne a été utilisée. Cette disposition permet de modifier indépendamment les tubes du régénérateur et du tube mais elle impose l'introduction d'un système de refroidissement à l'intérieur de l'enceinte. Les performances obtenues sont meilleures avec la géométrie en ligne, notamment en raison d'un écoulement plus facile à l'échangeur froid, mais les tubes à gaz pulsé en U ou coaxiaux sont plus adaptés à un usage industriel.

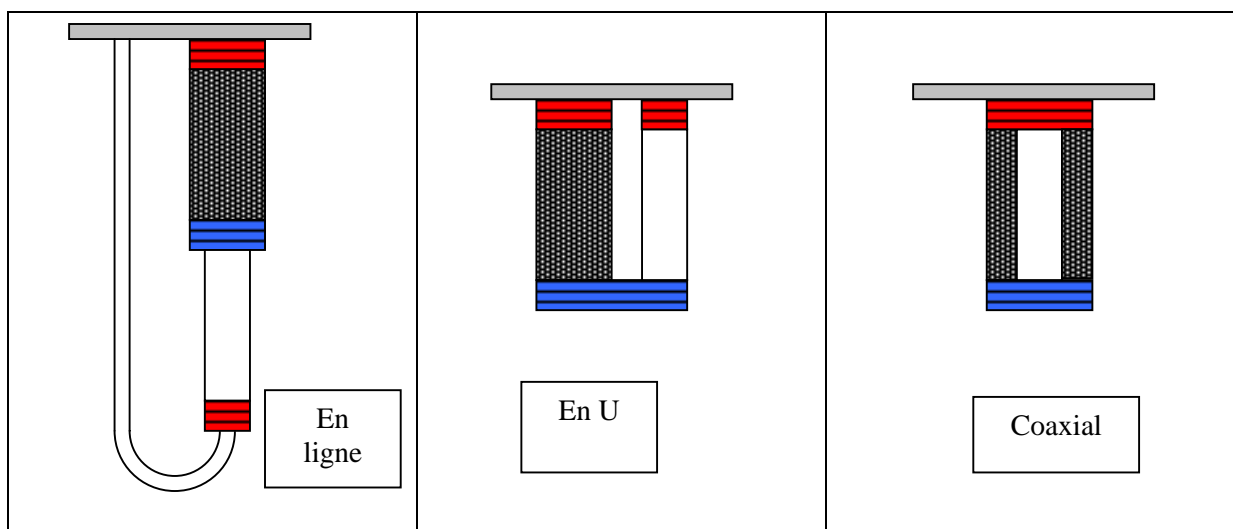


figure II.1 : Différentes configurations des tubes à gaz pulsé

#### II.2.A.2 Tubes et grilles

Les diamètres des régénérateurs étudiés varient de 18 à 28 mm, pour une longueur comprise entre 45 et 80 mm. Les diamètres du tube s'échelonnent de 10 à 14 mm pour une longueur allant jusqu'à 160 mm.

L'épaisseur des tubes utilisés est limitée pour diminuer la conduction dans les parois. Elle est de 0,1 ou 0,2 mm selon les diamètres des tubes.

Les grilles nécessaires au stockage de la chaleur dans le régénérateur sont des tamis en inox fabriqués par la société Gantois. Le diamètre des fils et l'écart entre chaque maille (ouverture) doivent être choisis de manière à obtenir un bon compromis entre les pertes de charge, les échanges de chaleur et la capacité de stockage calorifique. D'autre part, le coût ou la disponibilité industrielle des grilles empêchent l'utilisation de diamètre de fils trop faibles. Le diamètre des fils des grilles utilisées est de 30  $\mu\text{m}$  pour une ouverture de 38  $\mu\text{m}$ . On note 30/38 des grilles avec ces caractéristiques. Pour atteindre des températures inférieures à 50 K, il devient avantageux d'utiliser d'autres matériaux comme le plomb ou des terres rares dont la capacité calorifique reste élevée à basse température [22].

### **II.2.A.3Echangeurs**

Les échangeurs de chaleur, en cuivre, doivent être dimensionnés pour limiter la différence de température entre l'hélium les traversant et l'extérieur de l'échangeur. Dans le même temps, les pertes de charge et les volumes morts doivent être limités. Une géométrie en étoile, fabriquée par électroérosion, est utilisée au laboratoire depuis plusieurs années (figure II.). Les quantités de chaleur évacuées par ces échangeurs sont évaluées dans le chapitre V, mais ils n'ont pas été modifiés lors de cette thèse.



**figure II.2 : échangeurs en étoile  
fabriqués par électroérosion  
(diamètre extérieure : 30 mm)**

### **II.2.A.4Homogénéisation dans le tube**

Pour limiter les effets de jets dans le tube, en sortie des échangeurs de chaleur, on utilise des grilles que l'on appelle des « flow straightener ». L'influence de ces grilles est décrite dans le 3<sup>ème</sup> paragraphe.

### **II.2.A.5Etanchéité**

Comme les tubes à gaz pulsé fabriqués au cours de cette thèse sont des prototypes d'expérimentation, ils sont conçus de manière à être partiellement démontables. Les parties démontables sont assemblées à l'aide de soudure duratode (étain + décapant). Les parties non démontables sont brasées argent ou soudées TIG.

Un tube à gaz pulsé a été fabriqué pour des essais spécifiques de pertes dans le tube. Les soudures duratrode du tube ont été remplacées par une fixation à l'aide de bride et par une étanchéité avec un joint indium. Ce tube à gaz pulsé est représenté sur la figure II.10 dans le paragraphe II.4.B.1.

## ***II.2.B Description de l'installation expérimentale***

### **II.2.B.1 Montage principal**

- Circuit principal d'hélium

Le circuit principal est composé de l'oscillateur, suivi par une vanne ¼ tour, une ligne de transfert refroidie et le tube à gaz pulsé. L'oscillateur Ricor a été utilisé pour la plupart des essais effectués lors de cette thèse. Le but de la vanne est de limiter la pollution dans l'oscillateur lors du démontage du doigt froid. La ligne permet de diminuer la température du gaz entrant dans le doigt froid, et facilite l'intégration future du TGP.

Une pompe primaire permet de pomper les gaz présents dans le doigt froid avant le remplissage en hélium gazeux. En effet, comme pour la plupart des machines cryogéniques, les effets de la pollution (eau, oxygène, azote ...) sont très pénalisants en raison de la solidification de ces constituants à la partie froide de la machine[23].

- Vide et super-isolant

Le doigt froid est placé dans un cryostat dans lequel un vide de l'ordre de  $10^{-6}$  mbars est maintenu à l'aide de pompes primaire et secondaire. Ce vide est nécessaire pour éviter la condensation d'eau sur les parois du doigt froid et pour limiter les pertes par convection et conduction entre le bout froid et l'enveloppe du cryostat. Des expériences ont montré que les variations de performances avec la qualité du vide deviennent négligeables pour des vides inférieurs à  $10^{-5}$  mbars.

Pour limiter les pertes par rayonnement, du super-isolant (appelé MLI : Multi Layer Insulation) est enroulé autour du doigt froid. On estime que cinq couches de cet isolant sont suffisantes pour pouvoir négliger les pertes radiatives.

- Circuit de refroidissement

Comme pour toute machine cryogénique il est nécessaire de disposer d'une source chaude à température constante pour évacuer la chaleur. Une circulation d'eau dans une chemise autour de l'oscillateur permet de limiter son échauffement (compression du gaz et perte Joule du moteur). Un circuit d'eau alimente également la ligne de transfert et l'échangeur chaud du tube, situé à l'intérieur de l'enceinte. Pour une utilisation industrielle, ce circuit peut être remplacé par un refroidissement par air alors que pour les modèles spatiaux, le refroidissement se fait par le couplage avec un radiateur qui évacue la chaleur par radiation.

- Circuit électrique

L'oscillateur est alimenté par un alternostat (Variac), couplé à un transformateur d'isolement pour réduire les risques d'incidents électriques. La fréquence de travail est fixe, 50 Hz, (fréquence du réseau EDF) mais la tension et donc la puissance fournie peuvent varier. Un wattmètre mesure le courant, la tension et la puissance injectés en entrée.

- Mesures

Des thermomètres mesurent la température de la bride, du doigt froid et de l'échangeur chaud (figure II.3). Une résistance chauffante, placée sur l'échangeur froid permet de simuler une charge thermique. La puissance dissipée par cette résistance est déterminée à partir de la valeur de la résistance et du courant injecté.

Des capteurs de pression dynamiques mesurent les variations de pression en sortie de l'oscillateur, en sortie du tube et dans le volume tampon en sortie du capillaire. Un capteur de pression statique, placé sur le volume tampon, permet le contrôle de la pression moyenne.

La lecture des sondes de pression se fait par l'intermédiaire d'un amplificateur de charge qui délivre une tension proportionnelle à la variation de la pression. En utilisant une pince ampèremétrique ou une sonde différentielle, on peut également obtenir les signaux de courant et de tension d'alimentation du compresseur et ainsi déterminer leurs déphasages. La visualisation de tous ces signaux se fait avec un oscilloscope, ou un PC complété par un logiciel d'acquisition tel que Test Point.

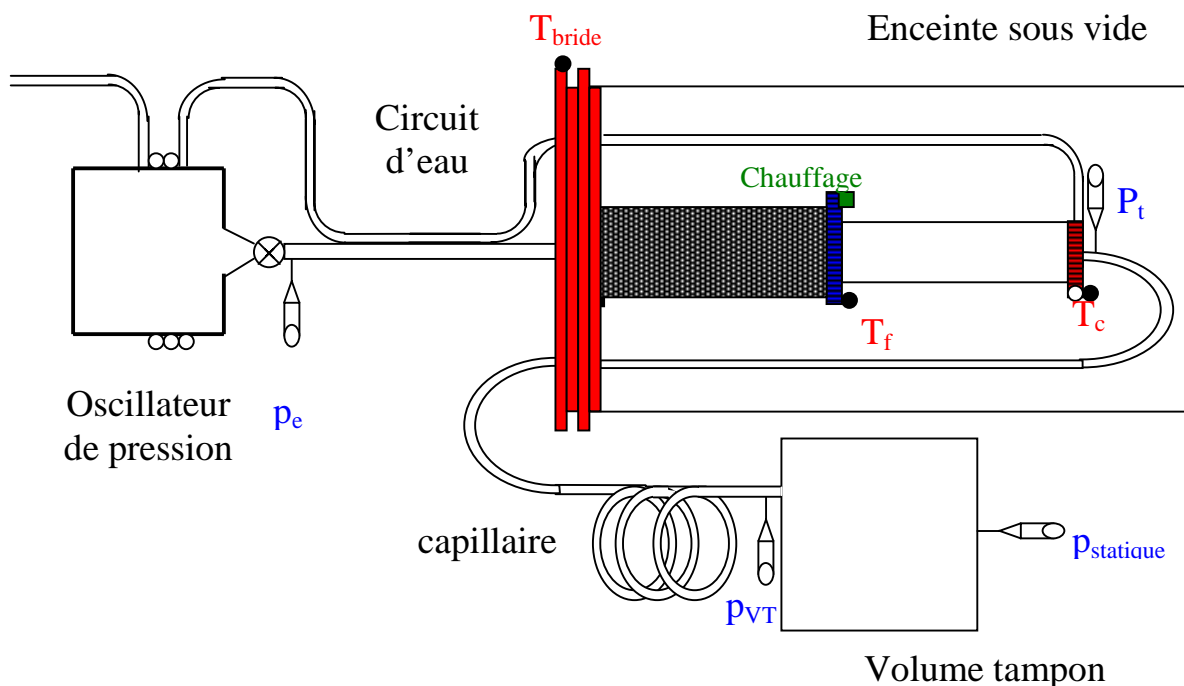


figure II.3 : représentation de l'installation

### II.2.B.2 Banc de pertes de charge

Un banc de pertes de charge, décrit sur la figure II.4, permet de mesurer les pertes de charge des tubes à gaz pulsé, des échangeurs de chaleur, ou de tout autre composant. Il a également été utilisé comme circulateur pour une mesure de puissance dissipée à l'échangeur chaud (II.2.D.1).

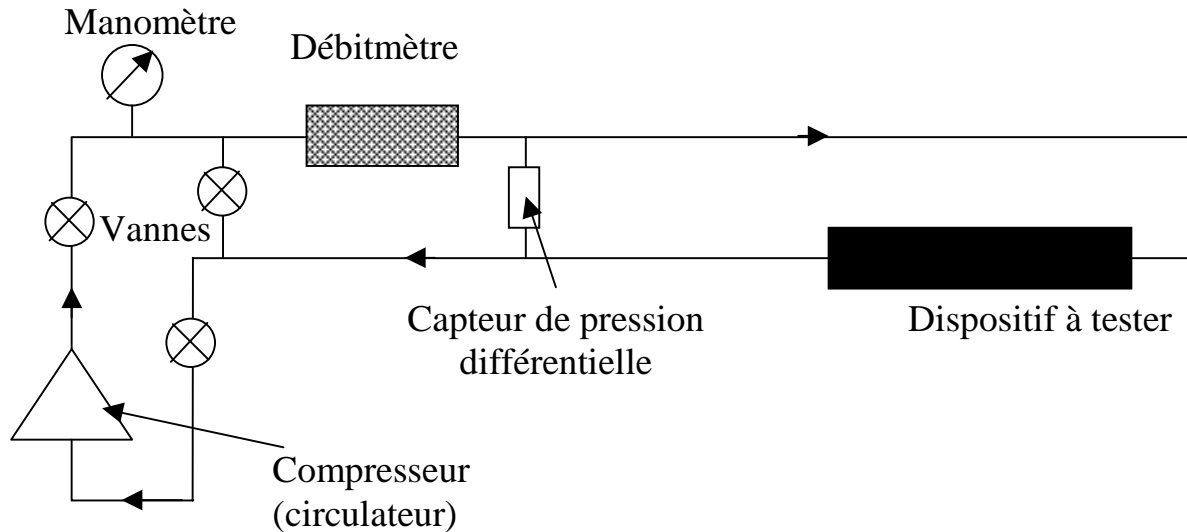


figure II.4 : Schéma du banc de perte de charge

### **II.2.C Déroulement des essais**

#### II.2.C.1 Température limite (K) et pente (K/W)

La température limite,  $T_{lim}$ , désigne la température de l'échangeur froid lorsque aucune puissance n'est dissipée par le chauffage. Elle correspond à un équilibre entre les pertes thermiques et la puissance de réfrigération. Lorsqu'une puissance thermique est appliquée, par le chauffage, sur l'échangeur froid, la température de cet échangeur augmente pour atteindre un équilibre. Nous avons observé que, pour des puissances de chauffage allant jusqu'à 6 W, la température varie de manière linéaire avec la puissance. On détermine alors la pente (K/W) en mesurant l'augmentation de la température pour un watt de puissance appliquée sur l'échangeur froid. Dans ce rapport, on note simplement pente, ou  $\Delta_{K/W}$ , cette grandeur. On peut noter qu'il est souhaitable que la pente soit la plus faible possible.

La donnée essentielle pour un utilisateur est la puissance frigorifique disponible à une température de fonctionnement donnée :  $P_f$ . Elle dépend d'une part de la température limite et d'autre part de la pente.

### **II.2.C.2 Procédure**

Lors des essais, la puissance électrique délivrée à l'oscillateur de pression est fixée à 200 W. Pour chaque configuration testée (régénérateur et tube), plusieurs capillaires, de longueurs et de diamètres différents sont essayés pour rechercher les meilleures performances. Pour ces essais, on relève tout d'abord la température limite, en n'appliquant aucune charge au doigt froid, et en attendant que sa température se stabilise : les temps d'équilibre varient selon les dimensions des tubes à gaz pulsé, et sont de l'ordre de la demi-heure. Ensuite, une puissance est appliquée à l'aide du chauffage. On applique 1, 2 ou 4 watts selon les besoins. La nouvelle température d'équilibre permet alors de déterminer la pente en K/W : elle est égale au rapport de la différence des deux températures d'équilibre par la puissance injectée :  $\frac{\Delta T_f}{P_{inj}}$ . Par extrapolation, il est possible déduire la puissance

disponible à 80 K. Lors de chaque équilibre, les signaux de pression, de position du piston et éventuellement de courant sont enregistrés. De même on relève le courant et la tension délivrés et les températures des échangeurs chauds.

Rigoureusement, le capillaire optimum choisi doit être celui permettant le maximum de puissance à 80 K, mais en pratique, cela correspond généralement au capillaire permettant la plus basse température limite, et c'est ce critère que l'on utilisera en cas de différence (toujours faible) entre ces deux critères.

Lors de la plupart des essais, la recherche du capillaire optimum a été faite sans MLI. Ensuite, on place du MLI pour faire un essai plus complet en faisant varier la puissance de l'oscillateur. Ces essais sont utiles pour pouvoir généraliser les résultats obtenus à des oscillateurs de puissance différente, ou pour imposer une autre température froide, comme on le verra dans le chapitre V. Le capillaire n'est pas modifié pour les essais en puissance.

### **II.2.C.3 Choix des essais**

Pour ces campagnes d'essais, la conception du TGP a été modifiée pour obtenir le maximum de puissance froide à 80 Kelvin pour un oscillateur donné. On s'est attaché à deux diamètres de régénérateur (notés Diam1 et Diam2), pour lesquels les caractéristiques du tube et de la longueur du régénérateur ont été modifiées.

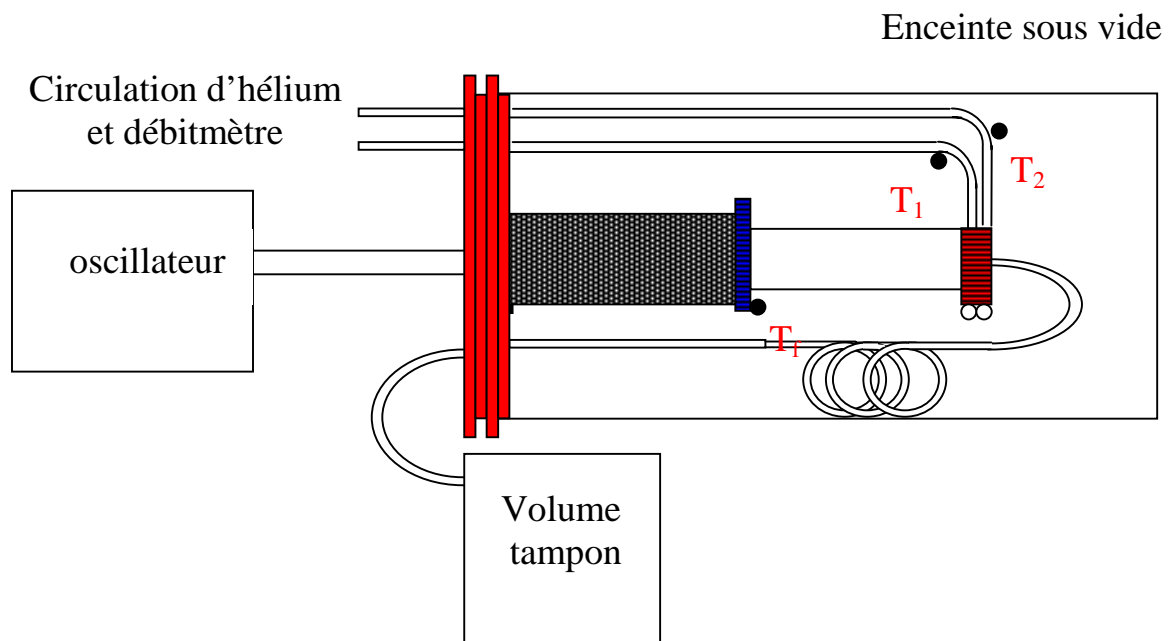
### ***II.2.D Mesure du flux d'enthalpie***

Avant de présenter la simulation et les essais effectués, nous décrivons une méthode permettant de déterminer le flux d'enthalpie dans le tube. C'est en effet une donnée intéressante lors des études de tubes à gaz pulsé. D'une part la connaissance de ce flux est nécessaire pour le dimensionnement de l'échangeur chaud du tube et d'autre part c'est une bonne indication des pertes dans le régénérateur (voir II.2.D.2). Nous proposons trois méthodes pour mesurer ce flux.



### II.2.D.1 Mesure du flux au bout chaud

On a vu dans le premier chapitre que le flux d'enthalpie central est évacué sous forme de chaleur dans l'échangeur chaud du tube. Pour cette mesure, le refroidissement de l'échangeur chaud a été fait par une circulation d'hélium en remplacement de l'eau, qui a une trop forte capacité calorifique (figure II.5). Un débitmètre permet de connaître le débit d'hélium et des sondes de température en amont et en aval de l'échangeur chaud permettent de mesurer la différence de température du gaz et d'en déduire la puissance évacuée. Pour s'affranchir des erreurs d'étalonnage des sondes de température, on relève les variations de température plutôt que les valeurs absolues.



**figure II.5 : mesure de la puissance évacuée par l'échangeur chaud**

Les sources d'erreur de cette méthode sont les suivantes :

- La chaleur évacuée par l'échangeur est mesurée, mais la puissance est dissipée tout au long du capillaire : bien que, lors de cette expérience, le capillaire était à l'intérieur de l'enceinte sous vide, une partie de la chaleur est évacuée dans la bride et non dans l'échangeur du tube.
- Une partie de la chaleur évacuée dans l'échangeur peut être dissipée par conduction le long du capillaire ou du tube.
- La température du gaz dans le circuit de refroidissement est différente de la température mesurée à l'extérieur du capillaire. Cette différence provient d'une part des échanges imparfaits, et d'autre part de la conduction importante du cuivre qui est utilisé pour ce circuit.

Chacune de ces pertes conduit à une mesure inférieure au flux d'enthalpie réel. Les valeurs mesurées seront donc sous-évaluées.

L'expérience a été faite avec l'oscillateur RAL (voir chapitre IV) fonctionnant avec une puissance de 70 W, et le TGP P8. La température limite est assez élevée (120 K), en raison des dimensions du TGP et de la faible puissance de l'oscillateur. Le débit d'hélium dans le circuit de refroidissement est maintenu constant et égal à  $8.10^{-5}$  kg/s et la capacité calorifique de l'hélium est de 5,2 kJ/kg/K : pour un écart de température de 1 K, la puissance échangée est de 0,42 W.

Cette expérience permet de vérifier les ordres de grandeurs des puissances échangées et du flux d'enthalpie dans le tube. Elle permet de noter les variations de ces quantités avec la température du bout froid (cf figure II.6). On observe que la quantité évacuée varie proportionnellement à  $T_f$ , ce qui correspond aux bilans d'énergie fait au premier chapitre : la puissance évacuée est proportionnelle à

$$\frac{T_f}{T_c} \cdot P_{méca} \text{ (voir I.2.E).}$$

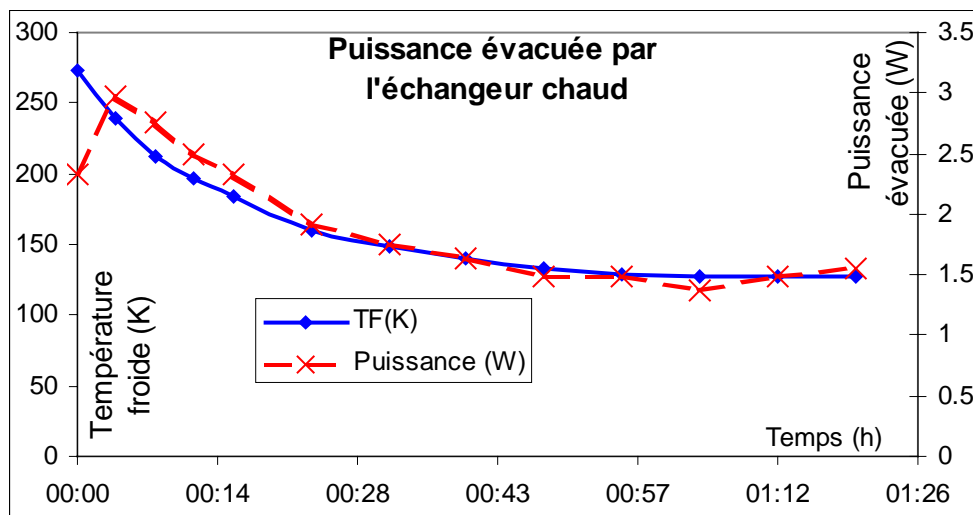


figure II.6 : graphique de température froide et puissance évacuée.

Cette méthode n'a pas été utilisée de manière systématique en raison de la difficulté de sa mise en œuvre et de l'imprécision des résultats obtenus.

### II.2.D.2Pente et flux d'enthalpie

Le flux d'enthalpie peut également être déterminé à partir de la pente en K/W. On note  $\langle H \rangle_T$  et  $\dot{Q}_{th,T}$  le flux d'enthalpie et les pertes thermiques pour un fonctionnement à la température T. Ce calcul se fait à partir de plusieurs approximations :

- On néglige la variation de la viscosité avec la température, les pertes de charge du régénérateur ne varient pas avec la température, le flux d'enthalpie est donc proportionnel à  $T_f/T_c$  (cf Chapitre I), ou à  $T_f$ , pour une température chaude constante. On a donc :

$$\frac{\langle H \rangle_{T_f}}{T_f} = \frac{\langle H \rangle_{T_{min}}}{T_{min}}$$

- Les pertes (conduction, flux d'enthalpie du régénérateur, pertes du tube, ...) sont proportionnelles à  $T_c - T_f$ . Cela implique notamment de négliger les pertes par rayonnement.

$$\dot{Q}_{th, T_f} = \frac{(T_c - T_f)}{(T_c - T_{\min})} \dot{Q}_{th, T_{\min}}$$

La température minimale du TGP correspond à une égalité entre le flux d'enthalpie  $\langle H \rangle$  et les pertes thermiques  $\dot{Q}_{th}$  :  $\langle H \rangle_{T_{\min}} = \dot{Q}_{th, T_{\min}}$ . Lorsqu'une puissance est appliquée par l'intermédiaire du chauffage, la température augmente entraînant l'augmentation de  $\langle H \rangle$  et la diminution de  $\dot{Q}_{th}$  :

$$\frac{dP_f}{dT_f} = \frac{d\langle H \rangle}{dT_f} - \frac{d\dot{Q}_{th}}{dT_f}.$$

Avec les approximations exposées,  $\frac{dP_f}{dT_f} = \frac{\langle H \rangle_{T_{\min}}}{T_{\min}} + \langle H \rangle_{T_{\min}} \frac{1}{T_c - T_{\min}}$ .

$$\text{D'où } \Delta_{K/W} = \frac{1}{\langle H \rangle_{T_{\min}}} \frac{T_{\min} (T_c - T_{\min})}{T_c}.$$

Le flux d'enthalpie est finalement égal à  $\langle H \rangle_{T_f} = \frac{1}{\Delta_{K/W}} \frac{(T_c - T_{\min})}{T_c} T_f$ .

- Exemple

Pour l'essai avec le TGP B1, un capillaire Ø3L2500 et l'oscillateur Ricor, avec 0 W de puissance injectée, la température limite est de 40,7 K et la pente est de 7,6 K/W. Le flux d'enthalpie lors du fonctionnement à la température limite est donc égal à

$$\langle H \rangle_{40,7K} = \frac{1}{7,6} \frac{(300 - 40,7)}{300} 40,7 = 4,6W.$$

On en déduit le flux d'enthalpie à 80 K :  $\langle H \rangle_{80K} = \langle H \rangle_{40,7K} \frac{80}{40,7} = 9,0W$

### II.2.D.3 Mesure de la puissance mécanique dans le capillaire

La troisième méthode que nous proposons se base sur un calcul de la puissance mécanique dissipée dans le capillaire. Cette puissance est égale à l'intégrale :  $\langle H \rangle = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} p^*(t) \cdot q^*(t) dt$ .

Soit  $\langle H \rangle = \frac{1}{2} p_t \cdot q_{c,t} \cos(\psi_{p_t, q_{c,t}})$ . Ce calcul nécessite donc de connaître le débit au bout chaud du tube, c'est-à-dire le débit rentrant dans le capillaire. Une méthode pour connaître ce débit est détaillée dans le chapitre III. Les incertitudes de cette méthode proviennent surtout de la détermination de ce débit, difficile lors de l'utilisation de capillaire de gros diamètre (Ø3 ou Ø4). On verra que la détermination d'un débit de remplissage du capillaire est nécessaire pour connaître le débit au bout chaud du tube. Néanmoins, il est utile de signaler que la puissance due à ce débit est nulle puisqu'il est en quadrature avec la pression. Ainsi, même si les approximations dans la détermination de ce débit sont élevées, elles ne se retrouvent pas dans le calcul de la puissance dissipée.

- Exemple

Pour le même essai que celui décrit précédemment (TGP B1, capillaire Ø3L2500 et l'oscillateur Ricor ; 0 W de puissance injectée et une température limite de 40,7 K), le débit calculé au bout chaud du tube est de 0,12 l/s déphasé de 11° avec les oscillations de pressions qui sont de 0,91 bars. Le flux d'enthalpie calculé avec cette méthode vaut donc :

$$\langle H \rangle_{40,7K} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,12}{1000} \cdot 0,91 \cdot 10^5 \cdot \cos(11) = 5,65 \text{ W}.$$

On peut en déduire un flux d'enthalpie à 80 K en supposant encore qu'il est proportionnel à la température :  $\langle H \rangle_{80K} = \frac{80}{40,7} \cdot 5,65 = 11,1 \text{ W}$ .

Le même calcul est appliqué à 3 autres résultats expérimentaux, avec la même géométrie mais avec ou non de la puissance au bout froid et avec ou non super-isolant (MLI). Les résultats sont récapitulés dans le tableau suivant :

MLI	Oui	Non	Oui	Non
Puissance froide	0 W	0 W	4 W	4 W
Température froide	40,7 K	53 K	71,2 K	77,2K
Pression du tube	0,96 bar	1,01 bar	1,21 bar	1,24 bar
Débit chaud	0,12 l/s	0,13 l/s	0,16 l/s	0,16 l/s
Phase (Pression / Débit)	11 °	18°	5°	11°
$\langle H \rangle_{T_f}$	5,65 W	6,2 W	9,6 W	9,7 W
$\langle H \rangle_{80K}$	11,1 W	10,6	10,8 W	10,1 W

tableau II.1 : calcul du flux d'enthalpie à partir de la méthode des capillaires. TGP B1.

Pour toutes ces expériences, les résultats obtenus restent proches (le flux d'enthalpie calculé à 80 K est compris en 10,1 W et 11,1 W, alors que la température du bout froid varie de près de 40 K). La méthode est reproductible.

#### **II.2.D.4 Choix de la méthode**

La différence entre la méthode de la pente et celle du capillaire est de l'ordre de 10 à 25 %. Ces résultats sont suffisamment proches pour être validés.

Les approximations développées pour le calcul du flux d'enthalpie à partir de la pente semblent importantes, mais cette méthode reste la plus rapide et la plus reproductible pour mesurer un flux d'enthalpie. Elle sera utilisée dans ce chapitre et dans le chapitre V.

### **II.3 Programme de simulation**

Un programme de simulation a été développé au SBT depuis plusieurs années. Cette simulation a été conçue et validée pour les TGP basses fréquences. Cette simulation ne permettait pas de prendre en compte le réglage du déphasage entre la pression et le débit à l'aide des capillaires. La possibilité de travailler avec des capillaires, ainsi que la possibilité de fonctionner à puissance mécanique fixe ont été ajoutées à la simulation pour représenter le mode de fonctionnement haute fréquence, mais les équations principales de cette simulation, décrites dans ce chapitre, n'ont pas été modifiées. Les limites d'utilisation sont mises en évidence à la fin de ce paragraphe.

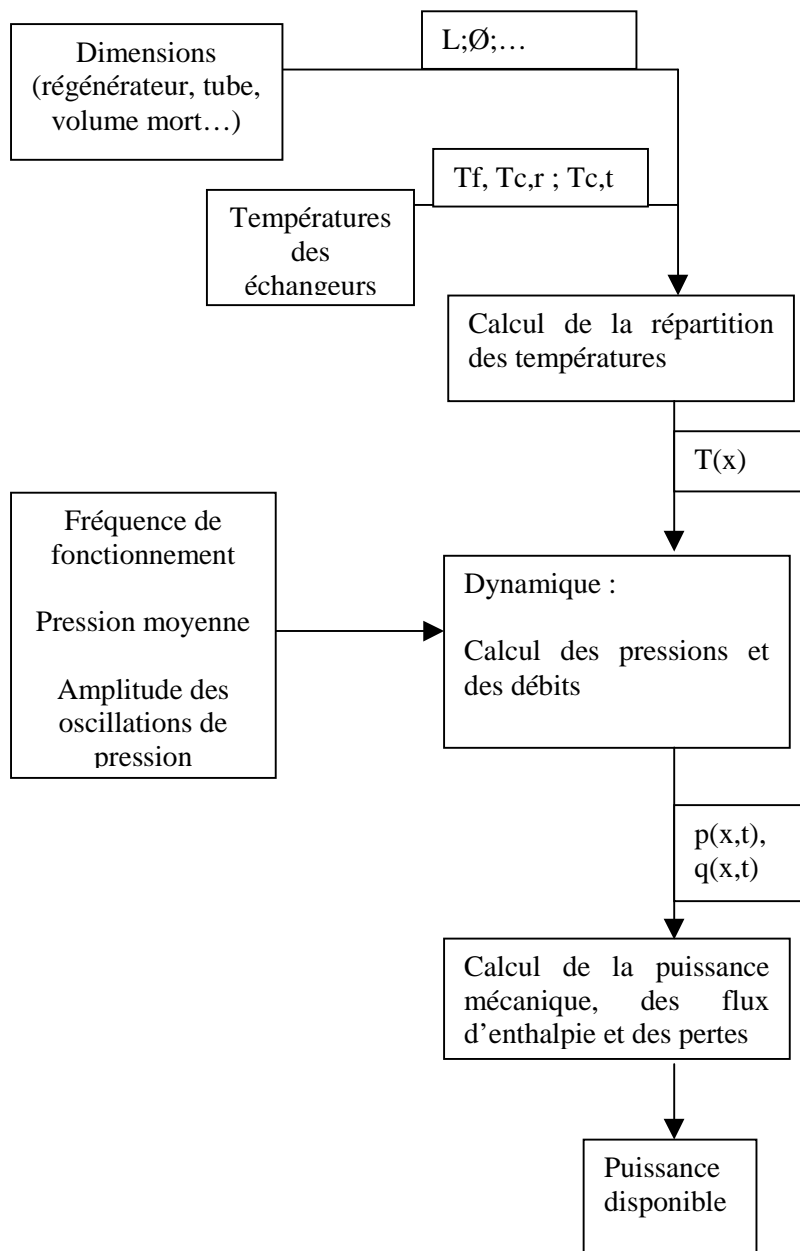
#### ***II.3.A Principe de la simulation.***

##### **II.3.A.1 Calcul de base**

La simulation du fonctionnement du tube à gaz pulsé se fait en 3 étapes successives : la répartition des températures, le calcul des débits et pression et enfin la détermination de la puissance disponible. Le modèle n'utilise qu'une seule dimension, c'est-à-dire que la température, la pression et les vitesses sont supposées uniformes sur une section. Seul les calculs de flux d'enthalpie dans le tube (décrits plus loin) font intervenir des phénomènes de couche limite.

- La répartition des températures se fait à partir des températures des échangeurs entrées par l'utilisateur. A partir de ces données, la température en tout point du TGP est déterminée en utilisant des approximations sur le profil de la température dans le régénérateur et dans le tube.
- La partie dynamique dépend des pertes de charge, de la porosité et des dimensions de la machine. Elle dépend également de la distribution de température qui intervient sur la densité du gaz. La résolution des équations de dynamique permet de calculer les pressions et les débits en tout point de la machine.
- La dernière partie du calcul s'attache à la détermination des flux d'enthalpie (flux d'enthalpie centrale, de couche limite, pertes régénérateur et pertes par conduction). Ce calcul des pertes

n'influence pas les températures dans le TGP, ni les variations de pression et de débit. Il est utilisé pour calculer la puissance disponible au bout froid pour une température donnée.



**Figure II. 7 : algorithme simplifié de la simulation**

*L'algorithme représente le fonctionnement sans optimisation et en imposant une amplitude d'oscillation en entrée.*

*Il est possible d'optimiser en recommençant tout l'algorithme avec de nouvelles dimensions.*

### II.3.A.2 Optimisation

Le calcul décrit ci-dessus permet de déterminer la puissance froide pour une géométrie donnée. En utilisant des boucles itératives, la simulation permet d'optimiser systématiquement le tube à gaz pulsé par rapport à plusieurs paramètres (dimensions du capillaire, du régénérateur ou du tube...).

## **II.3.B Calculs plus détaillés**

### **II.3.B.1 Partie thermique**

Pour la partie thermique, les températures sont supposées linéaires dans le régénérateur et dans le tube. De plus, les échangeurs sont supposés parfaits, c'est-à-dire que leurs températures sont égales aux températures du gaz les traversant.

### **II.3.B.2 Partie dynamique**

L'effet de remplissage dans le tube, les pertes de charge du régénérateur, les volumes morts du régénérateur et éventuellement les volumes morts des échangeurs de chaleur sont pris en compte par la simulation. Les pertes de charge du régénérateur sont calculées à partir de données de la littérature en régime continu [24]. Pour limiter les temps de calculs, des « astuces » algébriques permettent de linéariser toutes les équations.

La détermination des pertes de charge du régénérateur se fait à partir du débit moyen dans le régénérateur. De même le débit de remplissage du régénérateur utilise la pression en entrée et la pression en sortie avec deux coefficients permettant de déterminer leur importance relative.

Le calcul du débit à l'échangeur chaud a été adapté pour un fonctionnement avec un capillaire en sortie de tube. Dans la version initiale, il est possible de définir les valeurs des conductances des orifices V1 et V2 pour simuler la configuration double-inlet (voir figure I.). En imposant V2=0, on peut également travailler dans la configuration en mode orifice.

La modification permet de simuler un capillaire. Pour cela, deux paramètres sont nécessaires : le débit en entrée de capillaire, et la phase entre ce débit et les variations de pressions dans le tube. La possibilité de choisir un couple de paramètres parmi trois au choix est laissée à l'utilisateur. Ces 3 couples sont :

- Mx et My (le rapport du débit sur la pression respectivement en phase et en quadrature)
- R et L : la résistance et l'inductance. (le rapport de la pression sur le débit, respectivement en phase et en quadrature)
- La longueur et le diamètre. Dans ce cas, ce sont les formules simplifiées, qui sont décrites dans le chapitre III qui sont utilisées ( $L = \frac{4\rho l}{\pi D^2}$ ,  $R = \frac{128\mu l}{\pi D^4}$ ).

N'importe lequel de ces couples définit la phase et le rapport des amplitudes entre la pression dans le tube et le débit au bout chaud.

### **II.3.B.3 Calcul des flux d'enthalpie**

La simulation numérique prend en compte 3 flux d'enthalpie au bout froid :

- Le flux d'enthalpie centrale
- Le flux d'enthalpie couche thermique.

- Le flux d'enthalpie régénérateur.

En ajoutant les pertes par conduction au bilan de ces flux d'enthalpie, la puissance froide disponible est finalement déterminée.

### II.3.B.3. Flux du tube

Pour modéliser le comportement du gaz dans le tube, il est utile de le séparer en 2 zones.

- Dans la zone centrale, on suppose que le gaz évolue de manière adiabatique. On calcule un flux d'enthalpie dans cette zone.
- Dans la zone proche de la paroi, le gaz échange avec la paroi. Cette zone est appelée couche limite thermique.

La limite entre ces deux zones est déterminée par l'épaisseur de la couche thermique. Cette épaisseur est fonction de la fréquence des oscillations et de la diffusivité thermique de l'hélium. Elle peut être ajustée par un coefficient choisi par l'utilisateur. Les flux d'enthalpie couche thermique et centrale sont calculés à partir des débits au bout chaud.

Pour calculer le flux d'enthalpie de couche thermique, la température de la paroi du tube est supposée constante dans le temps et linéaire le long du tube. L'énergie échangée entre le gaz et le tube est alors calculée. Selon le déphasage entre le déplacement et la pression du gaz, le flux d'enthalpie dans cette couche peut être négatif ou positif.

Le flux d'enthalpie centrale est égal à l'intégrale du produit du débit massique par la température du gaz. Cette température est calculée à partir des variations de pression, et en supposant les transformations dans le tube comme étant adiabatiques.

### II.3.B.3. Flux d'enthalpie régénérateur

Pour le calcul des pertes dans le régénérateur, les bilans de masse, d'énergie du gaz et une équation d'échange avec la matrice sont utilisés. Les équations sont récapitulées ci-dessous :

- Bilan de masse :  $\frac{\partial \dot{m}}{\partial x} + S_c \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ . ( $S_c$  est la section de passage du gaz)

- Echange avec la matrice :  $\rho_m \cdot C_{p_m} \cdot S_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = h \cdot P_m (T_m - T_g) = Q_{ech}$ .

$$\text{Bilan d'énergie : } \rho \frac{\partial h}{\partial t} - \frac{\dot{m}}{S_c} \frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{h \cdot P_m}{S_c} (T_m - T_g).$$

$T_m$ ,  $\rho_m$  et  $C_{p_m}$  représentent respectivement la température, la masse volumique et la chaleur spécifique de la matrice.  $P_m$  est le périmètre mouillé et  $S_m$  la surface occupée par la matrice dans une section.  $T_g$  représente la température du gaz, et  $h$  son enthalpie.



Ce système est ensuite simplifié en utilisant la loi de Joule :  $h=C_p.T_g$ , et en négligeant les variations de pression avec le temps. ( $\frac{\partial p}{\partial t}$ ). Le coefficient d'échange entre le gaz et la matrice est déterminé à partir des corrélations de [24] en régime continu.

Une étude théorique, faite par Rolland a montré que le système ainsi simplifié admet un invariant,  $\Lambda$ , qui permet d'exprimer les pertes régénérateur. Cet invariant a été déterminé par des simulations numériques, et permet maintenant d'obtenir une solution analytique des pertes de charge sous la forme :

$$\langle H \rangle_{\text{régé}} = C_p \cdot \bar{m} \cdot (T_c - T_f) \cdot 1,14 \cdot \frac{1}{2 + \alpha L - \Lambda}$$

avec  $\langle H \rangle_{\text{régé}}$ , flux d'enthalpie dans le régénérateur (pertes)

$C_p$  capacité calorifique du gaz,  $\bar{m}$  débit moyen dans le régénérateur et  $\alpha L$  longueur réduite.

### **II.3.C Limites de la simulation**

#### **II.3.C.1 Sources d'erreur de la partie thermique**

Les températures ne sont pas strictement linéaires dans le régénérateur [25]. Cette hypothèse entraîne des imprécisions sur la répartition des températures. Ces imprécisions n'entraînent néanmoins pas nécessairement de grosses divergences.

#### **II.3.C.2 Sources d'erreur de la partie dynamique**

Une source d'erreur importante de la partie dynamique provient de l'utilisation du débit moyen dans le régénérateur pour calculer les pertes de charge. Cette approximation se justifie pour les basses fréquences pour lesquelles le débit de remplissage du régénérateur (proportionnel à la fréquence) est peu important par rapport au débit traversant. Par contre, pour les hautes fréquences, l'effet de remplissage dans le régénérateur est important et le débit moyen est plus faible que le débit en entrée ou en sortie. Il faudrait séparer le régénérateur en plusieurs parties pour déterminer des pertes de charge en chaque point du régénérateur.

Il n'existe pas, dans la littérature, de corrélations permettant de calculer les pertes de charge en régime alternatif dans le régénérateur. Ces pertes vont faire l'objet d'une prochaine étude au CEA/SBT.

#### **II.3.C.3 Sources d'erreur du calcul de pertes thermiques**

Les termes négligés pour le calcul du flux d'enthalpie dans le régénérateur peuvent être importants pour les hautes fréquences. Par exemple, le terme de variation de pression avec le temps ( $\frac{\partial p}{\partial t}$ ), qui représente l'énergie stockée dans les volumes morts n'est pas négligeable pour les hautes fréquences.

Comme pour la partie dynamique, les pertes du régénérateur sont calculées à partir du débit moyen, ce qui peut engendrer des erreurs importantes.

De plus, les pertes dans le tube sont réduites au flux d'enthalpie couche thermique et à la conduction. Les expériences décrites plus loin montrent que les termes dus à la convection ou aux effets de bords peuvent apporter une charge importante à l'échangeur froid.

### II.3.D Exemple

Une comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats de la simulation numérique est présentée dans ce paragraphe. L'essai avec le TGP B1 a été choisi.

Le débit de l'oscillateur, présenté dans les résultats expérimentaux, est calculé à partir du déplacement du piston ( $q_e = XS\omega$ ). Cette formule est discutée dans le chapitre IV. Le flux d'enthalpie a été calculé en utilisant la « méthode de la pente » décrite dans le II.2.D.

Pour la simulation, les volumes morts des échangeurs sont négligés, mais un volume de 5 centimètres cube entre l'oscillateur et le régénérateur simule la ligne de transfert et les volumes morts de l'oscillateur. Les températures expérimentales ont été choisies (température minimale pour l'échangeur froid). Une fois que les dimensions du tube à gaz pulsé et que les températures des échangeurs sont choisies, on dispose de 3 degrés de liberté : un pour la puissance et deux pour le débit dans le capillaire. Deux simulations, avec des choix dans ces degrés de liberté différents ont été faites :

- Dans un premier temps, la puissance en entrée et le débit dans le capillaire ont été imposés pour faire correspondre les oscillations de pression en entrée de régénérateur et dans le tube avec les résultats expérimentaux. Le dernier degré de liberté a été choisi de manière à obtenir le maximum de puissance frigorifique.
- Ensuite, en gardant la même puissance utilisée, le capillaire a été optimisé par la simulation pour permettre la plus grande puissance frigorifique, sans chercher à faire correspondre les valeurs de pression ou de débits aux valeurs expérimentales.

Les résultats expérimentaux et les valeurs obtenues lors des deux simulations sont présentés dans le tableau II.2.

Paramètres		Expériences	Simulation	
			Capillaire choisi	Optimisation
Pression d'entrée (bars)		2,10	2,10	2,85
Débit d'entrée (l/s)		1,15	0,95	1,14
$\alpha$ (p/X) (deg)		57	57	34
Puissance (W)		101	91	91
Pression dans le tube (bar)		0,98	0,98	2,07
Capillaire	$M_x$ (kg.m <sup>2</sup> .s <sup>-3</sup> )		$1,2 \cdot 10^{-9}$	$0,4 \cdot 10^{-9}$
	$M_y$ (kg.m <sup>2</sup> .s <sup>-3</sup> )		$0,9 \cdot 10^{-9}$	$0,9 \cdot 10^{-9}$
Performance s	Tmin (K)	40,7	41	
	Pente (K/W)	7,6		
	H (K/W)	4,6	4,49	6,70

**tableau II.2 : comparaison de résultats expérimentaux et de la simulation**

Les résultats obtenus en fixant le capillaire de manière à faire correspondre les oscillations de pression dans le régénérateur et dans le tube sont très comparables aux résultats expérimentaux (flux d'enthalpie, débit d'entrée, température limite, puissance d'entrée...). Par contre, lorsque le capillaire optimum est déterminé par la simulation, les valeurs obtenues sont assez différentes des valeurs expérimentales.

La représentation des pressions et des débits de la figure II.8 montre que pour le point de fonctionnement obtenu après optimisation, les amplitudes de pressions sont plus importantes que pour le premier point. De ce fait, le débit de remplissage du régénérateur, proportionnel aux oscillations de pression, joue un rôle important et le débit moyen dans le régénérateur est très inférieur au débit réel (en entrée ou en sortie). L'optimisation se fait ainsi car les pertes de charge et les pertes régénérateur sont calculées à partir du débit moyen.

	Imposée	Optimisée
$\langle H \rangle$	4,49	6,70
Pertes régénérateur	3,25	2,11
Pextraite @41K	0,08	2,10
Pentrée_régé	2,09	2,85
Ptube	0,98	2,07
Débit entrée régé (g/s)	3,05	3,09
Débit froid (g/s)	2,77	2,12
Débit moyen (g/s)	2,74	2,02
Phase entrée	24	49
Phase bout froid	8,8	24,8
Phase bout chaud	37	66

tableau II.3 : comparaison des résultats avec la simulation

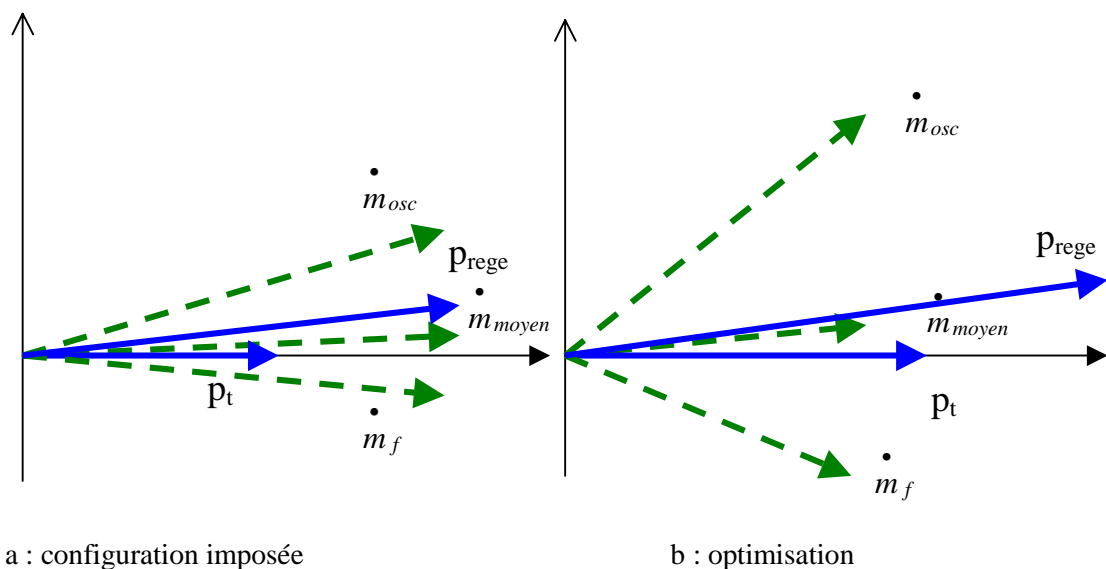


figure II.8 : représentation des débits et des pressions dans le régénérateur pour 2 simulations.

### **II.3.E Conditions d'utilisation de la simulation**

La simulation a été développée pour être utilisée avec des TGP basses fréquences. De ce fait, les approximations utilisées ne sont pas toutes valables pour les hautes fréquences. L'exemple étudié montre que la simulation permet d'obtenir des valeurs raisonnables lorsque la différence entre le débit moyen dans le régénérateur et les débits réels est faible. La simulation ne peut pas être utilisée pour l'optimisation des capillaires lors du dimensionnement des tubes à gaz pulsé haute fréquence.

La modification nécessaire la plus importante concerne l'utilisation du débit réel dans le régénérateur, plutôt que l'utilisation du débit moyen. Une solution permettant de bénéficier du travail de modélisation déjà effectué est de séparer le régénérateur en deux (ou plus) régénérateurs indépendants. Ainsi, le débit moyen dans chaque portion de régénérateur sera plus proche des valeurs réelles, et les pertes de charge pourront être évaluées à partir d'un débit équivalent au débit réel. De plus, les variations de la viscosité avec la température pourront être calculées sur de plus petits gradients de température permettant d'obtenir une plus grande précision.

## **II.4 Résultats expérimentaux**

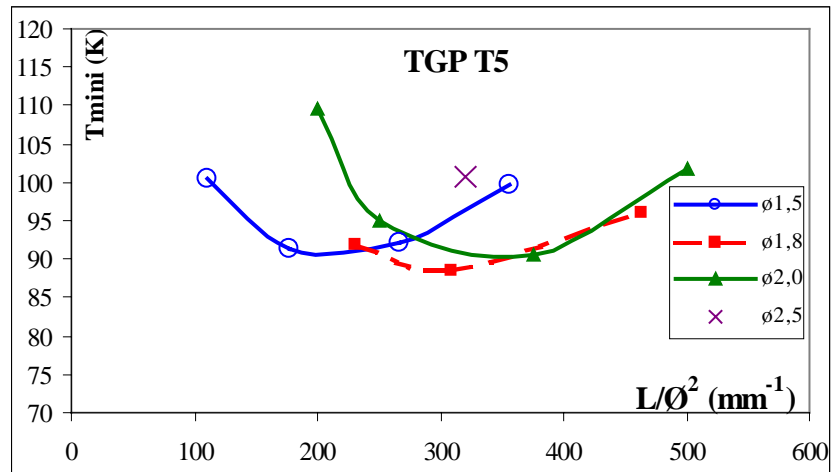
Pour obtenir le maximum de puissance froide à l'échangeur froid, les géométries du régénérateur, du tube et du capillaire doivent être optimisées. Les expériences réalisées pour dimensionner le tube et le régénérateur sont relatées dans ce paragraphe.

### **II.4.A Capillaire**

Pour chaque configuration, le capillaire optimum est recherché. La méthode consiste à effectuer un balayage en longueur et en diamètre pour obtenir la plus basse température avec une configuration donnée. Les courbes obtenues avec le TGP A1 sont représentées sur la figure II.9. Pour chaque diamètre de capillaire (1,5 ; 1,8 ; 2,0), on a trouvé un optimum en longueur. Pour le cas ci-dessous, c'est avec un diamètre de 1,8 mm que la plus basse température limite est atteinte.

On représente les résultats en fonction du rapport  $L/\varnothing^2$  pour regrouper les courbes. On verra dans le chapitre III pourquoi ce rapport est déterminant.

figure II.9 :  
optimisation par  
rapport au  
capillaire



#### II.4.B Mélange des tranches de gaz dans le tube

Pour que le gaz contenu dans le tube joue bien son rôle d'isolant thermique, les mélanges des différentes couches de gaz doivent être évités. Nous présentons dans ce paragraphe des essais effectués pour étudier les pertes engendrées par ces mélanges.

##### II.4.B.1 Grilles

En entrée et en sortie du tube, des grilles stabilisent et répartissent le flux d'hélium dans tout le tube. Leur fonction est de limiter les effets de bords (effet de jet en sortie des échangeurs par exemple) et les pertes par mélange de couche. Une quantité trop importante de grilles limite les performances du TGP en introduisant des pertes de charge néfastes et en modifiant les échanges de chaleur.

Ces essais ont été faits avec l'oscillateur MMS et le tube à gaz pulsé dont l'étanchéité est réalisée avec des joints indium (TGP In).

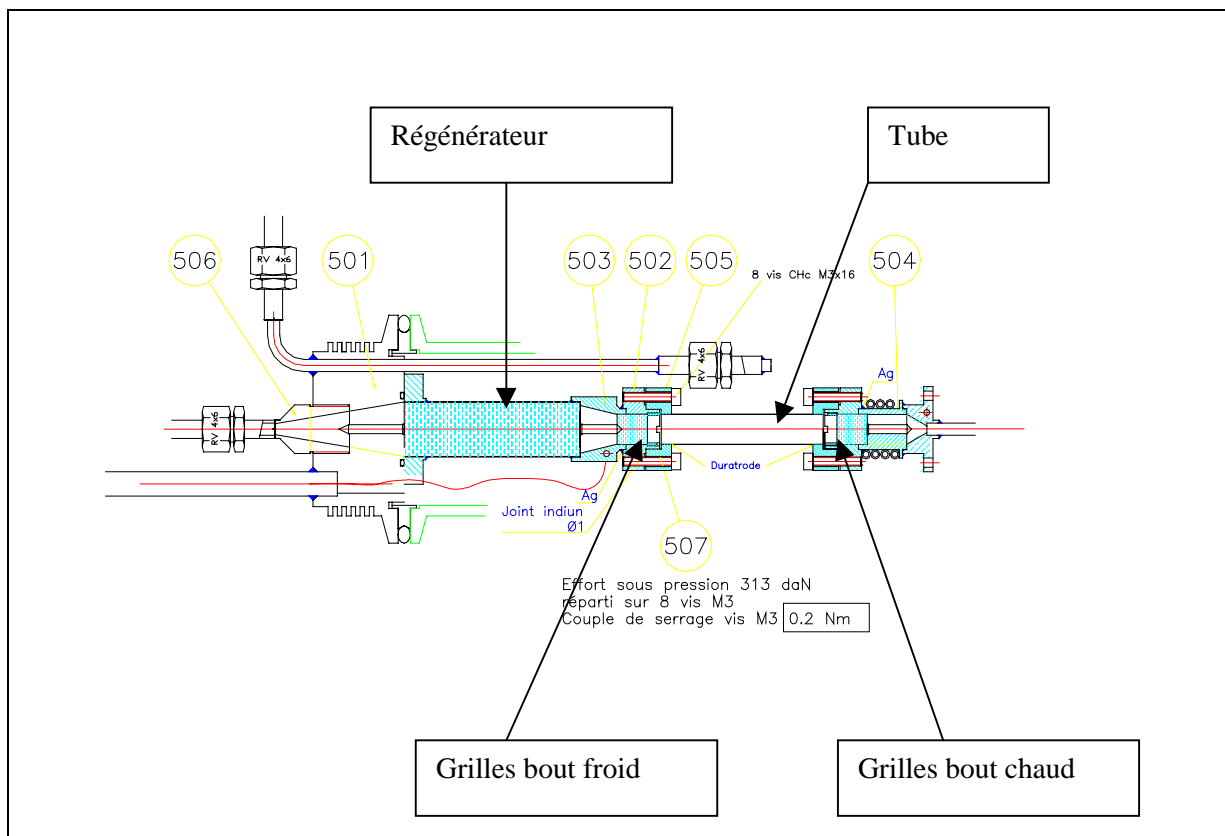


figure II.10 : schéma du tube à gaz pulsé avec étanchéité par joint indium.

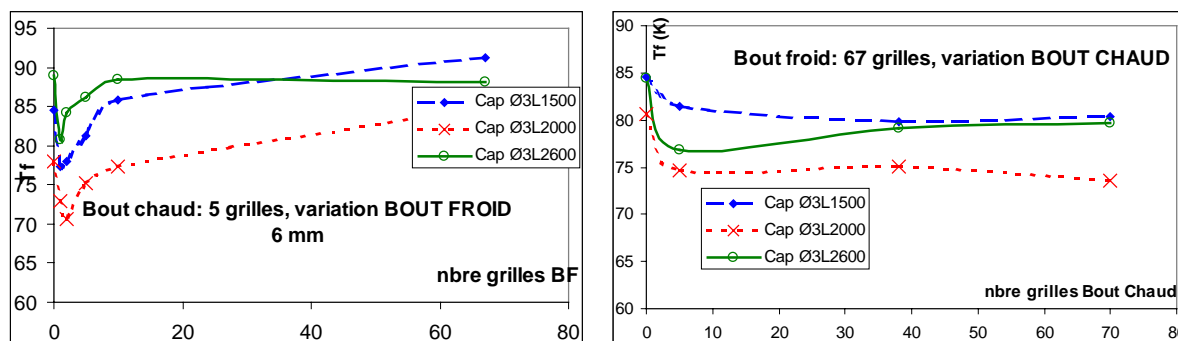


figure II.11 : Courbes de performances en fonction du nombre de grilles pour 3 capillaires de diamètre 1,8 et de longueur allant de 1500 mm à 2600 mm

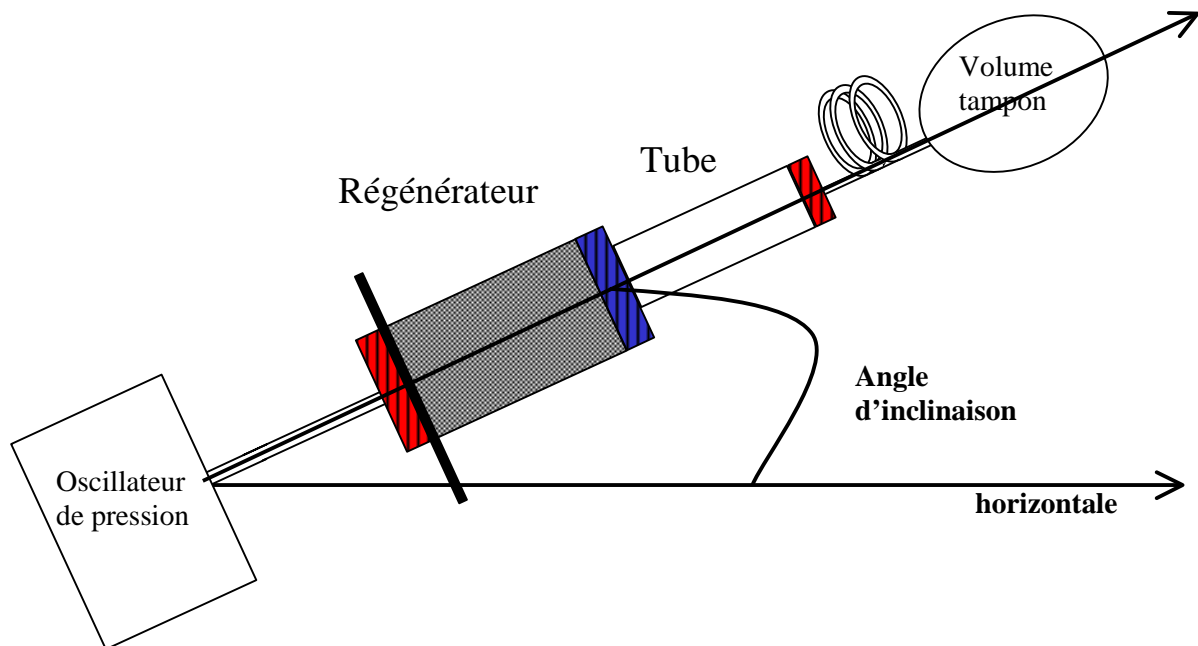
L'optimum aussi marqué avec le nombre de grilles au bout froid est surprenant et aucune explication satisfaisante n'a été apportée.

Nous avons choisi de placer dans tous les essais suivants 5 grilles de part et d'autre.

#### II.4.B.2 Convection

Des essais avec des TGP basses fréquences ont montré une dégradation importante des performances lorsque la convection dans le tube était favorisée (échangeur froid en haut). Des expériences ont donc été faites en modifiant l'angle d'inclinaison des TGP hautes fréquences pour évaluer l'importance de la convection.

Le doigt froid P8 a été utilisé associé avec l'oscillateur MMS. Cet oscillateur a permis de travailler à trois fréquences différentes (30, 45 et 60 Hz). Le capillaire Ø1,8L2150 n'a pas été modifié au cours de ces essais.

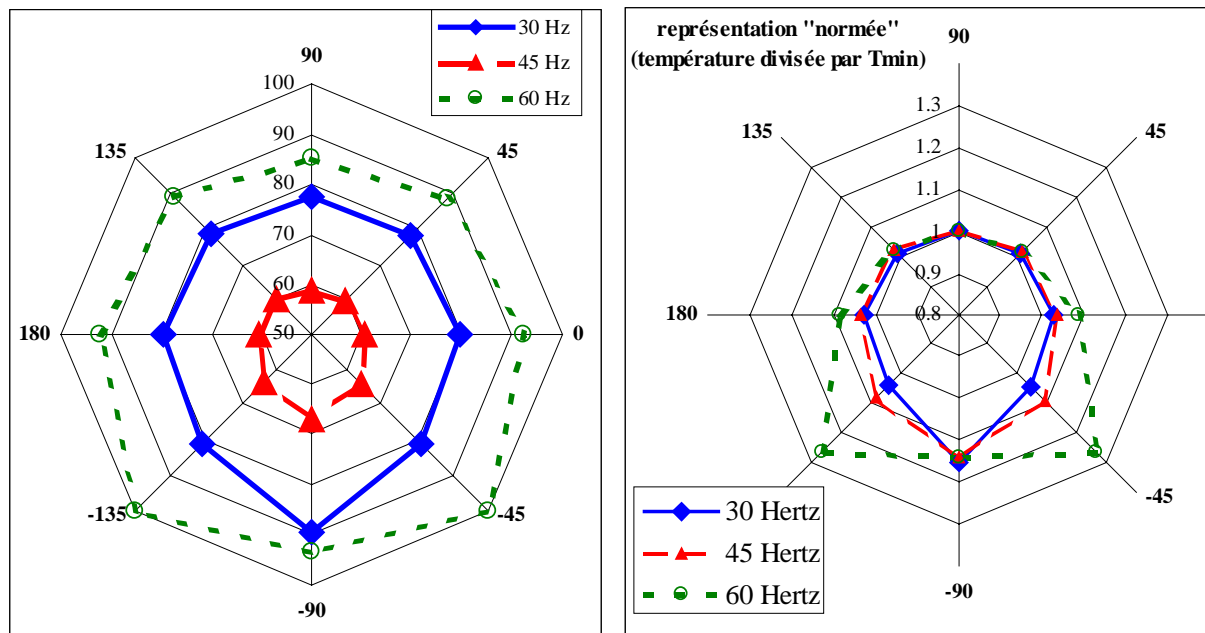


**figure II.12 : Schéma du montage des essais d'orientation**

Ces expériences ont montré que l'angle de  $-45^\circ$  (ou  $-135^\circ$ ) est le plus pénalisant. Elles confirment les expériences faites auparavant au SBT pour d'autres types de machines comme les tubes à gaz pulsé basses fréquences ou des systèmes à adsorption statique. La convection se fait plus facilement ainsi que dans une position strictement verticale où les couches sont plus stratifiées.

Pour évaluer l'importance de la convection, on peut comparer l'accélération du gaz lors des oscillations de débits à l'accélération de la pesanteur :  $\frac{\omega q}{gS}$  où  $\omega$  est la fréquence angulaire,  $q$  le débit volumique,  $S$  la section du tube et  $g$  la gravité.

Dans le cas général, ce terme devient important pour les grandes fréquences, laissant supposer que la convection aura moins d'importance. Pourtant, lors de nos expériences, l'influence de la convection est plus marquée pour les hautes fréquences. Ce comportement pourrait être expliqué par les variations de réponse du capillaire avec la fréquence : il est possible qu'avec ce capillaire, qui est le capillaire optimum pour la fréquence de 45 Hz, le débit à 60 Hz devient plus faible et compense l'augmentation de la fréquence angulaire.



**figure II.13 : essais convection. Diagramme en toile d'araignée ; en température minimale, puis en température « normée »**

Lors des expériences d'optimisation plus générale que nous faisons, la fréquence de travail est de 50 Hz, et c'est la température avec le capillaire optimum qui est importante. C'est donc l'essai à 45 Hz qui est important. Pour celui-ci, la différence entre le point le plus favorable et le point le moins favorable est de 5 K, ce qui représente 0,3 W (la pente de la machine étudiée pour cet essai est de 16 K/W). Par rapport à la position horizontale qui est souvent utilisée pour réaliser les essais (plus facile à mettre en œuvre), le gain est de 2 K soit de l'ordre de 0,1 W. Ce niveau de perte n'est pas significatif pour des machines haute fréquence de grosse cylindrée. Ces mesures sont confirmés par les résultats présentés par Yang et Thummes [10] pour des tubes à gaz pulsé dont les caractéristiques sont comparables à celles des machines développées lors de cette thèse.

### II.4.B.3 Tubes coniques

#### II.4.B.3. Approche théorique

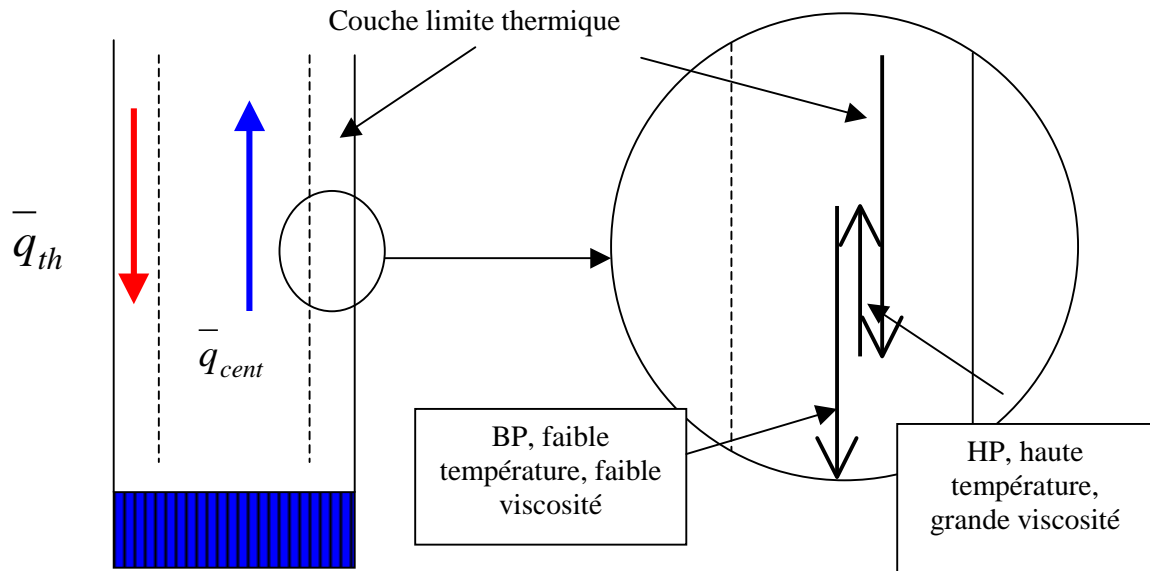
D'après Olson [26] les changements de viscosité du gaz avec la température sont à l'origine d'un flux continu le long de la couche limite du tube. Ce flux continu est compensé par un flux continu dans la couche centrale et cette circulation apporte une charge de chaleur parasite sur l'échangeur froid.

La vitesse du gaz dans la couche limite thermique dépend de la viscosité du gaz. Cette viscosité dépend, elle, de la température. Lorsque le gaz parcourt le tube de l'échangeur froid vers l'échangeur chaud, il est à haute pression, donc à une température plus élevée que lors du retour, les vitesses dans la couche limite ne sont pas symétriques. Le gaz de la couche limite parcourt une plus grande distance lors du déplacement à basse température ( faible viscosité). C'est ce que symbolisent les flèches de la figure II.14.



Ce micro débit parasite dans la couche limite thermique,  $\bar{q}_{th}$ , est compensé par un débit opposé dans la couche centrale ( $\bar{q}_{cent}$ ). Ces deux débits limitent les performances des TGP.

Utiliser des tubes coniques permettrait de limiter ces micro-débits [27], [28].

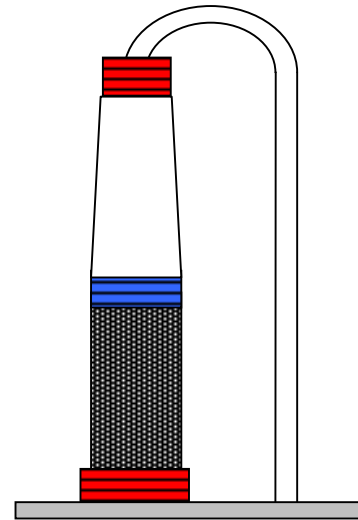


**figure II.14 : schéma des micro débits parasites dans les couches du tube.** Sur le schéma de gauche, les flèches représentent les micro-débits continus moyens alors que les flèches du schéma de droite représentent les mouvements d'un élément de gaz se trouvant dans la couche limite thermique au cours du fonctionnement.

### II.4.B.3. Expériences.

Appliquer les calculs de [27] à nos données expérimentales montre que des tubes incurvés, en forme de « taille de guêpe », devraient être utilisés. L'angle de déviation calculé varie de 1 à 2°. Comme l'usinage de tels tubes est trop difficile, des essais avec des tubes coniques d'angles 1 et 2° ont été effectués. La partie étroite était située vers l'échangeur chaud (figure II.15).

Les résultats ont montré des différences inférieures à 2 K (équivalent à 0,2 W) entre les différents tubes utilisés, plus favorable pour le tube avec un angle de 2°. Ces différences sont de l'ordre des erreurs de mesure. Les variations de performances ne sont donc pas déterminantes pour le rendement global de la machine et ces tubes n'ont pas été utilisés sur d'autre doigt froid.



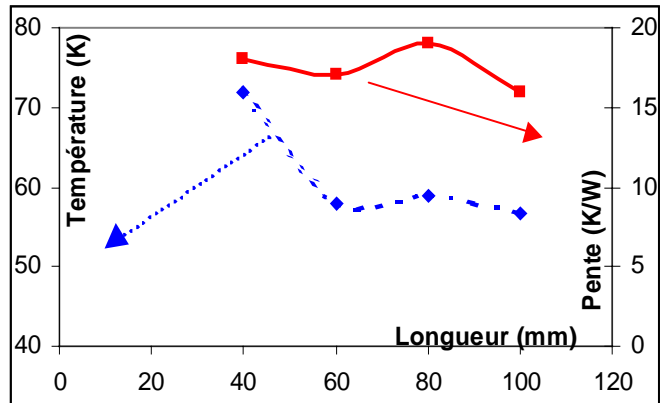
**figure II.15 : schéma de tube à gaz pulsé avec tube conique**

### **II.4.C Longueur de tube**

Des études sur la longueur du tube ont été faites avec l'oscillateur MMS et des essais complémentaires ont été faits avec l'oscillateur Ricor. Ces essais sont récapitulés ci-dessous. Les pertes par mélange dans le tube ne sont pas prises en compte par la simulation. Celle-ci ne permet donc pas un dimensionnement des tubes, et des expériences sont nécessaires.

### II.4.C.1 Essais longueur tube MMS

Des essais sur la longueur optimale ont été faits sur l'oscillateur MMS avec un tube à gaz pulsé sur les bases de P8. Seules la longueur du tube a été changée (de 40 à 100 mm). Les résultats présentés dans le tableau II.4 montrent qu'une longueur minimale de tube doit être choisie pour ne pas que les pertes soient trop importantes. Au-delà de cette longueur minimale, la température limite n'est plus tellement dépendante de la longueur du tube. La pente, elle, ne dépend pas beaucoup du tube.



**Figure II.16 : modification de la longueur du tube**

Le diamètre du capillaire optimum augmente avec le volume du tube, mais les expériences n'ont pas mis en évidence de limite à la longueur du tube.

Longueur du tube (mm)	40	60	80	100
Température limite (K)	72	58	59	56.7
Pente (K/W)	18	17	19	16
Diamètre du capillaire optimum (mm)	1.8	2	2	2.5

**tableau II.4 : Récapitulatif des principaux résultats obtenus lors de l'expérience de longueur de tube sur MMS.**

### II.4.C.2 Essais longueur tube Ricor.

Lors de l'optimisation des tubes avec l'oscillateur Ricor, plusieurs longueurs de tube ont été essayées pour s'assurer que le tube choisi ne se situe pas dans la zone fortement pénalisante. Comme pour les essais sur MMS, la dégradation des performances due au tube trop court a été observée.

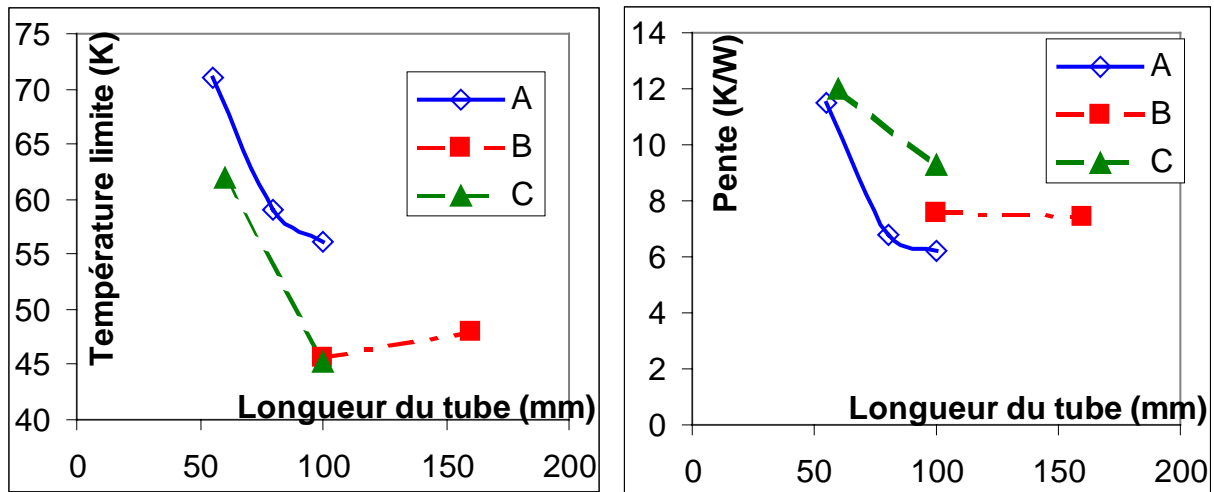


figure II.17 : Essais longueur de tube pour trois configurations

Configuration A : P0 ; PG ; TG  
 Configuration B : B1 ; C1  
 Configuration C : De ; S1

#### II.4.C.3 Analyse analytique.

Un diagramme de Fresnel représentant les débits dans le tube pour deux longueurs différentes permet d'expliquer l'augmentation du diamètre du capillaire avec la longueur du tube. Pour un débit dans le régénérateur constant, plus le tube est important, plus le capillaire nécessaire pour obtenir les mêmes ondes de pression dans le régénérateur doit déphaser beaucoup et laisser passer un débit important en raison de l'augmentation du stockage dans le tube.

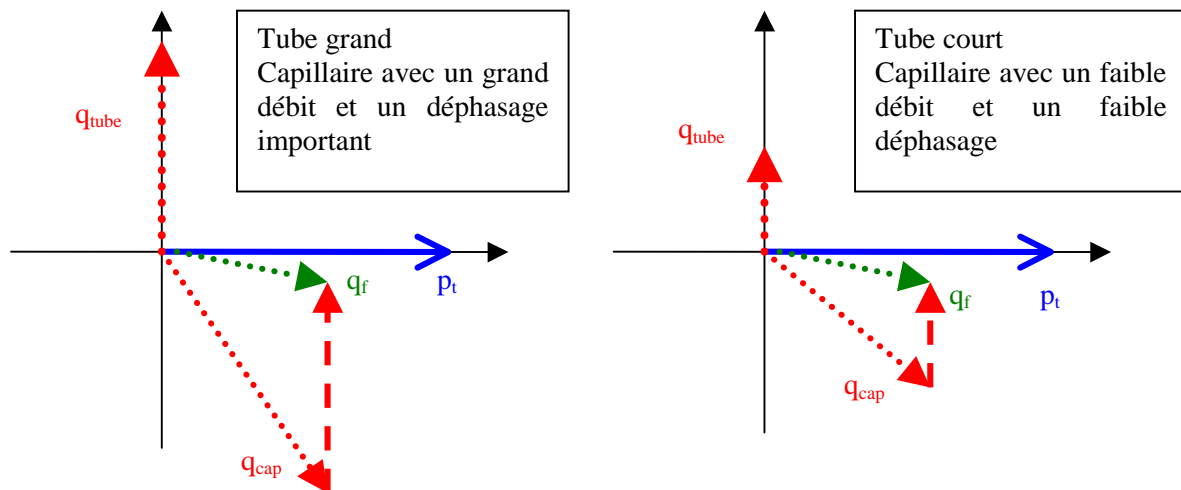


figure II.18 : diagramme de Fresnel pour deux longueurs de tube différentes.

On verra dans le chapitre III que ce sont bien les capillaires de grand diamètre qui permettent d'avoir un plus grand déphasage pour un faible débit.

#### II.4.C.4 Conclusion essais longueur de tube.

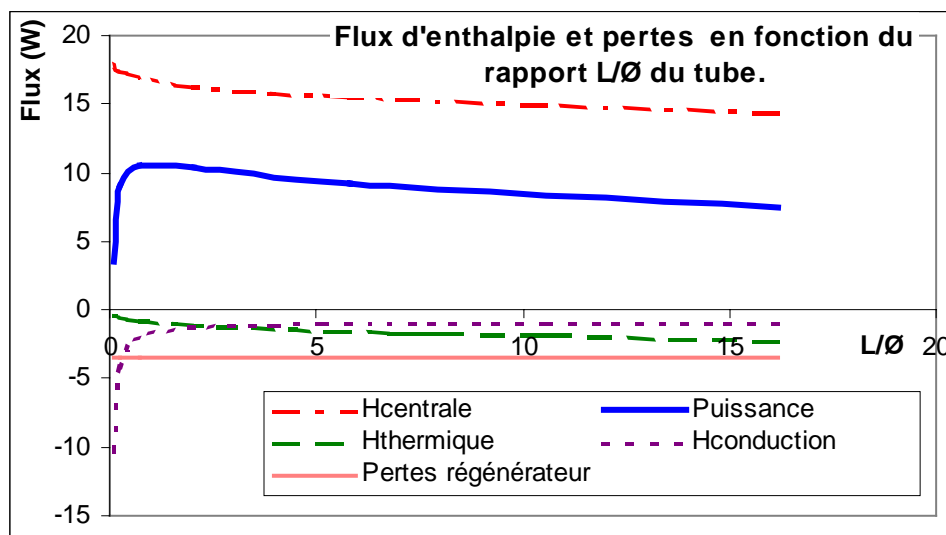
Lorsque la longueur critique du tube est dépassée, les effets de l'allongement du tube ne se font plus tellement sentir. Par contre, plus le tube est important, et plus le diamètre nécessaire pour le réglage de l'impédance est important. La mise en évidence d'une zone d'exclusion pour les capillaires dans le chapitre III montre qu'il ne faut pas que le volume du tube soit trop important, mais lors de nos essais, nous n'avons pas essayé de tube suffisamment long pour que son effet capacitif ne puisse être compensé.

#### **II.4.D Diamètre du tube**

Il est nécessaire de trouver aussi le diamètre optimum du tube. Tout d'abord, nous présentons les résultats obtenus numériquement en faisant varier le diamètre du tube, à volume constant. Ces premières données permettent d'appréhender les phénomènes avant de présenter les résultats expérimentaux.

#### II.4.D.1 Résultats numériques

La simulation numérique prend en compte le flux d'enthalpie centrale, le flux d'enthalpie couche thermique et les pertes par conduction. Les phénomènes de turbulence ou de convection dans le tube ne sont pas pris en compte. Nous présentons les résultats obtenus pour un TGP donné. Le volume du tube est fixe et le capillaire d'optimisation a été fixé également. Les pertes et comportement du régénérateur ne varient donc pas.



*Le volume du tube est constant (12cc), ainsi que le régénérateur (B1) et le capillaire d'optimisation ( $\varnothing 1,15L550$ )*

**figure II.19 : Résultats numériques en faisant varier le rapport longueur sur diamètre ( $L/\varnothing$ ) du tube.**

Dans la simulation, l'existence du flux d'enthalpie couche thermique favorise un tube large et court, à l'opposé des pertes conduction. Comme les pertes par mélange de couche de l'hélium en raison de la convection ou des turbulences aux extrémités ne sont pas prise en compte, l'optimum est pour un rapport  $L/\varnothing$  très faible par rapport aux valeurs expérimentales.

#### **II.4.D.2 Résultats expérimentaux**

Des essais sur des tubes à gaz pulsé fonctionnant à basses fréquences (2Hz) ont été menés dans le laboratoire. Ces essais ont montré que le rapport  $L/\varnothing$  du tube devait être de l'ordre de 6 [29]. Comme les phénomènes de turbulence sont très dépendants de la fréquence et des débits, il n'est pas possible d'appliquer ces résultats aux hautes fréquences.

Avec l'oscillateur Ricor, des essais ont été faits à partir de deux régénérateurs (celui de B1 et celui de PC). On a utilisé un tube de  $\varnothing 14$  et un tube de  $\varnothing 10$ . L'optimum a été pour le tube plus étroit, même pour des longueurs importantes.

Tube (mm)	$\varnothing 14L80$	$\varnothing 14L100$	$\varnothing 10L160$	$\varnothing 10L100$
$L/\varnothing$	5,7	7,1	16	10
Température limite (K)	50,4	55,5	45,6	40,7
Pente (K/W)	6,7	7,1	7,6	7,6

**figure II.20 : Résultats obtenus avec le régénérateur de B1, pour des tubes  $\varnothing 10$  et  $\varnothing 14$ .**

Pour le régénérateur de PC, l'utilisation d'un tube  $\varnothing 10L100$  plutôt que d'un tube  $\varnothing 14L80$  a permis de baisser la température limite de 3 K sans modifier la pente de la machine. Les différences de température limite proviennent probablement de pertes dues aux mélanges des couches de gaz en entrée et en sortie du tube. Des études complémentaires sont nécessaires pour mieux comprendre les mécanismes conduisant à des pertes dans cette zone.

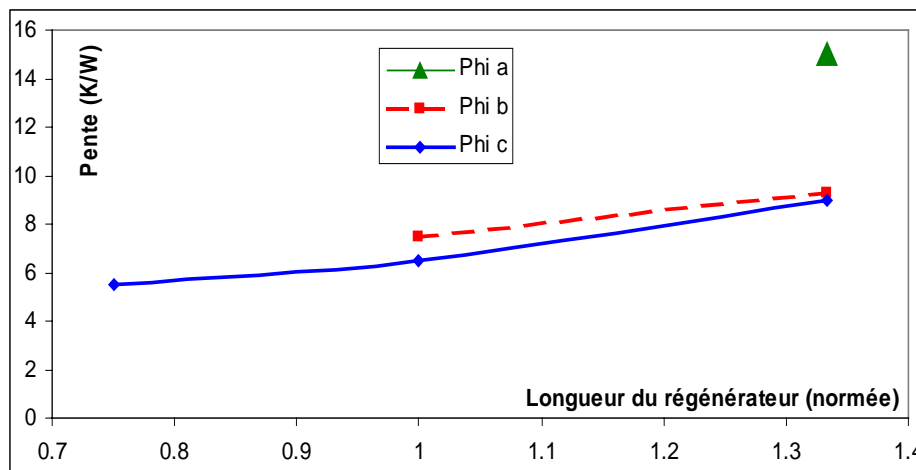
#### **II.4.D.3 Conclusion**

Les pertes dans le tube proviennent en grande partie des mélanges des tranches de gaz, notamment aux extrémités du tube. Ces pertes sont difficiles à décrire et à calculer. Trouver le diamètre optimum du tube passe donc par la réalisation de nombreuses expériences.

#### ***II.4.E Régénérateur***

En raison de l'utilisation du débit moyen pour calculer les pertes de charge du régénérateur dans la simulation, celles-ci sont sous-estimées de manière importante. Les performances obtenues avec la simulation pour une puissance d'entrée donnée sont toujours largement meilleures (pente plus faible et température limite plus basse). L'optimisation du régénérateur doit donc s'appuyer sur les résultats expérimentaux. Les expériences de modification de régénérateur sont exposées ici.

#### II.4.E.1Pente.



**figure II.21 : pente en K/W pour différents régénérateur.**

La longueur représenté est normé avec la longueur de PG.

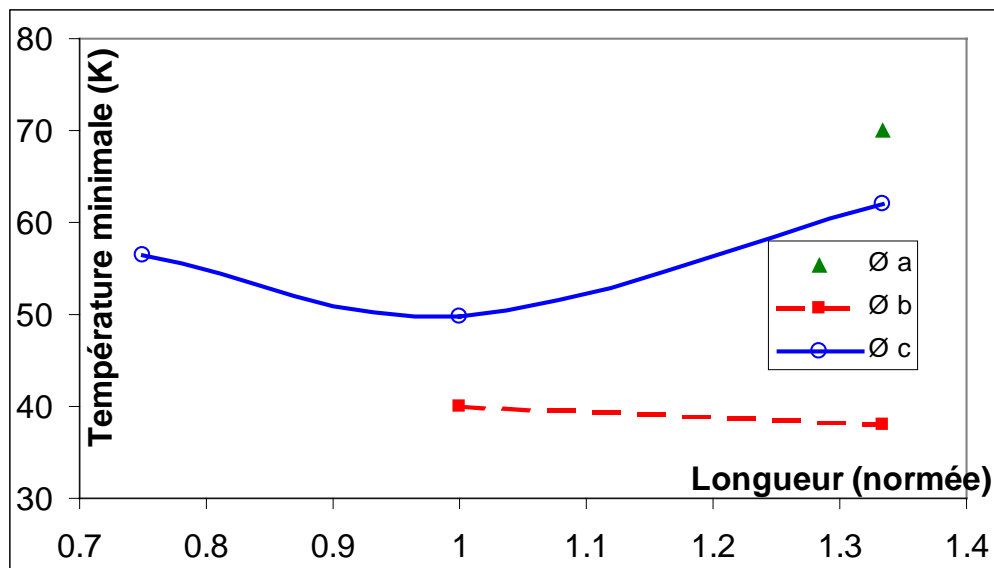
Les pentes obtenues avec les différents régénérateurs sont représentées sur la figure II.21. Elles correspondent aux pentes minimums obtenues en faisant varier le tube.

Plus le régénérateur est long, et plus la pente est importante. De même dans notre domaine d'étude, la pente en K/W est plus importante pour un régénérateur étroit que pour un régénérateur large. En résumé, plus les pertes de charge du régénérateur sont importantes et plus la pente est importante également. Précisons qu'une pente en K/W faible est favorable pour obtenir une puissance frigorifique importante.

Des essais en modifiant les grilles du régénérateur ont été faits au SBT avant cette thèse. Pour une même géométrie de régénérateur et de tube (TGP P8) la pente obtenue avec des grilles 36/50 au lieu de 30/38 conduit à une diminution de la pente de 16 à 14 K/W. Ce résultat confirme l'influence des pertes de charge sur la pente (les grilles 36/50 offrent moins de résistance que les grilles 30/38). Par contre, la température limite atteinte est supérieure à celle avec 30/38 (57,4 au lieu de 53,9), en raison notamment de la diminution de la surface d'échange. Sans conclure que dans toutes les géométries et conditions de fonctionnement les grilles 30/38 sont meilleures que les grilles 36/50, nous avons préféré limiter notre étude à des grilles de 30/38.

En résumé, plus les pertes de charge du régénérateur sont importantes, et plus la pente est importante. Cette conclusion est confirmée par la méthode de mesure du flux d'enthalpie exposé dans le II.2.D.2.

#### II.4.E.2 Température limite obtenue



Les valeurs sont obtenues avec des tubes de 14\*80 pour le Øc et de 10\*100 pour le Øb.

*Le point de plus grande longueur en Øc a été obtenu sans MLI puis décalé en soustrayant les pertes par rayonnement.*

figure II.22 : courbes température minimale en fonction de la longueur du régénérateur.

La température limite dépend à la fois des pertes mécaniques, des pertes thermiques, de la conduction et du tube. Diminuer la longueur du régénérateur conduit à augmenter les pertes thermiques et à limiter les pertes mécaniques. Pour un diamètre donné, il existe donc un optimum de cette longueur : pour nos expériences, plus le régénérateur est étroit plus la longueur optimale est importante. La surface d'échange permettant l'extraction de la puissance frigorifique doit être suffisamment importante : le volume du régénérateur ne doit donc pas être trop petit.

Comme la pente varie avec la longueur du régénérateur, l'optimum dépend de la température de fonctionnement voulue : plus la température de fonctionnement est élevée plus une pente faible sera privilégiée par rapport à une température minimale faible et plus les régénérateurs devront être courts.

## II.5 Conclusion

Pour l'optimisation d'un tube à gaz pulsé, les pertes dans le tube, dans le régénérateur et dans les échangeurs doivent être limitées. La simulation numérique peut permettre de prévoir ces pertes, et des expériences couplées à une meilleure compréhension des phénomènes de pertes conduisent à des améliorations importantes des performances.

Des modifications mineures ont été faites à la simulation numérique développée dans le laboratoire. Les limites d'applications ont été montrées, et les développements nécessaires ont été mis en évidence.

Nous avons montré que la pente en K/W de la machine cryogénique est essentiellement liée à la résistance du régénérateur. La température limite, elle, dépend des échanges thermiques dans le régénérateur et de l'ensemble des pertes thermiques dans le tube à gaz pulsé.



En raison des effets de turbulence et des effets de bords, il est difficile de connaître les pertes dans le tube. Nous avons montré que, pour une configuration donnée, il existe une longueur seuil à partir de laquelle les performances ne varient plus. Le diamètre du tube joue également un rôle important pour les performances des tubes à gaz pulsé, mais les paramètres intervenant dans la détermination du diamètre optimum ne sont pas connus et les expériences restent indispensables.

### ***III CAPILLAIRE***

## III.1 Introduction

L'objet de cette étude est de connaître plus précisément la réponse des capillaires à une oscillation de pression donnée, c'est-à-dire connaître, pour une oscillation de pression d'entrée donnée, l'amplitude du débit, et le déphasage débit-pression. Le but est de mieux comprendre les mécanismes d'optimisation et de déphasage dans le tube à gaz pulsé, et de vérifier s'il est toujours possible d'obtenir le déphasage optimum en mode inertance.

Enfin, nous disposons d'un code permettant de prédire les performances des tubes à gaz pulsé. Ne disposant pas de mesure de débit dans les tubes à gaz pulsé, il est difficile de valider les hypothèses faites pour ce calcul. Cette étude doit nous permettre de connaître le débit au bout chaud du tube à partir des variations de pression dans le tube. C'est une donnée supplémentaire importante pour valider les hypothèses du code.

Au cours de cette étude, nous avons réalisé des expériences avec des capillaires de géométries différentes (diamètre et longueur). Une simulation numérique a été faite et un modèle analytique est proposé pour mettre en évidence les mécanismes de déphasage dans les capillaires.

## III.2 Préliminaires

### III.2.A *Description des capillaires et conditions d'utilisation*

Les capillaires couramment utilisés pour optimiser le tube à gaz pulsé dans cette étude sont en inox, de longueurs comprises entre 600 et 3000 mm, et de diamètre entre 0,8 et 4,0 mm. Ils débouchent sur un volume tampon qui doit être suffisamment important pour que l'amplitude de l'oscillation de pression dans celui-ci soit peu importante par rapport à celle au sein du tube.

Nous travaillons généralement à une pression moyenne de 20 bars, et à température ambiante. A l'entrée du capillaire (c'est-à-dire dans le tube), l'oscillation de pression est quasiment sinusoïdale, de fréquence comprise entre 30 et 60 Hz (généralement 45 ou 50 Hz), et d'amplitude de l'ordre de 1 bar.

### III.2.B *Principe du capillaire*

Le débit et la différence de pression de part et d'autre d'un orifice sont en phase : quand la pression est maximum, le débit est maximum également. Mais dans le cas d'un capillaire, nous ne pouvons pas négliger la masse de gaz contenue et l'effet d'inertie qui en résulte : lorsque la pression change de signe, le débit ne va pas s'inverser instantanément. La phase du débit sera en retard sur celle de la pression.

Ce retard dépend essentiellement du rapport entre l'inertie du gaz contenu dans le capillaire et les forces de frottements à la paroi. En jouant sur les paramètres de longueur et de diamètre des capillaires, on peut obtenir plus d'effet inertiel ou résistif, et on peut donc, à partir d'une oscillation de pression donnée obtenir différentes amplitudes et phases du débit.

Nous verrons par la suite, qu'il existe un phénomène de stockage de gaz dans le capillaire, qui entraîne une diminution du déphasage provoqué par le capillaire.

### III.2.C Analogie électrique.

L'utilisation des diagrammes de Fresnel, qui correspond à une analogie électrique est pratique pour la description des capillaires.

Nous rappelons qu'une différence de pression  $\Delta P$  est associée à une différence de potentiel  $\Delta U$  et que le débit sera associé au courant. Pour avoir un produit pression multiplié par débit analogue à une puissance, il convient d'utiliser le débit volumique  $q$ . Néanmoins, nous présenterons les résultats en utilisant le débit massique  $\dot{m}$ . Dans cette analogie, un volume représente une capacité, les forces de friction sont équivalentes à une résistivité, et l'inertie du gaz entraîne un effet d'inductance.

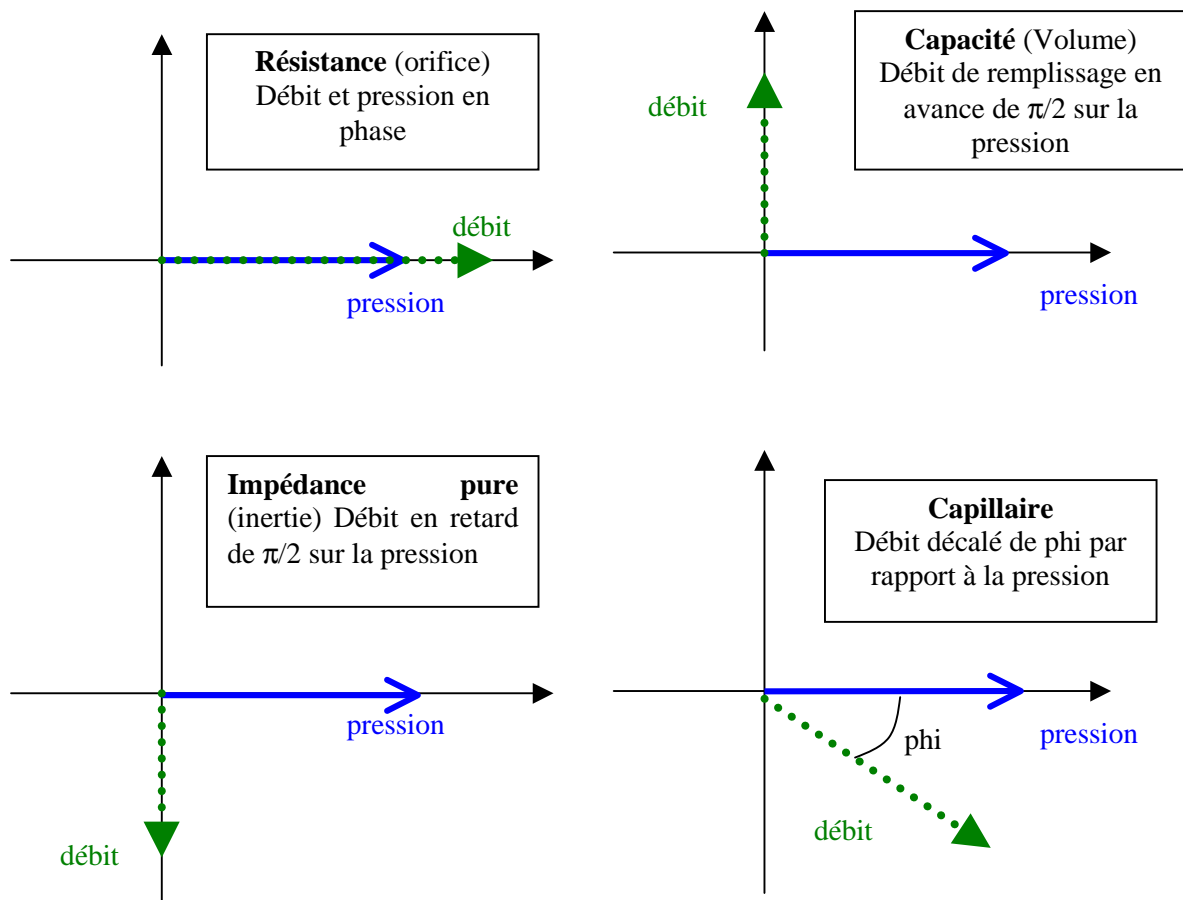


figure III.1 : Représentation de différents objets dans un diagramme de Fresnel.

#### III.2.C.1 Représentation du tube à gaz pulsé.

Pour un tube à gaz pulsé, on note  $p_t$ , la pression dans le tube,  $q_f$  le débit volumique au bout froid,  $q_c$  le débit au bout chaud et  $q_{r,t}$  le terme correspondant au remplissage du tube. En première approximation, on a  $q_f = q_{r,t} + q_c$ .

L'optimisation des performances d'un tube à gaz pulsé passe par l'optimisation du débit (amplitude et phase) à l'échangeur froid. En négligeant les volumes morts du régénérateur, l'optimum est pour un débit en phase avec la pression au bout froid du tube (Chapitre 1).

En raison de l'effet capacitif du tube ( $q_{r,t}$  en avance de  $\pi/2$  par rapport à la pression), avec un simple orifice, il n'est pas possible d'avoir une phase nulle au bout froid (figure III.2.a). Par contre, il est possible d'avoir ce déphasage avec une inertance (figure III.2.b).

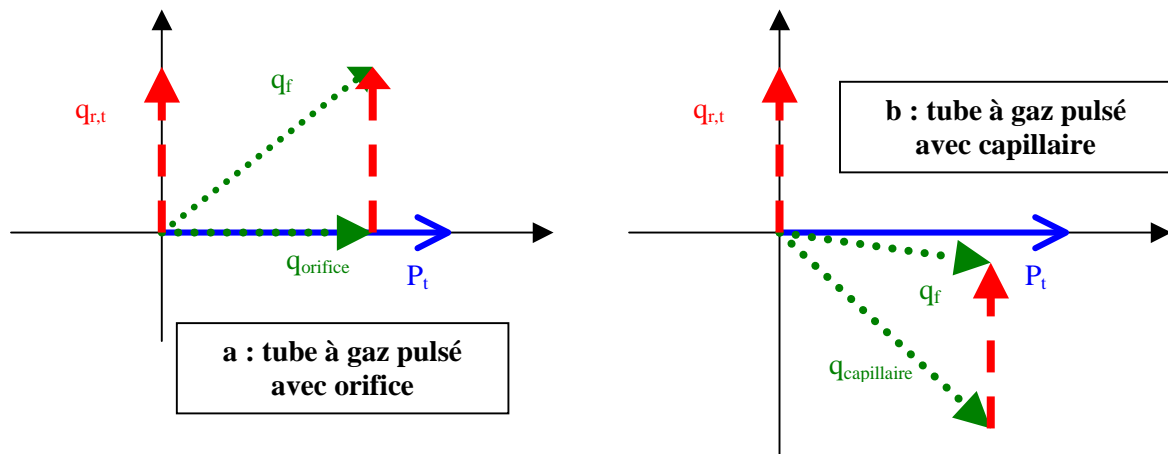


figure III.2 : Représentation des débits au bout froid dans un diagramme de Fresnel.

### III.2.D Approximation

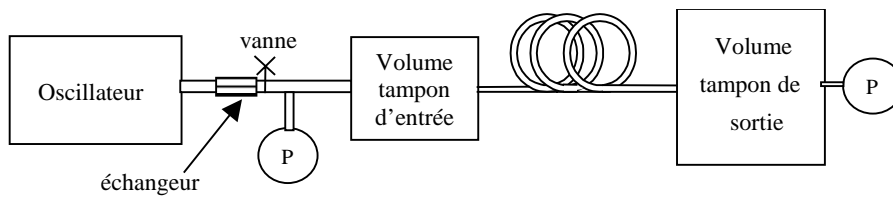
Lors des premières études sur les capillaires [25], des formules permettant d'évaluer la réponse des capillaires ont été proposées. Ces formules permettent de calculer la résistance et l'impédance des capillaires dans l'analogie électrique. Les valeurs de l'inductance et de la résistance ainsi évaluée sont :  $L = \frac{4\rho l}{\Pi D^2}$  et  $R = \frac{128\mu l}{\Pi D^4}$  avec  $\rho$  et  $\mu$  masse volumique et viscosité statique du gaz, et  $l$  et  $D$  la longueur et le diamètre du capillaire. Ces formules sont très approximatives et ne tiennent pas compte des effets capacitifs des capillaires. Le but de ce chapitre est de déterminer avec plus de précision les effets inductifs et résistifs.

## III.3 Méthode expérimentale

### III.3.A Descriptif

Dans ces expériences, un oscillateur de pression à fréquence variable est suivi d'une ligne comprenant une vanne  $\frac{1}{4}$  tour et un échangeur de chaleur qui permet de limiter l'échauffement du gaz. A la sortie de cette ligne, un premier volume tampon est l'équivalent du tube du cryoréfrigérateur. Le capillaire à caractériser est placé ensuite, suivi du volume tampon de sortie. Une sonde de pression est située à l'entrée du capillaire, proche du premier volume tampon ; une autre est placée dans le volume tampon de sortie. Une description du montage est représentée sur la figure III.3.

Dans la suite du chapitre on parlera de pression et de débit d'entrée pour caractériser ces variables près du volume tampon d'entrée. De même, débit et pression de sortie désigneront ces variables près du volume tampon de sortie.



**figure III.3 : Montage expérimental**

Lors des essais, les signaux de pression des sondes d'entrée et de sortie ont été enregistrés pour différentes fréquences et amplitudes de pression. Toutes les données sont obtenues à température ambiante et avec une pression moyenne d'hélium  $\bar{p}$  de 20 bars. On impose en entrée du capillaire une

oscillation de pression, et on écrit :  $\hat{p}_e = \bar{p} + p_e \cos(\omega t)$ .  $p_e$  varie de 0,5 à 3 bars, alors que la fréquence varie de 20 à 54 HZ.

### **III.3.B Mesure expérimentale des oscillations de pression.**

Les mesures des déphasages sont fait avec la méthode décrite dans l'appendice. Les mesures des oscillations sont commentées ci-dessous.

#### **III.3.B.1 Rôle du volume tampon en entrée de capillaire**

Le volume tampon en entrée du capillaire n'est pas indispensable. Néanmoins, il permet de travailler avec une amplitude des pistons du compresseur plus importante, et de générer une oscillation de pression plus propre. Les expériences sans volume tampon d'entrée donnent les mêmes résultats pour des capillaires de gros diamètres, mais les oscillations sont plus accidentées avec des capillaires plus fermés, ce qui correspond à une diminution de la course de l'oscillateur.

Ce volume tampon permet également de régler plus facilement l'amplitude de la pression d'entrée.

#### **III.3.B.2 Influence de la position du capteur**

Plusieurs expériences ont été faites en plaçant le capteur à l'entrée ou à la sortie du volume tampon. Dans les deux cas, l'oscillation de pression relevée est la même. On peut donc supposer qu'entre l'entrée et la sortie de ce volume, et sur une petite distance, la pression ne varie pas.

Cette remarque est valable à la fois pour le volume tampon d'entrée et pour celui de sortie.

### III.3.B.3 Caractérisation des sondes de pression

Il existe un décalage entre les mesures effectuées avec les capteurs de pression de type Kistler (dynamique) et celle effectuées avec les capteurs Keller (statique). La bande passante de cette dernière sonde n'est que de 1 kHz, ce qui correspond environ à 1 ms. Par contre la bande passante des sondes Kistler est de 150 kHz, ce qui est largement suffisant pour nos mesures. Les essais ont toujours été réalisés en utilisant des sondes Kistler pour les mesures de déphasage. La sonde Keller nous permettant de mesurer la pression de charge de l'ensemble.

On place les deux sondes de type Kistler l'une à côté de l'autre pour vérifier qu'elles donnent les mêmes résultats. Nos instruments de mesure ne nous permettent pas de noter une différence de phase entre les deux signaux. Par contre, l'étalonnage des capteurs doit être effectué avec précision afin d'obtenir des amplitudes égales.

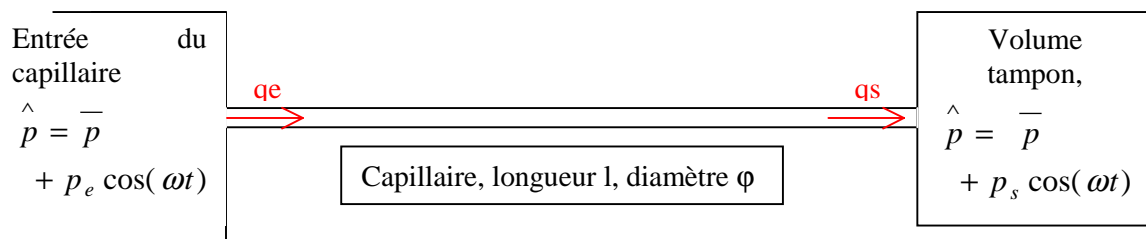


figure III.4 : capillaire.

### III.3.B.4 Débit de sortie

Le débit de sortie  $Q_s$  est obtenu à partir de l'oscillation de pression dans le volume de sortie et de la connaissance du volume de sortie. Le volume de sortie jouant le rôle d'une capacité, on peut supposer que le débit est en avance de  $90^\circ$  par rapport aux variations de pression, et qu'il vaut  $q_s = \frac{V}{\gamma_k p} p_s \omega$ .

Tous ces paramètres sont connus assez précisément, à l'exception du  $\gamma_k$ , coefficient polytropique, qui peut varier de 1 dans le cas isotherme à 1,67 pour le cas adiabatique. En première approximation, et en supposant qu'il n'y a pas d'échange entre le gaz et les parois du volume tampon, on supposera que  $\gamma_k$  vaut 1,67.

### III.3.B.5 Pression d'entrée et pression motrice

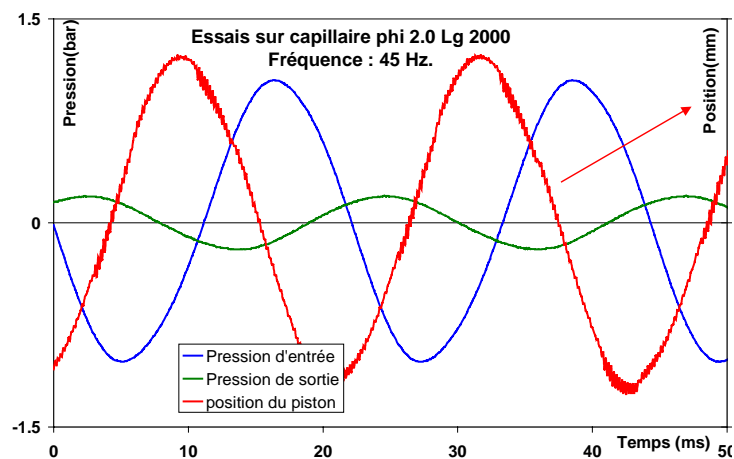
Le débit en sortie du capillaire est déterminé à partir de la variation de la pression dans le volume tampon de sortie. Ce volume est donc choisi de telle sorte que cette variation soit mesurable. De ce fait, la pression de sortie n'est pas négligeable par rapport à celle d'entrée et elle influence le comportement du capillaire.

Pour s'affranchir de cette variable lors de l'analyse des résultats, la pression motrice, différence entre les pressions de part et d'autre du capillaire, est utilisée plutôt que la pression d'entrée.

### **III.3.B.6 Débit d'entrée**

On a voulu dans un premier temps estimer le débit entrant dans le capillaire à l'aide des données concernant l'oscillateur et des variations de pression dans le volume tampon d'entrée. En effet, le débit entrant dans le capillaire est égal au débit sortant du compresseur diminué du débit stocké dans le volume tampon d'entrée.

L'analyse de plusieurs expériences a montré que cette évaluation est beaucoup trop imprécise. Une autre approche a été retenue pour estimer le débit d'entrée. La différence de débit entre l'entrée et la sortie du capillaire correspond à du gaz stocké, momentanément, dans le capillaire. Ce gaz entraîne l'augmentation de la pression moyenne dans le capillaire. Nous pourrions comme nous le verrons plus précisément dans les paragraphes suivants, évaluer cette différence de débit pour retrouver le débit d'entrée à partir de nos données expérimentales.



**figure III.5 : Données expérimentales, obtenues lors d'un essai à 45 Hz, avec un capillaire de diamètre 2,0 mm et de longueur 2000 mm.**

## **III.4 Modélisation numérique**

Pour mieux comprendre le mécanisme de déphasage dû au capillaire, nous avons réalisé une modélisation numérique à l'aide du logiciel de calcul ANSYS/FLOTRAN. La première étape a consisté à valider les résultats numériques en les comparant avec les expériences. Grâce à cette simulation, nous avons accès aux données de pression et de débit en tout point du capillaire et à tout instant.



### **III.4.A Description du modèle**

#### **III.4.A.1 Géométrie**

Pour la résolution numérique, le volume de sortie est supposé infini et sa pression est constante. Une oscillation de pression sinusoïdale est imposée dans un volume en amont du capillaire.

La géométrie étant axisymétrique par rapport à l'axe du capillaire, le problème est étudié en deux dimensions sur une demi-section longitudinale.

#### **III.4.A.2 Hypothèses.**

Les premières modélisations ont été faites selon une hypothèse de gaz incompressible. C'est-à-dire une transmission instantanée de la pression. Ces modélisations, dont la résolution est plus aisée que dans le cas compressible, nous ont permis de valider les maillages et le mode opératoire. On a pu vérifier que les ordres de grandeurs des débits étaient bons. Toutefois, dans le cas incompressible, le débit d'entrée est égal au débit de sortie : il n'y a pas de phénomènes de stockage de gaz dans le capillaire avec l'augmentation de pression. Comme ce phénomène est important, nous avons ensuite utilisé les équations compressibles bien qu'elles soient plus longues à résoudre. Dans tous les cas, l'écoulement est supposé être adiabatique et turbulent.

#### **III.4.A.3 Equations**

Les équations résolues sont les équations de conservation de la masse et de conservation de la quantité de mouvement sous leur forme locale. Le régime turbulent est modélisé à l'aide d'un modèle appelé « k- $\epsilon$  ». Ce modèle, d'un usage fréquent en mécanique des fluides, permet de déterminer les contraintes turbulentes du fluides en passant par une viscosité turbulente. Celles-ci est calculée, dans ce modèle, par l'intégration de deux équations de transport dont 5 coefficients doivent être choisis de manière empirique. [30]

Les simulations sont faites sur 1 à 2 périodes, pendant lesquelles le régime permanent est atteint. Les variations de pression et le débit en tout point du capillaire peuvent être calculés.

### **III.4.B Stabilité et temps de calculs.**

Le temps nécessaire à la résolution des équations numériques est de l'ordre de 60000 secondes CPU (une quinzaine d'heure) par période. Après avoir vérifié, en effectuant les calculs sur 3 périodes, que le régime permanent est bien atteint dès la deuxième demi-période, nous nous sommes limités à des calculs sur une période complète.

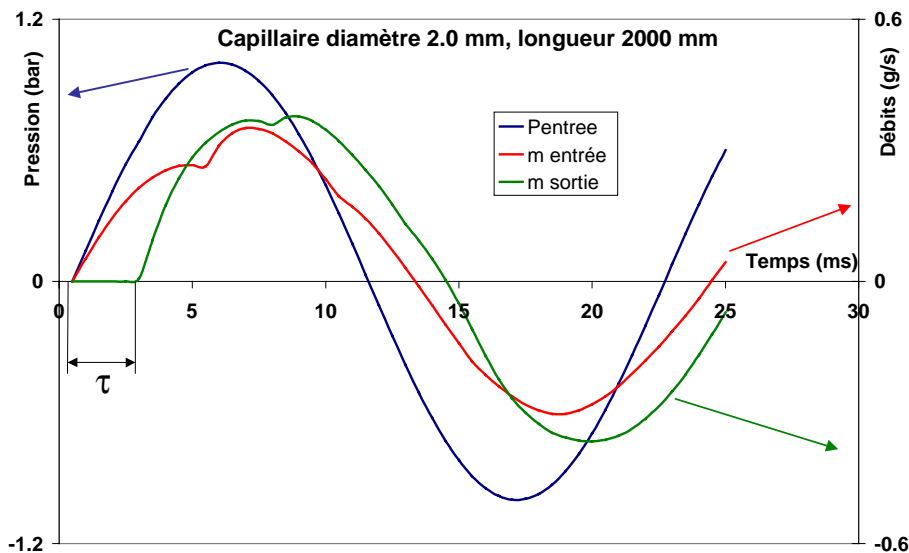


figure III.6 : Visualisation des oscillations de pression et de débits à l'issue d'une simulation numérique.

### III.4.C Oscillation de pression dans le capillaire

Lors de l'établissement du régime, au début de la simulation, les variations de pression dans le capillaire sont décalées (figure III.7). Ce décalage est égal au temps que met l'onde de pression pour parcourir la distance de l'entrée du capillaire à la position étudiée à la vitesse du son : un temps  $\tau$  de 3 ms pour parcourir les 2000 mm du capillaire correspond à la vitesse du son dans l'hélium : 800 m/s. Lorsque le régime permanent est établi, l'oscillation de pression est en phase tout le long du capillaire.

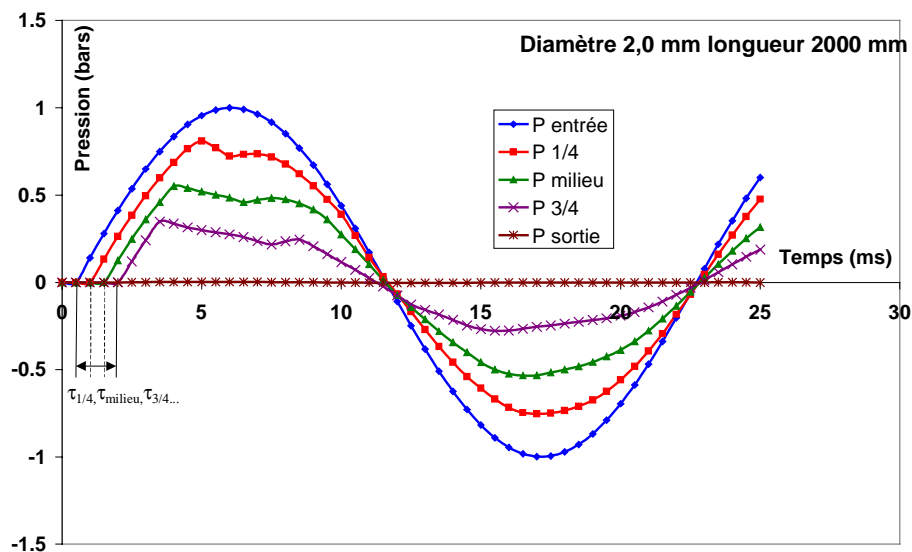


figure III.7: Pression en différents points du capillaire.

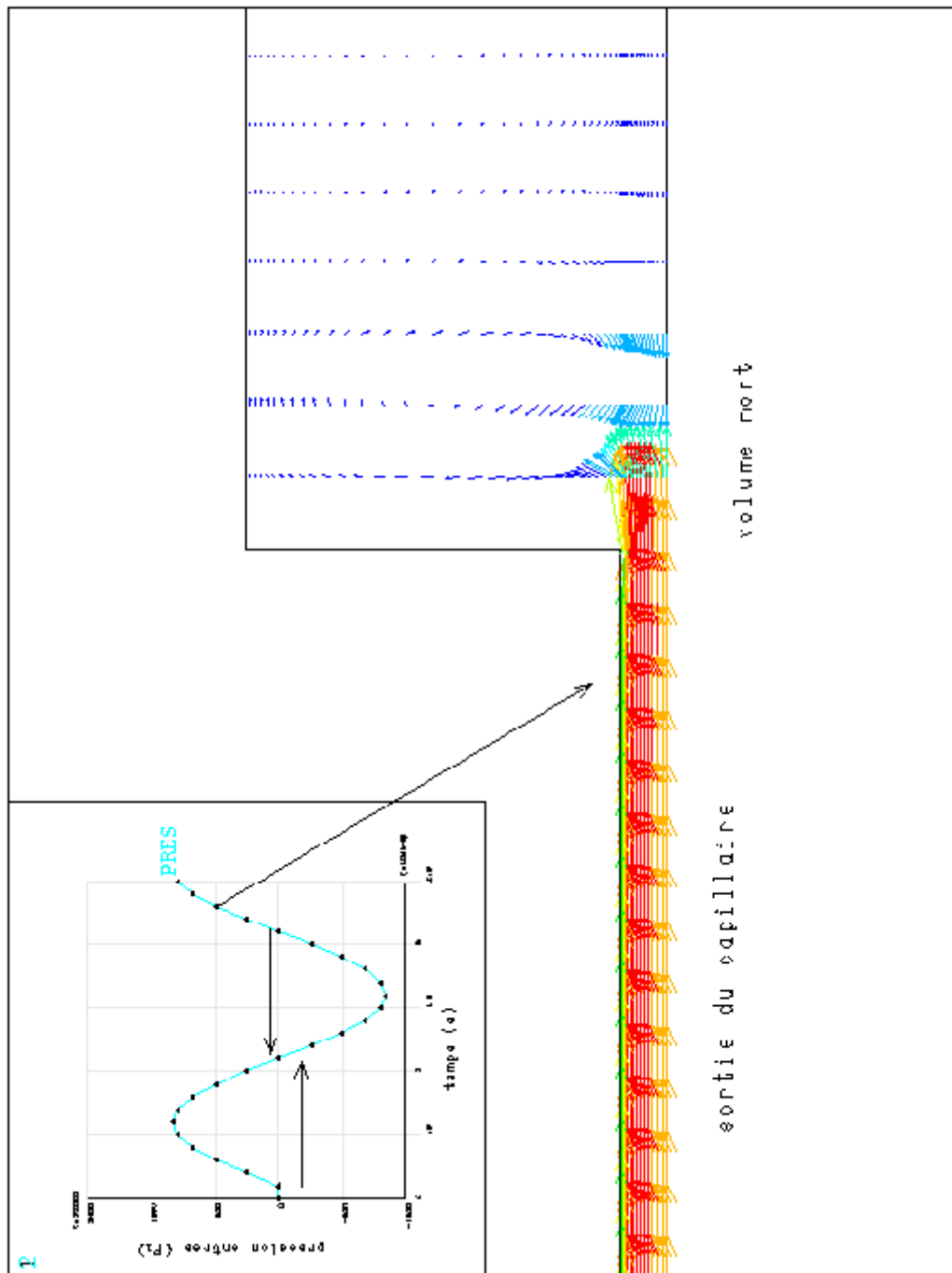


figure III.8 : Résultats de la simulation numérique. Visualisation des vitesses en sortie du capillaire.

### III.4.D Apports de la modélisation numérique

La résolution des équations de fluides compressibles donne des résultats stables sur lesquels nous appuyons notre étude. Lors de la première demi-période, nous observons des phénomènes transitoires tels que la transmission de l'onde de pression. Nous avons vérifié que le régime permanent est atteint dès la deuxième demi-période de calcul. Nous nous sommes donc limités à l'étude d'une période pour minimiser le temps de calcul. Cette simulation numérique nous permet de connaître des données comme la vitesse du gaz ou la valeur de la pression à tout moment et en tout point du capillaire. Nous pouvons faire varier les paramètres géométriques du capillaire pour comprendre l'influence de chacun d'eux.

### III.5 Modèle analytique.

Pour mettre en évidence les phénomènes importants intervenant dans les capillaires, nous proposons un modèle analytique du capillaire.

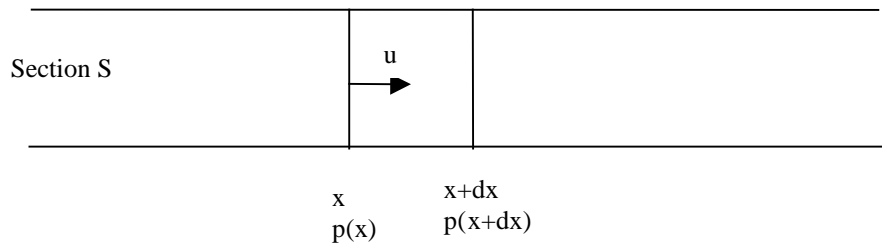


figure III.9 : Représentation d'une tranche de gaz dans le capillaire

Nous effectuons un bilan de masse et un bilan de quantité de mouvement sur une tranche fixe du capillaire d'épaisseur  $dx$ . Nous considérons uniquement les forces de viscosité dues à la vitesse du gaz et les forces de pression et négligeons la gravité. La résolution de ces équations dans le capillaire nous permet de calculer les variations spatiales et temporelles des débits et des pressions.

#### III.5.A Equations utilisées

##### III.5.A.1 Forces de pression

La force de pression en  $x$  est égale à

$$F_p(x) = S \cdot p(x) \quad (\text{éq. 1})$$

Celle en  $x + dx$  vaut :

$$F_p(x + dx) = -S \cdot p(x + dx) \quad (\text{éq. 2})$$

La force de pression exercée sur la tranche est donc :

$$F_p = S[p(x) - p(x + dx)] \quad (\text{éq. 3})$$

$$\text{D'où } F_p = -S \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (\text{éq. 4})$$

### III.5.A.2 Forces de viscosité

Dans une conduite, et en régime continu, on exprime souvent les pertes de charge à l'aide d'un facteur de friction  $f$ . On a alors une relation entre la perte de charge et la vitesse moyenne  $\bar{v}$  de l'écoulement :

$$\frac{\Delta p}{l} = f \frac{1}{2D} \rho \bar{v}^{-2} \quad (\text{éq. 5})$$

Le facteur de friction permet également d'exprimer la force de viscosité qui s'applique à une tranche de gaz.

A l'équilibre et en régime continu, la force de viscosité s'écrit :

$$F_{visc} = -f \frac{1}{2D} \rho \bar{v}^{-2} . dx . S \quad (\text{éq. 6})$$

En régime laminaire, le facteur de friction vaut :  $f = \frac{64}{R_e}$ , avec  $R_e = \frac{\rho \bar{v} D}{\mu}$  (nombre de Reynolds).

$\mu$  est la viscosité dynamique du gaz.

On a alors :

$$F_{visc} = -\frac{32\mu}{\rho D^2} \rho \bar{v} S dx. \quad (\text{éq. 7})$$

Puis

$$F_{visc} = -\frac{32\mu}{\rho D^2} \dot{m} . dx \quad (\text{éq. 8})$$

En régime laminaire, les forces de viscosités peuvent donc s'exprimer sous la forme  $F_{visc} = -k_{visc} \dot{m} dx$ , où  $k_{visc}$  est indépendant de  $\dot{m}$  et de  $\Delta P$ .

Dans un régime turbulent, le facteur de friction n'est pas constant et dépend du débit. En régime alternatif, nous n'avons pas trouvé dans la littérature de loi pour le facteur de friction. Dans le cas étudié, le régime est alternatif et turbulent. Le coefficient de frottement n'est donc pas à priori constant. Néanmoins, afin de conserver la linéarité des équations, nous supposons que nous pouvons toujours écrire  $F_{visc}$  sous la forme  $F_{visc} = -k_{visc} \dot{m} dx$  avec  $k_{visc}$  constant. Cette approximation, discutée dans le paragraphe III.5.C, permet de résoudre analytiquement les équations.

### III.5.A.3 Bilan de masse

Le bilan de masse appliqué à la tranche de gaz donne :

$$S \frac{\partial \rho}{\partial t} = -\frac{\partial \dot{m}}{\partial x} \quad (\text{éq. 9})$$

Pour résoudre le système d'équations, il est intéressant d'exprimer les variations de la densité  $\rho$  en fonction de celle de la pression,  $P$ . Dériver l'expression  $pV^{\gamma_k} = cte$  permet d'obtenir :

$$dp = C_0^2 d\rho, \quad (\text{éq. 10})$$

$$\text{avec } C_0^2 = \frac{\gamma_k \bar{p}}{\rho}. \quad (\text{éq. 11})$$

Et finalement :

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = -\frac{S}{C_0^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (\text{éq. 12})$$

Le rapport  $\sqrt{\frac{\gamma_k \bar{p}}{\rho}}$  est une vitesse de propagation (cf vitesse du son  $\sqrt{\gamma T} = \sqrt{\frac{\gamma \bar{p}}{\rho}}$ ).

En prenant  $\rho=3,18 \text{ kg/m}^3$ ,  $\bar{p}=20.10^5 \text{ Pa}$  et  $\gamma_k=1,0$  on obtient  $C_0=800 \text{ m/s}$ .

Si on choisit de se placer dans le cas adiabatique,  $\gamma_k=1,66$  alors  $C_0=1000 \text{ m/s}$  (vitesse du son)

Les simulations présentées dans ce rapport sont réalisées dans le cas isotherme ( $C_0=800 \text{ m/s}$ ).

#### **III.5.A.4 Bilan de quantité de mouvement**

Le bilan de quantité de mouvement sur la tranche de gaz s'écrit :

$$\frac{d}{dt} (\dot{m} dx) = \frac{\partial}{\partial t} (\dot{m} dx) + \bar{v} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} dx = -F_p - F_{visc} dx \quad (\text{éq. 13})$$

On a donc :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\dot{m} dx) + \bar{v} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} dx = -S \frac{\partial p}{\partial x} dx - k_{visc} \dot{m} dx \quad (\text{éq. 14})$$

Puis :

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \bar{v} \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = -S \frac{\partial p}{\partial x} - k_{visc} \dot{m} \quad (\text{éq. 15})$$

#### **III.5.A.5 Simplification du bilan**

En utilisant l'équation issue du bilan de masse, et en notant que  $\bar{v} = \frac{\dot{m}}{\rho S}$  on peut écrire :

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} - \frac{\dot{m}}{\rho S} \frac{S}{C_0^2} \frac{\partial p}{\partial t} = -S \frac{\partial p}{\partial x} - k_{visc} \dot{m} \quad (\text{éq. 16})$$

En supposant que toutes les variations sont sinusoïdales, on obtient en notation complexe :

$$j\omega \dot{m} - j\omega \frac{\dot{m}}{\rho C_0^2} p = -S \frac{\partial p}{\partial x} - k_{visc} \dot{m} \quad (\text{éq. 17})$$

Comme  $\frac{p}{\rho C_0^2} \approx \frac{p}{p} \ll 1$ , on peut négliger le terme  $j\omega \frac{\dot{m}}{\rho C_0^2} p$  dans l'équation précédente.

On peut donc simplifier l'écriture et écrire :

$$j\omega \dot{m} = -S \frac{\partial p}{\partial x} - k_{visc} \dot{m} \quad (\text{éq. 18})$$

### III.5.B Résolution de l'équation différentielle

Pour résoudre l'équation différentielle, on reprend l'équation précédente que l'on dérive par rapport à  $x$  :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( j\omega \dot{m} \right) = -S \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} - \frac{\partial (k_{visc} \dot{m})}{\partial x} \quad (\text{éq. 19})$$

En utilisant à nouveau l'équation du bilan de masse, on a :

$$\frac{\omega^2 S}{C_0^2} p = -S \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + j \frac{\omega S}{C_0^2} k_{visc} p \quad (\text{éq. 20})$$

et en posant

$$\frac{1}{\lambda^2} = -\frac{\omega^2}{C_0^2} + j\omega \frac{k_{visc}}{C_0^2}, \quad (\text{éq. 21})$$

on obtient l'équation différentielle :

$$\frac{\partial^2 p_1}{\partial x^2} - \frac{1}{\lambda^2} p_1 = 0 \quad (\text{éq. 22})$$

qui a une solution de la forme :

$$p_1(x,t) = (Ae^{-\frac{x}{\lambda}} + Be^{\frac{x}{\lambda}}) e^{i\omega t}. \quad (\text{éq. 23})$$

Le débit s'écrit :

$$\dot{m}(x,t) = -Y(-Ae^{-\frac{x}{\lambda}} + Be^{\frac{x}{\lambda}}) e^{i\omega t} \quad (\text{éq. 24})$$

avec

$$Y = \frac{S}{\lambda(k_{visc} + j\omega)} \quad (Y \text{ est en m.s}) \quad (\text{éq. 25})$$

Pour calculer A et B, on utilise les conditions aux limites :

$$p_1(l) = 0 \quad (\text{éq. 26})$$

, et

$$p_1(0) = p_e \cdot e^{i\omega t}. \quad (\text{éq. 27})$$

Ces conditions aux limites conduisent à :

$$A = -Be^{2\frac{l}{\lambda}} \quad (\text{éq. 28})$$

et

$$B = \frac{P_e}{(1 - e^{-\frac{2l}{\lambda}})} \quad (\text{éq. 29})$$

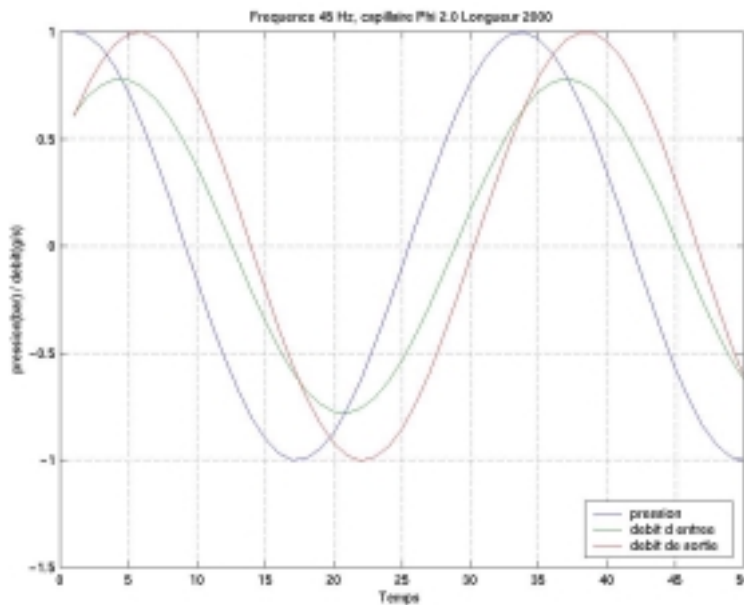
Les hypothèses faites nous permettent donc d'obtenir une expression de la pression et du débit tout au long du capillaire.

$$\bullet \quad p_1(x,t) = p_e \cdot \frac{e^{-\frac{(x-l)}{\lambda}} - e^{-\frac{(x-l)}{\lambda}}}{(e^{-\frac{l}{\lambda}} - e^{-\frac{l}{\lambda}})} e^{i\omega t} \quad (\text{éq. 30})$$

$$\bullet \quad \dot{m}(x,t) = -Y \cdot p_e \cdot \frac{e^{-\frac{(x-l)}{\lambda}} + e^{-\frac{(x-l)}{\lambda}}}{(e^{-\frac{l}{\lambda}} - e^{-\frac{l}{\lambda}})} e^{i\omega t} \quad (\text{éq. 31})$$

Le débit d'entrée du capillaire s'écrit :

$$\dot{m}(0,t) = -Y \cdot p_e \frac{(1 + e^{-\frac{2l}{\lambda}})}{(1 - e^{-\frac{2l}{\lambda}})} \quad (\text{éq. 32})$$



**figure III.10 : Exemple de résultats du calcul analytique.**

On a représenté la pression motrice ainsi que les débits d'entrée et de sortie du capillaire.

On peut calculer le déphasage entre débit et pression en fonction des caractéristiques du capillaire (diamètre et longueur), de l'amplitude de l'oscillation de pression et de la fréquence.

Ces calculs nécessitent la connaissance du coefficient de frottement  $k_{visc}$ .

### III.5.C Détermination des paramètres de pertes de charge

Les résultats du modèle analytique dépendent notablement de la valeur du coefficient de frottement  $k_{visc}$ . La détermination de ce coefficient est détaillée dans ce paragraphe.



### **III.5.C.1 Facteur de frottement turbulent**

Les valeurs du nombre de Reynolds des écoulements montrent que l'on est en régime turbulent. Dans ce type de régime, et pour un débit continu, le facteur de friction  $f$  peut s'exprimer par

$$f = \frac{0,3164}{R_e^{0.25}}.$$

On a alors  $F_{visc,turb} = -\frac{0,447\mu^{1/4} \cdot \dot{m}^{3/4}}{\rho D^{1/4} \pi^{3/4}} \dot{m} \cdot dx$  : Pour le cas turbulent et alternatif, la force n'est

pas linéaire en  $\dot{m}$ .

### **III.5.C.2 Choix du facteur de frottement $k_{visc}$ :**

Pour garder la linéarité des équations et pour pouvoir les résoudre analytiquement, on écrit  $F_{visc} = -k_{visc} \dot{m} \cdot dx$  où  $k_{visc}$  dépend de paramètres qui ne varient pas spatialement ou temporellement.

Différentes expressions de  $k_{visc}$  ont été testées, et nous avons finalement choisi de prendre  $k_{visc} = 5 * k_{la\ min\ aire}$ . Cette valeur a été choisie de manière à faire correspondre les résultats analytiques et expérimentaux.

### **III.5.C.3 Conséquence d'un $k_{visc}$ indépendant de la vitesse**

Cette simplification induit des imprécisions, puisque la dissipation par friction est proportionnelle à la vitesse dans le cas laminaire alors que cette dissipation prend de plus en plus d'importance dans le cas turbulent. Les effets résistifs seront donc sous-estimés pour les débits importants.

Pour mieux caler le modèle, il est possible de prendre un  $k_{visc}$  qui dépende du débit maximum ou du débit moyen tout en gardant la linéarité des équations. Cela n'a pas été développé lors de ce travail.

## **III.6 Validation et utilisation des modèles numériques et analytiques**

Nous avons mis en parallèle les résultats expérimentaux, numériques et analytiques. Expérimentalement, nous n'avons accès qu'au débit de sortie du capillaire, c'est donc ce débit là que nous allons comparer pour valider nos modèles. Ensuite, à partir des modèles numériques, nous présenterons une méthode pour retrouver le débit d'entrée expérimental.

### **III.6.A Variation avec la géométrie du capillaire**

Dans les tableaux suivants, nous avons comparé pour une longueur, puis un diamètre fixe, les résultats expérimentaux, numériques et analytiques. Pour cela, nous nous sommes fixé une pression motrice de 1 bar, et une fréquence de 45 Hz.. Les courbes présentées permettent de vérifier les ordres de grandeur et les variations en fonction des paramètres géométriques.

### III.6.A.1 Influence du diamètre

Voici les résultats obtenus avec des capillaires de longueur 2000 mm et pour des diamètres allant de 1,0 à 3,0 mm.

Diamètre (mm)	Résultats expérimentaux		Résultats Numériques		Résultats Analytiques	
	Débit (g/s)	Phase (deg)	Débit (g/s)	Phase (deg)	Débit (g/s)	Phase (deg)
1,0	0,069	39	0,044	36	0,039	33,3
1,5	0,2	45,2	0,156	41	0,18	39,7
1,8	0,28	52,9	**	**	0,32	46,3
2,0	0,38	52,6	0,38	48	0,42	50,4
2,5	0,63	54,2	0,70	57	0,76	57,8
3,0	**	**	1,23	63	1,15	61,3

tableau III.1 : Comparaison des résultats pour une longueur de 2000 mm. La fréquence est de 45 Hz, et l'amplitude de la pression motrice de 1 bar

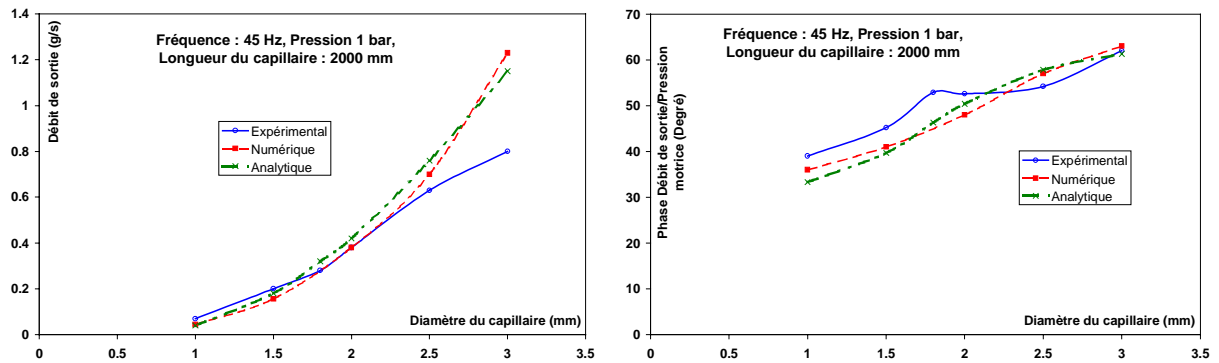


figure III.11 : Représentation de la phase et de l'amplitude du débit, pour différents diamètres de capillaire.

### III.6.A.2 Influence de la longueur

Nous avons réalisé en parallèle des expériences et des simulations numériques sur des capillaires de diamètre 2,0 mm et pour des longueurs allant de 1000 à 2600 mm. Les résultats obtenus sont reportés dans le tableau et dans les courbes ci-dessous.

	Résultats expérimentaux		Résultats Numériques		Résultats analytiques	
Longueur (mm)	Débit (g/s)	Phase (degrés)	Débit (g/s)	Phase (degrés)	Débit (g/s)	Phase (degrés)
1000	0,6	37	0,68	33	0,76	43,5
1500	0,4	45,7	0,49	33	0,54	47,1
2000	0,38	53	0,38	48	0,42	50,4
2500	**	**	0,34	51	0,36	54
2600	0,33	58,4	**	**	0,35	54,7

tableau III.2 : Comparaison des résultats pour un capillaire de diamètre 2,0 mm. La fréquence est de 45 Hz, et l'amplitude de la pression motrice de 1 bar.

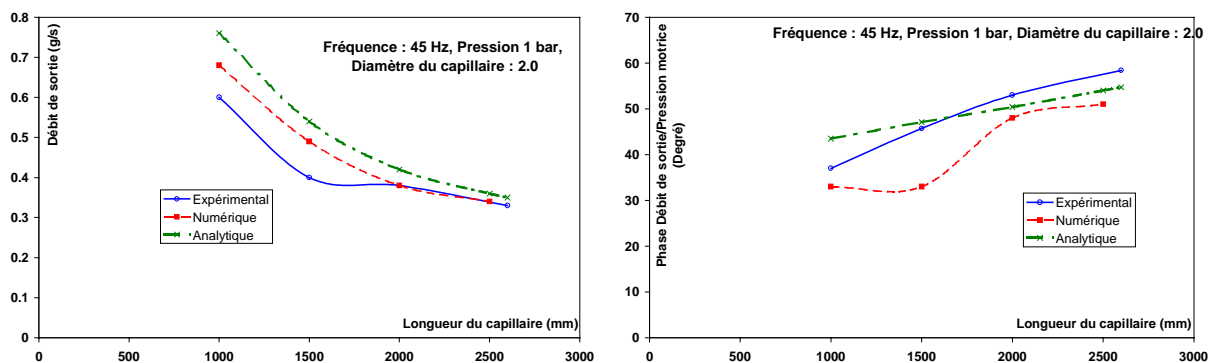
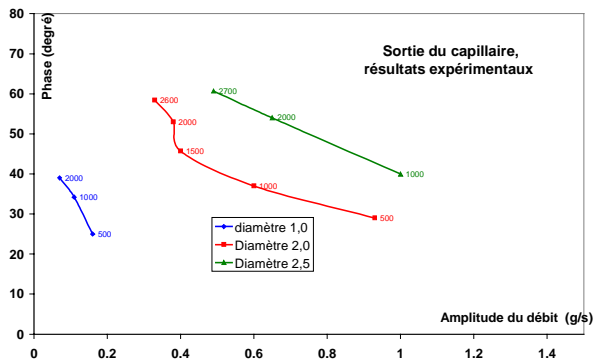


figure III.12 : Représentation de la phase et de l'amplitude du débit, pour différentes longueurs de capillaire.

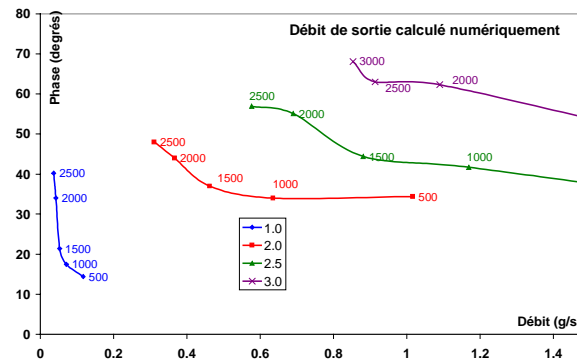
Les variations observées sont similaires pour les résultats expérimentaux, numériques ou analytiques. On note toutefois que pour les résultats analytiques, les variations de phase avec la longueur du capillaire sont moins marquées.

### III.6.A.3 Représentation dans le plan phase/débit.

Pour comparer les effets dus à la géométrie du capillaire, nous avons représenté, dans un plan phase/amplitude les variations des débits de sortie avec la longueur du capillaire, et ce pour différents diamètres.

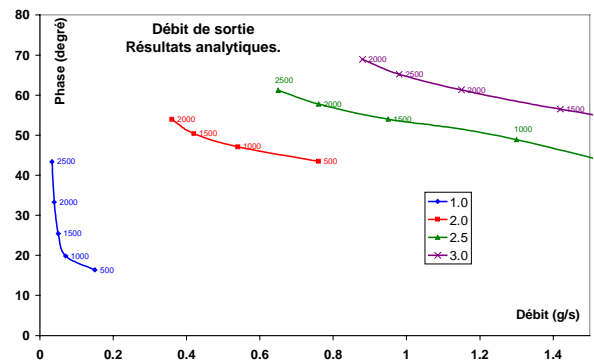


**A : RESULTATS EXPERIMENTAUX.**



**b : Résultats numériques.**

**Figure III.13 a, b et c : Débits de sortie expérimentaux, numériques et analytiques : Phase et débit en sortie de capillaire, pour une fréquence de 45 Hz, une oscillation de pression de 2 bars crête-à-crête.**



**c Résultats analytiques.**

Par rapport aux variations de géométrie des capillaires, les tendances obtenues avec les modèles numériques et analytiques sont en bon accord avec les résultats expérimentaux.

### **III.6.B Variation avec la fréquence et la pression d'entrée.**

Nous venons de valider les résultats pour une fréquence de 45 Hz, et pour une amplitude de la pression d'entrée de 1 bar. Nous allons maintenant observer les variations avec la fréquence et avec la pression d'entrée. Ces paramètres ont été étudiés uniquement expérimentalement et analytiquement.

#### **III.6.B.1 Variations en fréquence.**

On a observé l'effet de la fréquence pour un capillaire de diamètre 2,0 mm, de longueur 2000 mm. On peut tracer les courbes de déphasage et d'amplitude du débit en fonction de la fréquence. Nous avons travaillé dans la gamme 30 à 54 Hz.

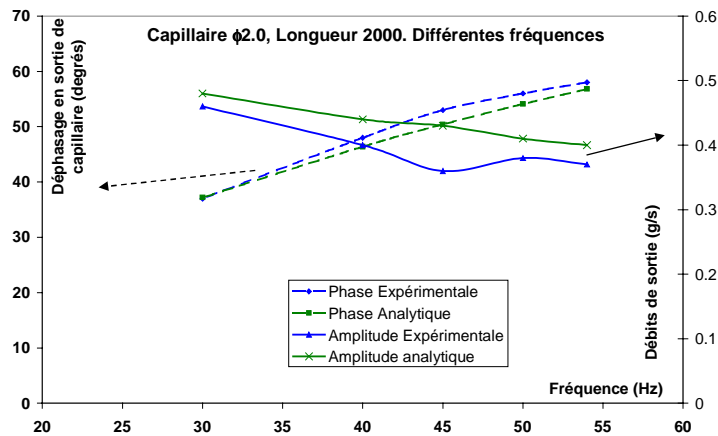


figure III.14 : Amplitude et déphasage du débit de sortie en fonction de la fréquence.

Les changements de comportement avec la fréquence semblent bien pris en compte par le modèle analytique. Lorsque la fréquence augmente, c'est l'effet inertiel du capillaire qui prend plus d'importance. On constate bien une augmentation du déphasage et une diminution du débit (figure III.14).

### III.6.B.2 Différentes pressions d'entrée.

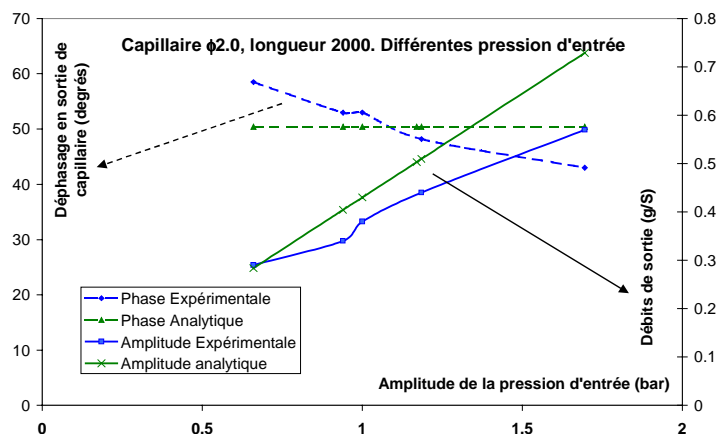


figure III.15 : Amplitude et phase du débit de sortie pour différentes pressions d'entrée.

On constate un accord correct pour le débit, avec toutefois une pente plus faible pour le débit expérimental. Par contre, le modèle analytique ne semble pas décrire correctement les variations du déphasage.

Dans le modèle analytique, toutes les équations sont linéaires avec la pression. De ce fait, en prenant  $k_{visc}$  indépendant de la vitesse, comme nous l'avons fait, les déphasages sont indépendants de la valeur de la pression d'entrée, et les débits sont directement proportionnels à celle-ci : c'est ce que

nous observons sur les courbes ci-dessus. Analytiquement, on a donc :  $\frac{\dot{m}(p)}{\dot{m}(p = 1bar)} = p(bar)$ .

Les points expérimentaux présentés dans ce rapport, ont été obtenus à partir de plusieurs amplitudes de pression, encadrant la valeur de 1 bar. Pour chaque géométrie de capillaire, on a écrit :  $\dot{m}(p) = a + b * p(bar)$ . La détermination des facteurs a et b nous permet de calculer la valeur de  $\dot{m}$  à 1 bar.

Sous une autre forme, on peut écrire :  $\frac{\dot{m}(p)}{\dot{m}(p = 1bar)} = \alpha + \beta * p(bar)$ . Nous observons que  $\alpha$  et  $\beta$

se situent respectivement aux alentours de 0,3 et 0,7 à 10 % près pour nos expériences à 45Hz. Dans

le domaine étudié, on a approximativement :  $\frac{\dot{m}(p)}{\dot{m}(p = 1bar)} = 0,3 + 0,7 * p(bar)$ .

Pour le déphasage, on a procédé de la même manière. On ne retrouve pas un coefficient  $\beta$  constant.

Sa valeur (égale à  $\frac{d\psi}{dp}$ ) varie de  $-4^\circ/bar$  à  $-14^\circ/bar$  selon la géométrie du capillaire.

Le comportement prévu par le modèle analytique est donc assez différent du comportement observé expérimentalement.

Lorsque l'amplitude de la pression motrice augmente, la vitesse augmente. L'effet de la vitesse est plus significatif sur l'effet résistif que sur l'effet d'inertie ce qui va provoquer une diminution de la phase. Cet aspect n'est pas pris en compte par notre modèle. (cf III.5.C).

### III.6.C Sources d'erreur du modèle analytique

Le modèle analytique permet de retrouver de bons ordres de grandeur pour les débits. La valeur du déphasage est plus sensible à la valeur des forces de frottements. En effet, en première approximation, et à partir de l'équation 1 (paragraphe III.4.A) et en notant  $F_{inertie}$  une force équivalente à l'inertie du gaz, on a :

- $\dot{m}$  proportionnel à  $\frac{P_e}{\sqrt{F_{visc}^2 + F_{inertie}^2}}$
- $\psi(\dot{m}, \Delta p) = \arctan\left(\frac{F_{inertie}}{F_{visc}}\right)$

La valeur de l'inertie atténue l'effet des frottements sur l'amplitude du débit.

Le modèle analytique que nous avons utilisé nous permet de retrouver les tendances en fonction de la géométrie du capillaire mais les variations avec l'amplitude de la pression motrice ne sont pas satisfaisantes. De ce fait, il ne semble pas possible d'utiliser ce modèle pour prédire les caractéristiques (loi reliant débit et pertes de charge) d'un capillaire. Néanmoins il permet de mieux comprendre les tendances observées expérimentalement. La principale difficulté réside dans l'évaluation du coefficient de frottements dans le capillaire.

### III.6.D Variation du débit le long du capillaire

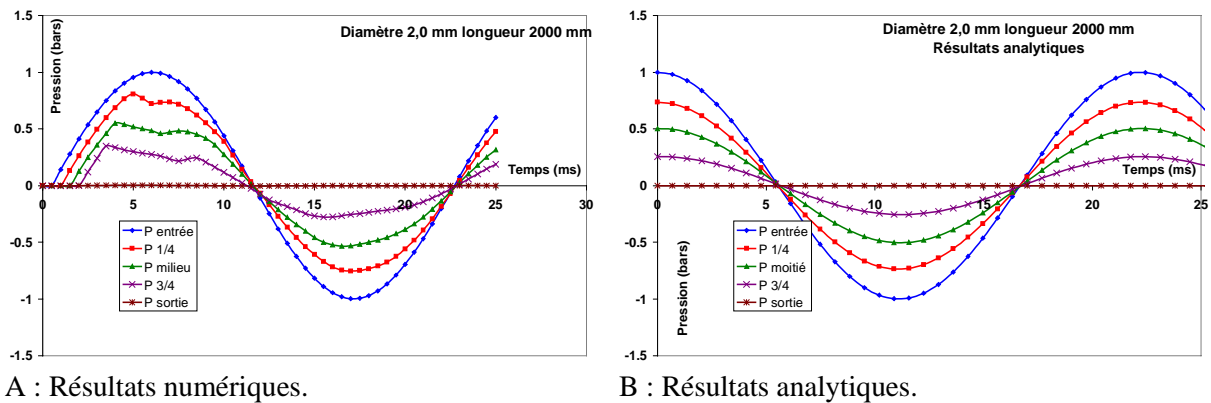


figure III.16 : Oscillations de pression en plusieurs points d'un capillaire de diamètre 2,0 mm et de longueur 2000 mm.

L'objectif de ce paragraphe est de proposer une méthode permettant de remonter au débit d'entrée à partir du débit de sortie des résultats expérimentaux. Pour cela, nous exposons un modèle simplifié qui permet de tenir compte du stockage dans le capillaire. Comme nous avons vu, dans les paragraphes précédents, que les modèles numériques et analytiques rendent bien compte des expériences, avec la difficulté de la détermination du  $k_{visc}$ , nous allons nous appuyer sur les résultats de ces deux calculs différents pour justifier les approximations faites.

La différence de débit entre l'entrée et la sortie du capillaire provient d'un débit de remplissage du capillaire : lorsque la pression moyenne du capillaire augmente, sa densité augmente également et on doit apporter de l'hélium pour permettre cette augmentation.

L'équation de la conservation de la masse dans une tranche de capillaire s'écrit :

$$S \frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial \dot{m}}{\partial x}.$$

En intégrant sur l'ensemble du capillaire, la différence de débit entre l'entrée et la sortie du capillaire, appelé débit de remplissage  $\dot{m}_r$ , est donc égale à :

$$\dot{m}_r = \int_{capillaire} S \frac{\partial \rho}{\partial t} dx.$$

Comme au paragraphe III.4, on suppose que  $\rho$  varie linéairement avec la pression :  $d\rho = C_0^2 dp$ . On suppose également que la pression s'atténue linéairement dans le capillaire, mais sans se déphaser. Les calculs numériques et analytiques (voir figure III.16), valident cette hypothèse pour les dimensions de capillaire habituelles.

$$\text{On a donc } \dot{m}_r = \int_{capillaire} \frac{S}{C_0^2} \frac{\partial p}{\partial t} dx.$$

Avec les hypothèses  $p(x,t) = p(0,t) \frac{l-x}{l}$  et  $\frac{\partial p}{\partial t} = j\omega p$ , on obtient :

$$\dot{m}_r = \frac{S}{C_0^2} p(O,t) j\omega \int_0^l \frac{l-x}{l} dx.$$

D'où  $\dot{m}_r = j\omega \frac{S}{C_0^2} p_e(t) \frac{l}{2}$  et  $\dot{m}_r = j\omega \frac{V_{cap}}{2C_0^2} p_e(t)$ .

Le débit de remplissage est donc d'amplitude  $\omega \frac{V_{cap}}{2C_0^2} p_e$  et est en avance de  $\frac{\pi}{2}$  par rapport aux variations de la pression motrice.

On peut utiliser la notation complexe et un diagramme de Fresnel pour représenter tous ces débits. Sans le phénomène de stockage dans le capillaire, le débit sortant serait égal au débit entrant.. Ils seraient en retard sur la pression, d'une phase comprise entre 0 et 90°, qui dépend du rapport entre la résistance du capillaire et l'effet d'inertie du gaz.

La figure III.17 montre que le stockage dans le capillaire dégrade le déphasage du débit d'entrée.

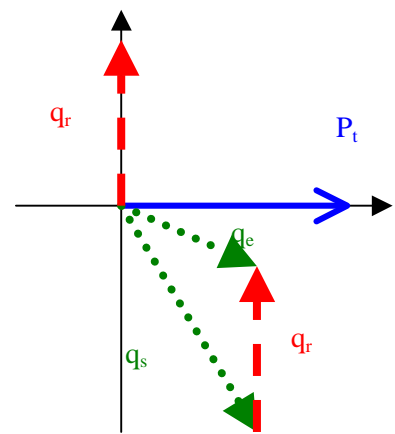


figure III.17 : Représentation des débits dans un capillaire.



### III.6.EVérification numérique du débit de remplissage

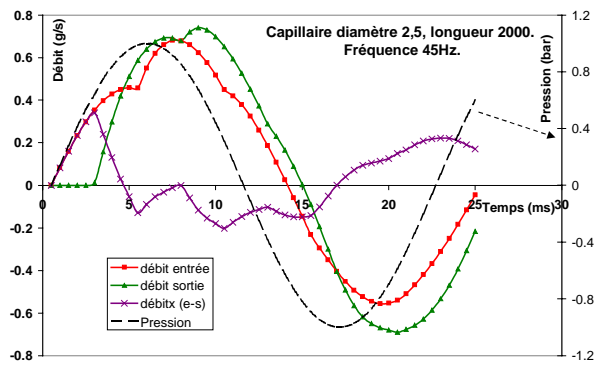


Figure III.18 : Débit de remplissage pour un capillaire Ø2,5L2000. On a représenté les débits d'entrée et de sortie calculés numériquement.

Ces courbes ont été obtenues numériquement, en soustrayant le débit d'entrée au débit de sortie.

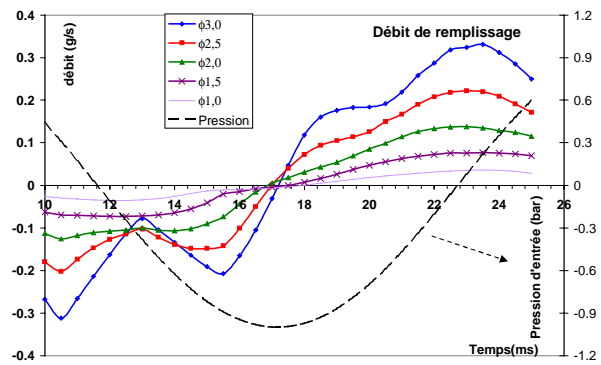


Figure III.19 : Débit de remplissage pour différents diamètres et une longueur de 1 m.

Sur la Figure III.18, on montre un exemple de calcul du débit stocké dans le capillaire. C'est la différence entre le débit d'entrée et le débit de sortie. On a ensuite représenté sur la Figure III.19 le débit de remplissage pour plusieurs diamètres de capillaire. Tous ces débits s'annulent entre  $t=17\text{ms}$  et  $t=18\text{ms}$ , ce qui correspond au minimum de la pression. De même, ces débits sont maximums aux alentours de  $22,2\text{ms}$ , ce qui correspond à une pression nulle. Les débits sont bien décalés de  $90^\circ$  par rapport à la pression.

Ces débits, calculés par différence, correspondent bien à la valeur de débit de remplissage prédite

avec notre modèle simplifié :  $\dot{m}_r = \frac{\omega}{C_0^2} \frac{V_{cap}}{2} p_e$ , que l'on peut écrire  $\dot{m}_r = \frac{\omega \rho}{\gamma_k p} \frac{V_{cap}}{2} p_e$

(figure III.20). Où  $\gamma_k$  est le coefficient polytropique.

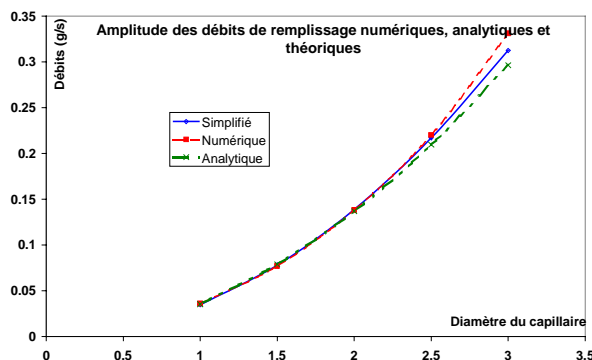


figure III.20 : Comparaison entre les débits de remplissage numériques, analytiques et le débit obtenu avec le calcul simplifié ci-dessus.

### III.6.FRemarques sur le coefficient polytropique.

Pour la résolution numérique comme pour la résolution analytique, il est nécessaire de connaître la valeur du coefficient polytropique dans le capillaire.

Cette donnée est utilisée expérimentalement pour les deux parties du calcul :

- Le calcul du débit de sortie à partir de la pression dans le volume tampon (cf III.3.B).
- Le calcul du débit de remplissage

La valeur du  $\gamma_k$  dans le capillaire, peut-être différente de la valeur utilisée pour calculer le débit de sortie expérimental. Dans tout le rapport, on a supposé que  $\gamma_k$  vaut 1 dans le capillaire et 1,6 dans le volume tampon. C'est-à-dire que les échanges aux parois sont négligés dans le volume mais conduisent à des conditions isothermes dans le capillaire.

### III.7 Résultats pour le débit d'entrée

On a montré que les modèles analytiques et numériques reproduisent bien les tendances observées expérimentalement pour le débit de sortie. A partir des résultats analytiques et numériques, nous avons pu valider nos hypothèses permettant de calculer un débit d'entrée du capillaire à partir du débit de sortie. On peut donc maintenant utiliser les résultats expérimentaux du débit de sortie pour retrouver, avec la correction due au stockage, le débit d'entrée.

Nous présentons maintenant les résultats pour le débit d'entrée du capillaire. Nous étudierons l'influence de la géométrie du capillaire, de la fréquence et de la valeur de l'oscillation de pression.

#### III.7.A Effet de l'amplitude des oscillations de pression

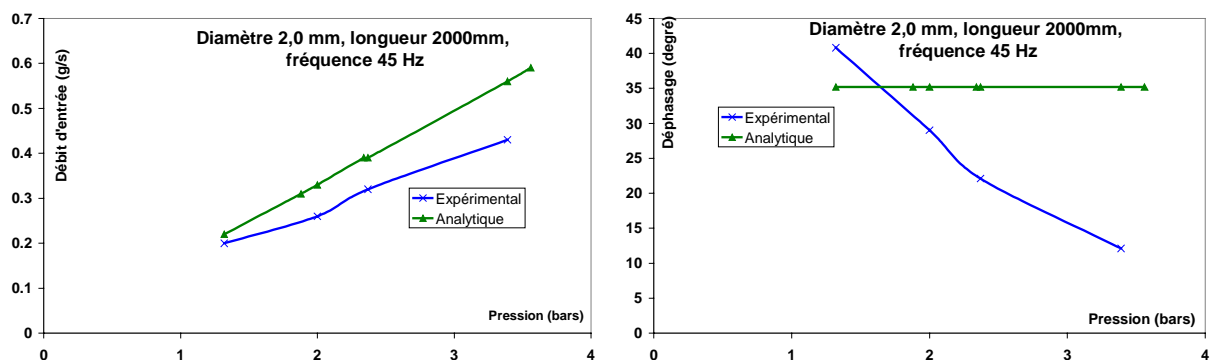


figure III.21 : Variation de l'amplitude et de la phase du débit pour différentes pressions motrices.

Comme on a vu pour le débit de sortie, l'augmentation de la pression d'entrée entraîne une augmentation de l'effet résistif, qui n'est pas pris en compte par le modèle analytique. Il est important de noter que l'augmentation de la pression d'entrée provoque une diminution du déphasage entre le débit et la pression.

### III.7.B Effet de la longueur

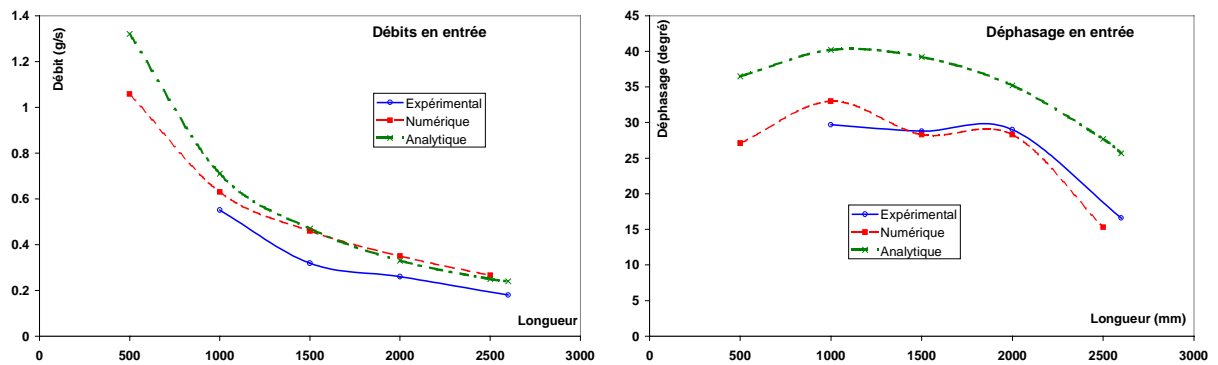


figure III.22 : Comparaison des variations du débit d'entrée en fonction de la longueur du capillaire (diamètre 2,0 mm)

Comme pour le débit de sortie, une augmentation de la longueur du capillaire entraîne une diminution du débit. Par contre, pour ce qui est de la phase, il y a concurrence entre l'effet de remplissage et l'effet d'inertie.

L'effet de remplissage, l'effet inertiel et l'effet résistif augmentent lorsque la longueur du capillaire augmente. Pour des longueurs faibles, c'est l'augmentation de l'effet inertiel qui est prédominant, alors que pour de grandes longueurs, c'est l'augmentation de l'effet de remplissage qui fait diminuer le déphasage.

### III.7.C Effet des variations de diamètres

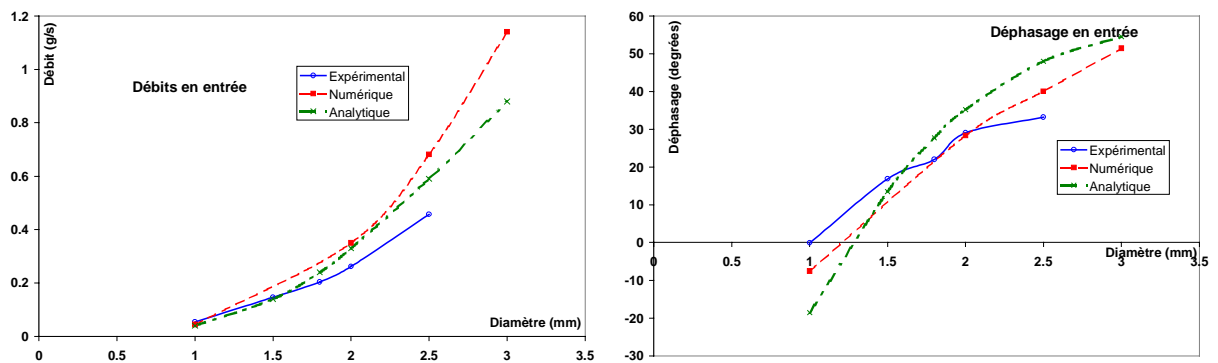
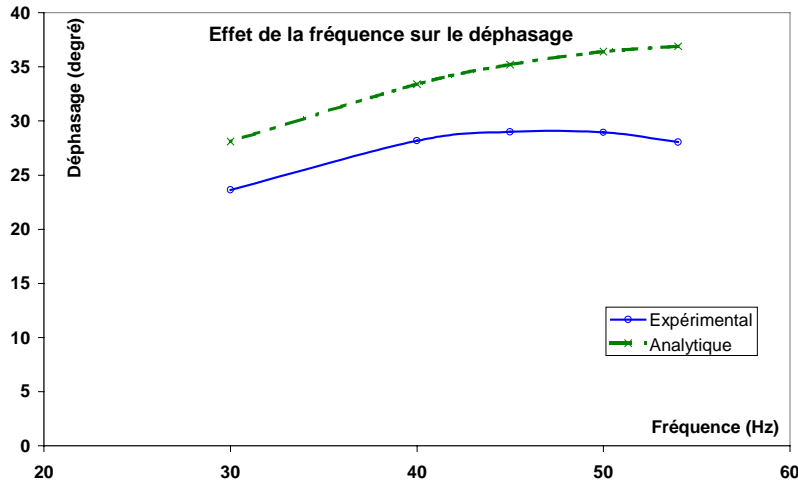


figure III.23 : Comparaison des variations du débit d'entrée en fonction du diamètre du capillaire (longueur 2000 mm)

Il est intuitif de penser qu'une augmentation du diamètre de capillaire, pour une longueur fixe va entraîner une augmentation du débit. La tendance, vis-à-vis de ce paramètre est bien observée pour les 3 séries de résultats présentées. Le déphasage augmente également avec le diamètre. Ceci est dû à la fois à l'augmentation de la masse de gaz et donc de l'inertie du gaz et à la diminution de la résistance lorsque le diamètre augmente.

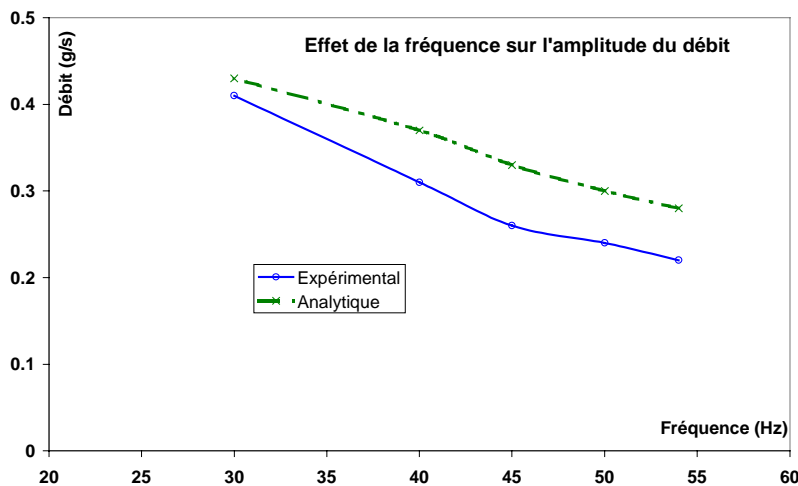
### III.7.D Effet de la fréquence

Une augmentation de la fréquence provoque une diminution du débit dans le capillaire. On s'attendait à une augmentation continue du déphasage, ce que ne reflètent pas les points expérimentaux.



A : Déphasage en fonction de la fréquence.

(Capillaire Ø2,0L2000)



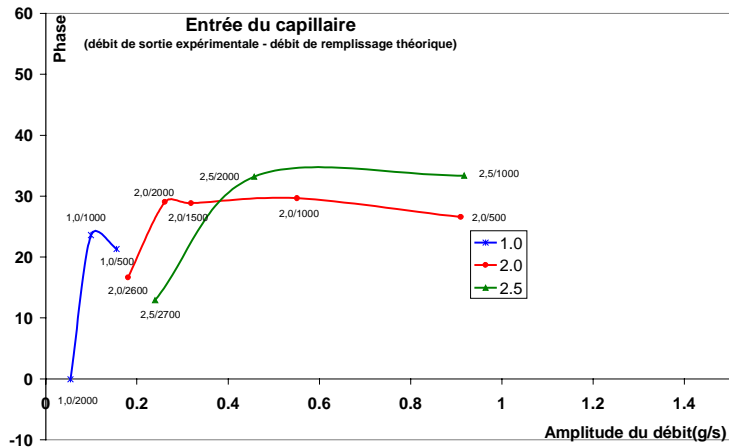
B : Débit en fonction de la fréquence.

(Capillaire Ø2,0L2000)

figure III.24 : Effet de la fréquence sur le débit d'entrée dans le capillaire.

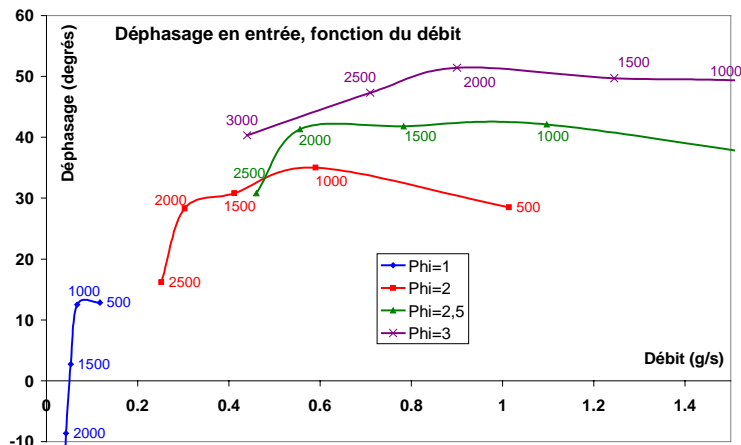
### III.7.E Représentation du débit d'entrée dans le plan Phase/débit.

Comme on l'a vu dans le premier chapitre, on veut connaître le débit et la phase dans le capillaire en fonction du diamètre et de la longueur du capillaire pour une variation de pression donnée. Les résultats obtenus pour différentes géométries de capillaires sont représentés dans un graphique phase/débit. Pour améliorer la lisibilité, les points ayant un même diamètre seront reliés entre eux. On représente le débit d'entrée à partir des résultats expérimentaux, numériques et analytiques.

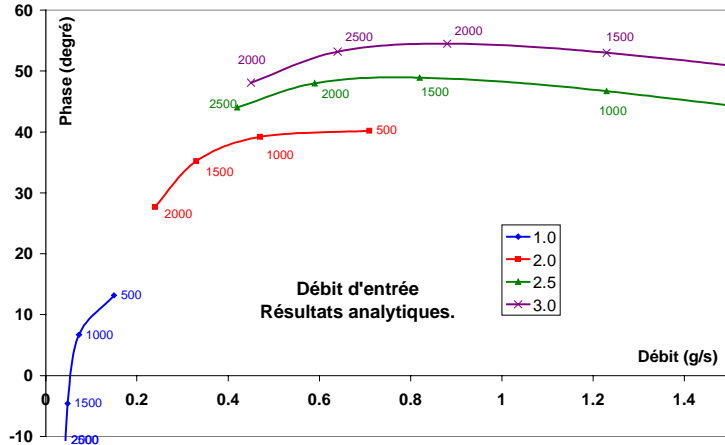


a : Résultats expérimentaux.

Ces phases et débits sont obtenus à partir des données expérimentales du débit de sortie, et en ajoutant un débit de remplissage calculé.



b : Résultats numériques



c : Résultats analytiques

figure III.25 : Phase et débit en entrée de capillaire. Résultats expérimentaux, numériques et analytiques.

Ces trois diagrammes ont des allures similaires. Les tendances en fonction de la géométrie du capillaire sont bien reproduites. On observe ce que l'on appelle une zone d'exclusion : avec les capillaires que l'on utilise, il est impossible d'obtenir des déphasages importants avec des débits importants. (Par exemple une phase de  $40^\circ$  avec un débit de 2 g/s). Cette zone d'exclusion est la conséquence de l'effet de remplissage des capillaires dû à la compressibilité de l'hélium : pour le débit de sortie, il n'existe pas de zone d'exclusion. Ce phénomène a des conséquences importantes sur l'utilisation des capillaires dans des tubes à gaz pulsé. Nous détaillerons ce point dans le paragraphe III.8.

On peut également noter que les courbes se croisent, c'est-à-dire que pour une même oscillation de pression, on peut obtenir exactement le même débit (amplitude et phase) avec des capillaires de diamètres différents.

### **III.7. FApport de l'étude**

Ces études paramétriques nous permettent de prévoir le comportement des capillaires lorsque nous modifions les paramètres expérimentaux.

Du point de vue des paramètres géométriques, le point important qu'il faut noter est la mise en évidence d'une zone d'exclusion dans le plan phase-débit. A une fréquence donnée, et pour une oscillation de pression donnée, selon le capillaire utilisé, on pourra faire varier l'amplitude du débit rentrant dans le capillaire. Mais, pour un débit choisi, il existe un déphasage maximum que l'on ne pourra pas dépasser. Typiquement pour des débits de l'ordre de 1g/s, ce déphasage maximum se situe aux alentours de  $40^\circ$  (Pour une fréquence de 45 Hz et une oscillation de pression d'entrée de 1 bar).

L'augmentation de l'amplitude de la pression entraîne une augmentation de la part de l'effet résistif, et donc une diminution du déphasage. De ce fait, plus l'amplitude de la pression d'entrée sera élevée, et plus la zone d'exclusion sera importante.

On peut noter que l'on aurait pu faire varier d'autres paramètres comme la pression moyenne ou la viscosité du gaz, en choisissant un autre gaz que l'hélium. Le modèle numérique nous permet d'observer l'influence de ces paramètres sans mettre en œuvre une nouvelle série d'expériences.

## **III.8 Application aux tubes à gaz pulsé**

Ces expériences, nous ont permis de connaître, pour une oscillation de pression donnée, et pour une fréquence donnée, la phase et le débit en entrée de capillaire.

### **III.8.A Détermination de la réponse du capillaire**

En mesurant la pression dans le tube à gaz pulsé (avant l'entrée du capillaire), on peut remonter au débit au bout chaud du tube à gaz pulsé. Cette connaissance est très importante pour comparer nos expériences de tube à gaz pulsé avec le code de calcul mis au point dans le laboratoire.

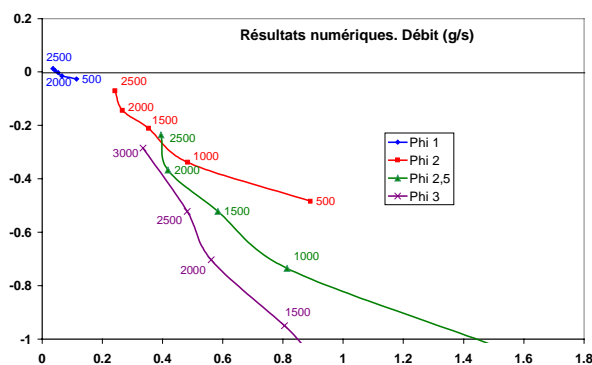
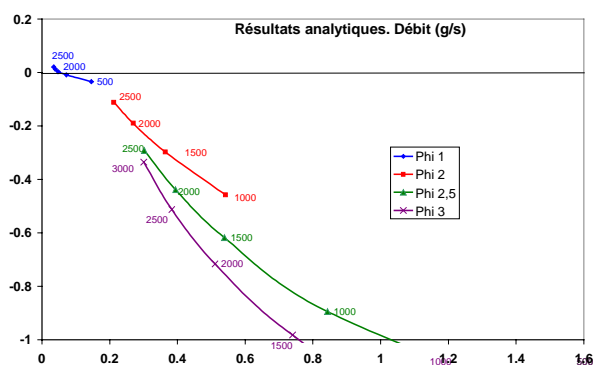
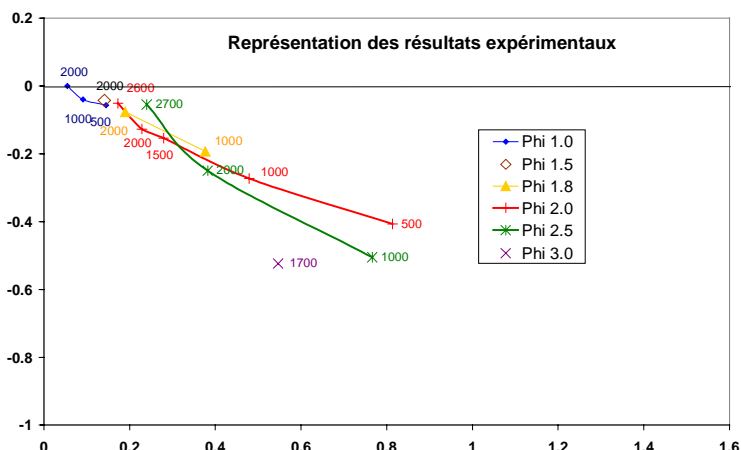
Une première limitation provient de l'évaluation du débit de remplissage, puisque nous ne connaissons pas avec précision la valeur du coefficient polytropique  $\gamma_k$  lors de nos expériences. D'autre part, pour chaque expérience, l'amplitude des oscillations de pression dans le tube varie légèrement, et il faudrait refaire les expériences pour chaque valeur de l'amplitude. On peut faire des extrapolations pour connaître les débits mais on perd alors en précision.

Un autre problème vient de la fréquence de travail, puisque cette étude a été réalisée presque exclusivement à 45 Hz. Là aussi il faudra extrapoler pour pouvoir appliquer les résultats à d'autres fréquences.

### **III.8.B Limite de l'optimisation**

Nous avons vu (paragraphe III.7) sur les courbes dans le plan phase / débit qu'il existe une partie (faible débit et phase élevée) du plan qui n'est pas couverte. Pour mieux visualiser les zones que nous ne pouvons pas atteindre, nous représentons les résultats dans un diagramme de Fresnel (figure III.26), avec en abscisse la composante du débit d'entrée en phase avec la pression, et en ordonnée celle en quadrature avec la pression.

**figure III.26 : Représentation du débit dans un diagramme de Fresnel. Les étiquettes représentent la longueur du capillaire.**



On voit que le domaine du plan couvert par les courbes est limité. La partie située au-dessus des courbes peut être obtenue en rajoutant des pertes de charge au système de déphasage (vanne ou orifice en série avec le capillaire). Par contre, la partie du plan située en dessous ne peut pas être obtenue directement. La taille de cette zone sera augmentée si l'on tient compte des variations de pression dans le volume tampon de sortie et de la résistance de l'échangeur chaud. De même, on a vu que si la pression d'entrée dans le tube est plus importante, le déphasage dû au capillaire diminue, la zone que l'on ne peut pas atteindre est alors augmentée.

Il peut exister des géométries de tube à gaz pulsé où l'optimisation nécessite un déphasage situé dans la zone inaccessible. Dans ce cas, il faudrait utiliser un autre système de déphasage (double inlet par exemple) ou redimensionner la machine (tube plus petit pour diminuer l'effet capacitif).

Certaines équipes du NIST (USA), travaillent avec des capillaires avec deux diamètres différents [11]. Dans le paragraphe suivant, on étudie si travailler avec des capillaires de diamètres variables permettrait d'augmenter le déphasage.

### **III.8.B.1 Changement de diamètre**

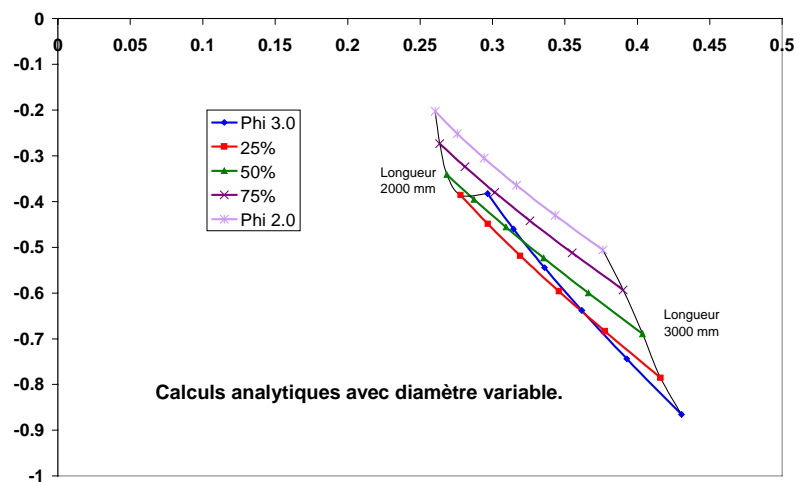
Nous avons appliqué le modèle analytique pour étudier l'intérêt d'utiliser deux capillaires de diamètres différents en série pour essayer d'élargir la zone accessible. On utilise le même bilan de force, appliqué à deux domaines différents, avec des conditions aux limites adaptées.



Des calculs sur plusieurs géométries ont montré que l'on pouvait augmenter la zone d'accessibilité vers des déphasages plus importants, c'est-à-dire descendre les courbes montrées dans un diagramme de Fresnel (voir figure III.27). On a représenté, dans un diagramme de Fresnel, plusieurs assemblages de deux capillaires de diamètre 2,5 et 3,0 mm et dont la longueur totale varie entre 2000 et 3000 mm. Sur la figure, on observe par exemple que pour un assemblage de longueur 2000 mm, avec 25% au diamètre 2,5 et 75% au diamètre 3,0 mm., le déphasage est plus important que pour un capillaire de diamètre 3.0mm constant. Pour cela, il faut que le diamètre le plus gros soit du côté du volume tampon.

Ce résultat mériterait néanmoins d'être validé par une série d'expériences.

**figure III.27 : Représentation des résultats pour des capillaires de diamètre d'entrée 2,5 mm et de diamètre de sortie 3,0 mm pour une longueur de capillaire comprise entre 2000 et 3000 mm.**



### III.9 Conclusion

L'objectif de ce travail était d'étudier le débit dans un capillaire, également appelé inertance, soumis à une oscillation de pression alternative. Nous avons mis en œuvre un dispositif expérimental pour étudier l'effet des capillaires. Parallèlement une étude numérique a été menée et un modèle analytique a été proposé.

Expérimentalement, nous avons accès directement au débit de sortie du capillaire. A partir de cette donnée, nous avons validé les résultats obtenus analytiquement et numériquement. Ensuite, en nous appuyant sur ces résultats, nous avons pu proposer une méthode permettant de retrouver le débit entrant dans le capillaire lors des expériences.

L'étape suivante a été d'étudier les effets des changements de géométrie du capillaire, de pression d'entrée ou de fréquence sur les débits en entrée du capillaire. En effet, ce sont ces débits d'entrée qui sont importants pour l'application aux tubes à gaz pulsé car ils influencent directement le déphasage dans le régénérateur de la machine. Ces résultats ont montré que, pour une oscillation de pression d'entrée donnée, il n'est pas toujours possible d'obtenir le débit (phase et amplitude) que l'on souhaite en entrée de capillaire. Ceci est dû au stockage du gaz dans le capillaire. Un capillaire possède aussi un effet capacitif qui peut compenser les effets de l'inertie. Cette constatation est très importante pour les tubes à gaz pulsé puisqu'elle montre que malgré l'utilisation d'une inertance à la place d'un orifice, le réglage optimum de ces cryoréfrigérateurs n'est pas toujours possible.



## ***IV OSCILLATEUR***

## **IV.1 Introduction**

Pour améliorer l'efficacité des tubes à gaz pulsé, d'une part le rendement du doigt froid doit être augmenté, et d'autre part, l'oscillateur doit être utilisé au maximum de son efficacité. Dans ce chapitre, les oscillateurs sont décrits et des méthodes de caractérisations sont présentées. Ensuite, une expérience avec un simple volume mort permet de mettre en évidence un phénomène de résonance. Finalement, une étude de l'adéquation entre l'oscillateur et le doigt froid est faite. Différentes voies pour rechercher à améliorer le rendement de l'oscillateur sont étudiées et les gains ainsi envisagés sont évalués.

## **IV.2 L'oscillateur de pression**

L'oscillation de pression dans le doigt froid du tube à gaz pulsé haute fréquence est assurée par un oscillateur linéaire. Cet oscillateur est composé d'un piston couplé à un moteur linéaire. Des techniques spécifiques éliminant tout frottement doivent être utilisés pour sa conception. L'absence de frottement et donc d'usure, est un critère primordial pour les applications spatiales notamment.

Ce type d'oscillateur a été développé pour les cryoréfrigérateurs de type Stirling, dont l'industrialisation est effective depuis plusieurs années.

Des oscillateurs rotatifs sont également utilisés pour fonctionner avec des réfrigérateurs Stirling, mais en raison de leur fiabilité les machines linéaires sont préférées pour accompagner les tubes à gaz pulsé.

Dans cette partie, l'oscillateur est décrit et des méthodes de détermination des paramètres mécaniques et électriques des oscillateurs linéaires sont indiquées.

## IV.2.A Descriptions de l'oscillateur

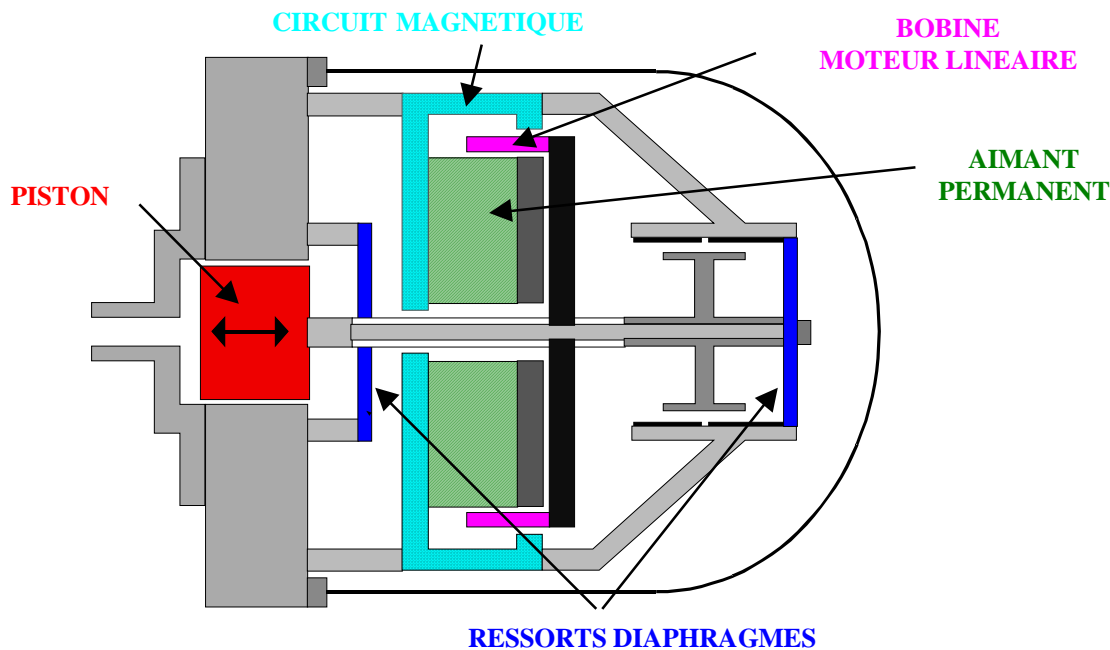


figure IV.1 : Oscillateur linéaire à ressorts diaphragmes. Technologie Oxford.

### IV.2.A.1 Mise en mouvement du piston

Un champ magnétique radial est créé à l'aide d'aimants permanents fixés sur le carter de l'oscillateur (figure IV.1). Le passage du courant dans les bobines solidaires du piston crée une force de Laplace qui met celui-ci en mouvement. Une technologie similaire consiste à placer les aimants permanents sur le piston et les enroulements sur la partie fixe de l'oscillateur. Dans les deux cas, l'alimentation en courant alternatif entraîne un mouvement de va-et-vient du piston.

Le choix de la position des aimants et des bobines doit se faire en tenant compte du rendement et des risques de pollutions du gaz situé dans le carter.

Une solution consiste à placer les bobines, fixes, en dehors du carter. Cette solution permet de limiter la pollution du gaz par les bobines (colle de maintien, vernis des fils...) mais entraîne une baisse du rendement électrique du moteur. Elle permet également de supprimer les passages électriques étanches et les problèmes des connections mobiles des bobines.

### IV.2.A.2 Étanchéité et maintien des pistons

L'étanchéité entre la chambre de compression et le carter de l'oscillateur est cruciale pour limiter les fuites de gaz le long du piston. Des fuites dégradent le rendement volumétrique de l'oscillateur. En plus de la qualité de l'étanchéité, les fabricants doivent tenir compte de la fiabilité du système et des risques de pollution du gaz par l'usure des pièces mobiles frottantes.

Les manières les plus courantes de réaliser cette étanchéité sont les suivantes :

- Etanchéité par segmentation : un joint est placé au niveau du piston ou de la chemise. Ce type d'étanchéité n'est plus tellement utilisé en raison de sa faible durée de vie.
- Etanchéité par jeux réduits frottants : le piston frotte sur la chemise. Il a l'inconvénient d'engendrer l'usure du piston ou de la chemise. Néanmoins, en raison d'un coût intéressant et d'un faible encombrement il est fréquemment utilisé. Le choix des matériaux constituant le piston et la chemise est alors déterminant.
- Etanchéité par jeu réduit non frottants. Le maintien des pistons avec un jeu radial très faible est assuré par l'utilisation de ressorts de type diaphragme (figure IV.2). Le découpage de ces diaphragmes est fait de façon à obtenir une grande raideur radiale pour une faible raideur axiale : les mouvements radiaux sont ainsi limités à moins de 10  $\mu\text{m}$ . Cette technologie a été développée par les laboratoires d'Oxford et est maintenant largement diffusée. Ce type d'étanchéité est le plus satisfaisant pour la fiabilité des machines, mais il est coûteux et impose une taille plus importante des oscillateurs. De plus, la course maximale des oscillateurs est limitée par la déformation de ces ressorts (généralement aux alentours de 20 mm pour les diaphragmes classiques)



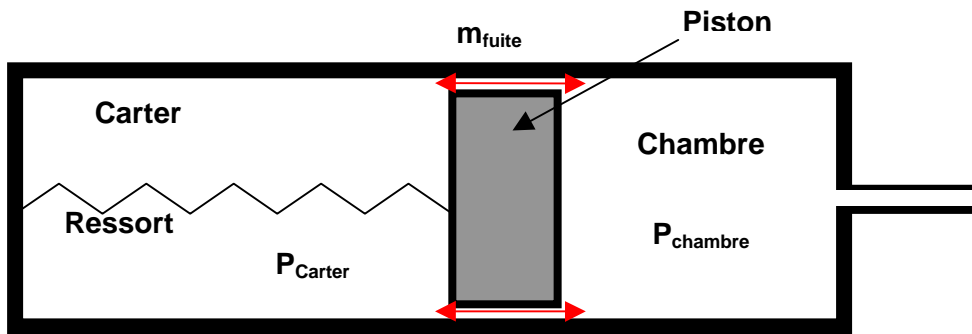
**figure IV.2 : Exemple de ressorts diaphragme utilisés pour réaliser l'étanchéité sans frottements. [30]**

Les pertes dues aux fuites le long des pistons sont négligeables pour un jeu de 10 $\mu\text{m}$ . Par contre, si ce jeu dépasse 20 $\mu\text{m}$ , le débit de fuite devient très pénalisant.

### **IV.2.A.3 Ressort et débit de fuite**

Quel que soit le type d'étanchéité choisi, il est nécessaire d'utiliser des ressorts de rappel pour maintenir le piston dans sa position moyenne.

Une des raisons de l'utilisation de ces ressorts est la différence de pression dans le carter et dans la chambre causée par des fuites non symétriques le long du piston. En effet, le débit de fuite est proportionnel au produit de la pression moyenne par l'écart de pression ( $\bar{P} \cdot \Delta P$ ). Le débit de fuite est plus fort lorsque la pression de la chambre est haute que lorsqu'elle est basse. En régime établi, il existe donc une surpression dans le carter. Cette surpression existe même lorsque le débit de fuite est négligeable par rapport au débit principal de la machine.



**figure IV.3 : Schéma de la pression dans l'oscillateur, et des fuites.**

En plus de ce rôle de maintien de la position moyenne du piston, les ressorts sont utilisés pour améliorer le rendement des oscillateurs : la raideur est choisie de façon à favoriser la résonance comme l'on verra dans ce chapitre.

En raison de ces différentes contraintes, la raideur des ressorts utilisés peut varier de plusieurs ordres de grandeur entre deux oscillateurs différents.

#### **IV.2.A.4 Oscillateur bi-piston**

Afin de limiter les vibrations induites par l'oscillateur, deux pistons fonctionnant en opposition sont généralement couplés. Les vibrations induites résiduelles sont provoquées par la disparité sur les moteurs (enroulement, jeux, frottements...) qui conduit à une course des pistons non rigoureusement identique. Les déplacements de gaz dans le doigt froid de la machine contribuent aussi aux vibrations induites. Pour les tubes à gaz pulsé, le faible niveau de vibrations est un atout majeur par rapport aux machines Stirling dans lesquelles se déplace un régénérateur mobile.

Ces pistons peuvent être alimentés de manière indépendante ou au contraire être alimentés par un seul circuit. Dans le premier cas, une électronique est nécessaire pour synchroniser le déplacement des deux pistons. Dans le second, le branchement peut se faire en parallèle ou en série. Les vibrations générées diffèrent selon le type de montage.

#### **IV.2.A.5 Oscillateurs utilisés**

L'oscillateur pour lequel le dimensionnement du doigt froid a été fait est le modèle K535 fabriqué par la société Ricor. Comme cet oscillateur ne dispose pas d'alimentation à fréquence variable, d'autres oscillateurs dont dispose le SBT pour des projets différents ont aussi été utilisés. Il s'agit notamment du compresseur développé par le laboratoire RAL (Rutherford Appleton Laboratory) et de son équivalent industriel fabriqué par la société MMS (Matra Marconi Space).

Un autre oscillateur de grande cylindrée a été prêté au SBT dans le cadre d'un projet de téléphonie mobile appelé Supracom ; il a été fabriqué par l'industriel Hollandais Thalès BV.



Paramètres	Ricor	Thalès	RAL/MMS
Place des aimants	Piston	Piston	Carter
Étanchéité	Frottants	Frottants	Jeu réduit
Volume (cc)	12,3	12,6	6,84
Courant/Puissance maximale	12 A/250W	6A/200W	7.8A/150W
Branchement des pistons	Série	Parallèles	Indépendant
Masse totale (kg)	5,5 kg	--	--

**tableau IV.1 : Propriétés des oscillateurs utilisés au SBT.**

Un dernier oscillateur, dénommé USFA dans ce rapport, a été utilisé dans le cadre des mesures des puissances mécaniques (paragraphe IV.2.D.6). C'est un oscillateur de faible cylindré, également fabriqué par Thalès BV.

#### ***IV.2.B Relation entre les paramètres électriques et mécaniques du compresseur***

Electriquement, un compresseur est caractérisé par la résistance (R) et l'inductance (L) de ses bobines. Un troisième paramètre, le coefficient  $\Gamma$ , permet de relier l'amplitude de la force mécanique à l'amplitude du courant (cf IV.2.B.2). Le rapport entre la force électromotrice (e) dans les bobines et le déplacement du piston dépend également de ce coefficient.

##### **IV.2.B.1 Représentation électrique de l'oscillateur**

Le schéma et le diagramme de la figure IV.4 permettent de schématiser le comportement électrique des oscillateurs.

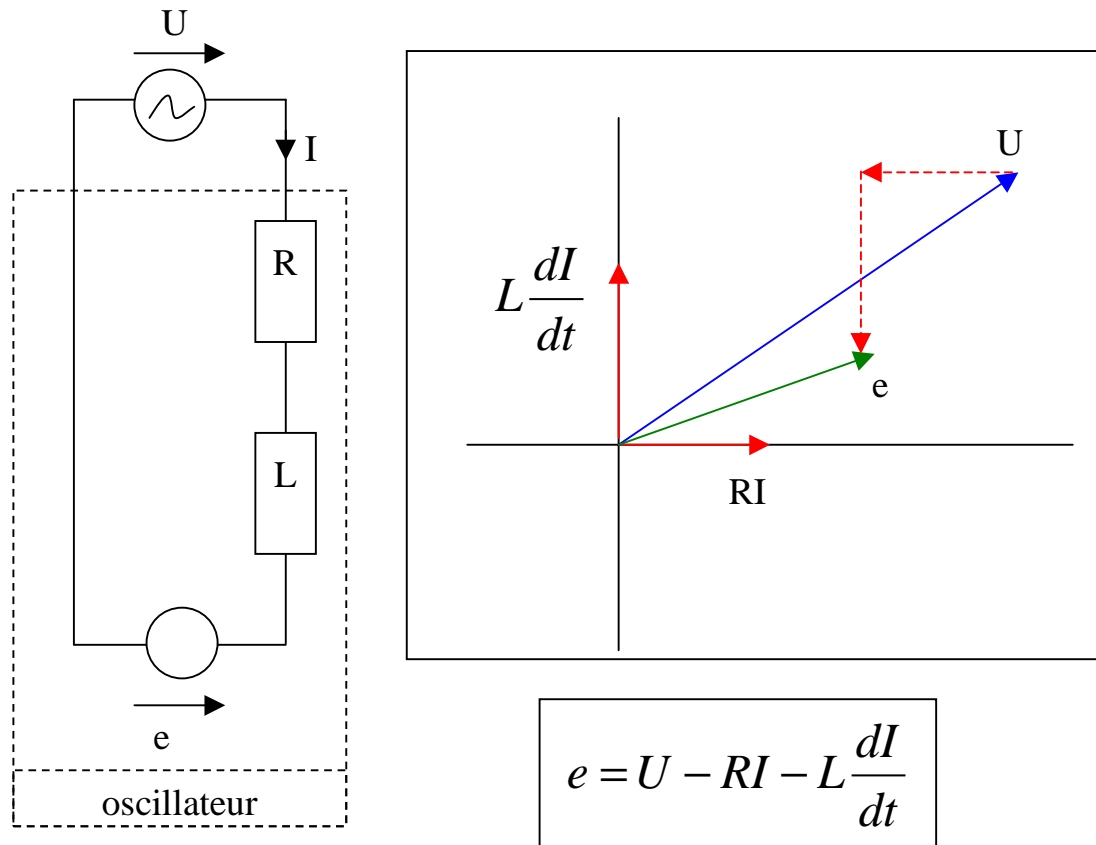


figure IV.4: Schéma électrique et représentation en diagramme de Fresnel de l'oscillateur.

#### IV.2.B.2 Courant et force électromotrice

Les relations liant les paramètres électriques aux paramètres mécaniques de l'oscillateur permettent d'analyser son fonctionnement plus en détail.

- Le mouvement du piston est engendré par une force résultant du courant passant dans les bobinages. Cette force est décrite par la loi de Laplace : “un conducteur de longueur  $l$  parcouru par un courant  $I$  et placé dans un champ magnétique  $B$  se trouve soumis à une force  $F$  telle que :  $\vec{F} = l\vec{I} \wedge \vec{B}$ . Dans un oscillateur, le champ  $\vec{B}$ , induit par les aimants est constant dans le temps. La force exercée est donc proportionnelle à  $I$  et en phase avec le courant :  $F(t) = \Gamma I(t)$ , où  $\Gamma$  est un coefficient caractéristique de l'oscillateur.
- La loi de Lenz permet de déterminer la force électromotrice dans les bobinages du moteur. Cette loi exprime la valeur de la force électromotrice aux bornes de tout conducteur mobile à la vitesse  $\vec{v}$  par rapport à un champ  $\vec{B}$  :  $e = \dot{l} \cdot (\vec{v} \wedge \vec{B})$ . La force électromotrice est en phase avec la vitesse du piston et proportionnelle à celui-ci. Le même coefficient  $\Gamma$  permet d'écrire :  $e(t) = \Gamma v(t)$ .

Les remarques ci-dessus sont valables dans le cas de bobines mobiles ou d'aimants mobiles : c'est la vitesse relative entre le rotor et le stator qui est utilisée.

### **IV.2.B.3 Remarques sur les puissances mises en jeu**

Les pertes par effet Joule représentent la plus grande partie des pertes dans l'oscillateur. Les autres pertes électriques sont négligeables. Les pertes mécaniques de l'oscillateur sont causées par les fuites le long du piston, par les frottements du piston dans le cas de technologies frottantes ainsi que par la dissipation dans les ressorts. On considère également que ces pertes sont négligeables.

En tenant compte uniquement des pertes par effet Joule, la relation liant la puissance mécanique transmise aux paramètres électriques est :  $P_{méca} = \dot{W} - RI^2$ .  $\dot{W}$  est la puissance électrique fournie à l'oscillateur.

### **IV.2.B.4 Résonance**

Optimiser l'oscillateur, c'est augmenter son rendement, c'est à dire c'est augmenter le rapport

$\frac{P_{méca}}{\dot{W}} = \frac{\dot{W} - RI^2}{\dot{W}}$ . On verra que pour cette résonance, le gaz joue le rôle d'un ressort : dans certaines

conditions, la force nécessaire aux variations de pression du gaz est partiellement compensée par l'inertie du piston. On définit la résonance par le fonctionnement permettant d'avoir le courant le plus faible possible.

### ***IV.2.C Méthodes de détermination des paramètres de l'oscillateur***

Le courant est proportionnel à la force appliquée au piston. C'est donc cette force qu'il faut minimiser. Dans le paragraphe IV.4, on étudie comment limiter cette force. Auparavant, les méthodes pour calculer les paramètres nécessaires à ce calcul sont envisagées.

Sans préjuger des paramètres utiles ou indispensables à notre étude, nous proposons ici les méthodes de détermination des paramètres électriques (R, L et  $\Gamma$ ) de l'oscillateur. Nous proposons ensuite diverses méthodes de mesure du déplacement du piston et de calcul de la puissance mécanique transmise.

#### **IV.2.C.1 Mesures disponibles**

Les variations de pression en sortie de l'oscillateur sont visualisées sur un oscilloscope (ou un ordinateur) à l'aide d'un capteur de pression dynamique. Un autre capteur, statique, permet de connaître la pression moyenne dans l'oscillateur. La mesure du déplacement peut-être faite directement avec un capteur spécifique ou à partir des paramètres électriques (paragraphe IV.2.C.3).

Un wattmètre permet de mesurer la puissance électrique totale, ainsi que la tension aux bornes de l'oscillateur et le courant parcourant celui-ci. En rajoutant une pince ampèremétrique, il est possible de lire sur l'oscilloscope la valeur instantanée du courant dans les bobines et de connaître le déphasage entre ce courant et les variations de pression ou de déplacement par exemple. Il est également possible, avec une sonde différentielle de relever la tension instantanée.

### IV.2.C.2 Détermination des paramètres électriques

- **Mesure de la résistance R**

Pour mesurer la résistance des bobines, un courant continu constant est imposé et la tension aux bornes de l'oscillateur est mesurée. Le déplacement est nul (le piston est stoppé en butée) ainsi que le terme  $L \frac{dI}{dt}$ , alors  $R = \frac{U}{I}$ . Il est également possible d'utiliser directement un ohmmètre ; le courant délivré par cet appareil est suffisamment faible pour ne pas engendrer de déplacement des pistons.

- **Mesure de l'impédance L**

La mesure de l'impédance est rendue difficile par les mouvements du piston. En effet, pour déterminer L, la méthode classique, décrite ci-dessous, demande de bloquer le mouvement du piston. Comme il ne nous est pas possible d'ouvrir l'oscillateur pour le bloquer, une mesure moins précise est proposée ensuite.

- Avec un piston bloqué

Comme le piston est bloqué, la force électromotrice est nulle. Lorsque l'on applique une tension sinusoïdale, on a la relation  $U = RI + L \frac{dI}{dt}$ . A partir des valeurs de U de I et de R, il est possible de retrouver la valeur de L.

- Avec un piston mobile

La même expérience est proposée en faisant correspondre la vitesse de déplacement du piston avec la force électromotrice. Pour limiter les effets des erreurs de mesure, cette expérience doit être reproduite pour différentes conditions expérimentales (fréquence, pression moyenne, ...). De cette expérience, le rapport  $\Gamma$  entre les amplitudes de v et de e est également déterminé.

Il a été envisagé de se passer de la mesure du déplacement en faisant ces expériences sur un volume tampon et en considérant que la pression est en phase avec le déplacement. Les expériences du paragraphe IV.3.B.3 montrent que cette hypothèse est incorrecte. La détermination de L passe donc nécessairement par une mesure du déplacement du piston.

### IV.2.C.3 Mesure du déplacement du piston

Un détecteur à effet Hall, une sonde de type «LVDT» (Linear Variable Differential Transformers), un laser ou encore la lecture des paramètres électriques permettent de mesurer le déplacement d'un piston.

- Capteurs de type LVDT

Une bobine primaire, alimenté par un courant alternatif haute fréquence (entre 100 Hz et 1kHz) génère un champ magnétique. De part et d'autre de cette bobine, deux bobines secondaires sont placées, et un aimant lié au piston se déplace dans l'axe de ces trois bobines. La tension aux bornes des enroulements secondaires qui varie linéairement avec la position de l'aimant est amplifiée puis visualisée sur l'oscilloscope.

- « Méthode électrique »

Passer par les paramètres électriques permet de s'affranchir de tout appareil de mesure supplémentaire. A partir de  $L$ , de  $\Gamma$ , rapport  $v/fem$  déterminé ci-dessus, et des valeurs de  $P$ ,  $U$  et  $I$ , on peut remonter à la vitesse, puis au déplacement du piston.

La formule utilisée est  $e = \sqrt{(\pm U \sin \varphi - L\omega I)^2 + (U \cos \varphi - RI)^2}$ .

$\pm$  dépend du signe de  $\varphi$  :+ si  $U$  est en avance sur  $I$ .

qui peut s'écrire  $e = \sqrt{\left( \pm \sqrt{U^2 - \frac{\dot{W}^2}{I^2} - L\omega I} \right)^2 + \left( \frac{\dot{W}}{I} - RI \right)^2}$ .

La phase s'écrit  $\tan \psi_{e/I} = \frac{\pm \sqrt{U^2 - \frac{\dot{W}^2}{I^2} - L\omega I}}{\frac{\dot{W}}{I} - RI}$  : ( $\psi_{e/I}$  est positif si  $e$  en avance sur  $I$ ).

A partir de  $e$  on peut retrouver  $v$  puis  $X$ . Cette méthode nécessite la connaissance avec une grande précision de l'inductance  $L$ . Comme pour déterminer  $L$ , on doit mesurer le déplacement, cette méthode ne nous a pas été utile. Elle est mentionnée ici car, elle peut être utilisée dans le cas où  $L$  serait donné par le constructeur, ou dans le cas où des capteurs de type LVDT pourraient être utilisés pour l'étalonnage de cette mesure.

- Capteur laser

Les capteurs laser effectuent des mesures par triangulation. La lumière est émise par une diode laser, puis réfléchié par la cible avant de traverser l'objectif du dispositif récepteur.

La position du faisceau incident sur le capteur CCD permet de déduire la distance de la cible.

Après échantillonnage, un signal de tension proportionnel à la distance de la cible est transmis.

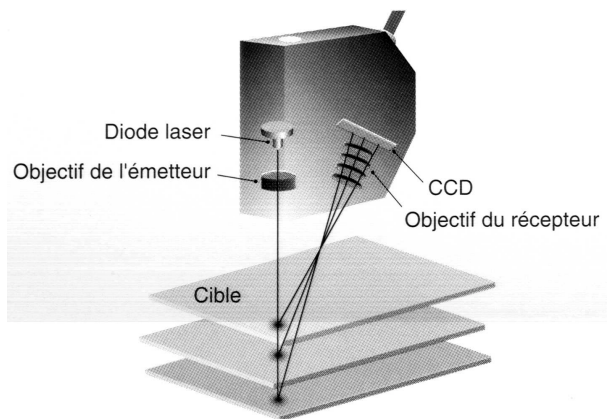


figure IV.5 : schéma des capteurs laser [32]

#### IV.2.C.4 Détermination de $\Gamma$

Le coefficient  $\Gamma$  peut être déterminé à partir de la relation entre le courant et la force ou à partir de celle liant la vitesse des pistons à la force électromotrice. Cette dernière méthode est décrite dans le paragraphe précédent. Nous décrivons ici comment le déterminer à partir du courant et de la force.

Dans un moteur linéaire, la force appliquée au piston est proportionnelle au courant dans les bobinages. Le courant est mesurable facilement. Par contre, il n'est pas possible de mesurer directement la force motrice.

Pour étalonner la mesure, on se ramène à un cas pour lequel la force peut-être calculée : en faisant travailler l'oscillateur à vide (en débouchant sur l'extérieur, ou sur un volume avec une pression très faible, ou encore sur un volume important devant le volume balayé). Dans ces configurations, les forces de pression exercées sur le piston sont nulles. Les seules forces sont celles de l'inertie du piston et des forces de rappel :  $F_{mot} = m.a - k_{osc}X$  soit  $F_{mot} = (m\omega^2 - k_{osc})X$  avec  $\omega$  fréquence angulaire. La force motrice est déterminée à partir de la masse du piston, de la force de rappel de l'oscillateur et de la mesure du déplacement du piston.

Ce coefficient  $\Gamma$  est le même que le coefficient permettant de passer de la force électromotrice à la vitesse.

#### IV.2.C.5 Mesure des puissances électriques et mécaniques

La puissance mécanique peut être évaluée à partir des paramètres électriques ou mécaniques :

- $P_{méca} = e.I = \dot{W} - RI^2$

ou

- $P_{méca} = F.v = (S.p_e \cos(\omega t))(-X\omega \sin(\omega t - \psi_{p_e/X}))dt$

$$\text{soit } P_{méca} = \frac{1}{2} p_e SX \omega \sin(\psi_{p_e/X})$$

Selon les mesures effectuées, la puissance peut-être calculée de 4 manières différentes selon les mesures à notre disposition. Ces méthodes sont regroupées dans le tableau IV.2. La première méthode utilise la formulation électrique, et les 3 autres utilisent la formulation mécanique.

La difficulté est la détermination des déphasages, à la fois en raison des temps de réponse des appareils de mesure, et de la forme non sinusoïdale des signaux. Une imprécision provient également de la détermination de l'inductance et de la résistance, qui peuvent être d'une grande importance pour la phase.

Méthode	Formulation	Amplitudes nécessaires	Phases Nécessaires
1	$\dot{W} - RI^2$	$\dot{W} ; I$	--
2	$\frac{1}{2} p_e S \frac{e}{\Gamma} \cos(\psi_{p_e/e})$	$p ; u ; I$	$I/p ; U/I$
3	$\frac{1}{2} \Gamma IX \omega \sin(\psi_{I/X})$	$I ; X$	$I/X$
4	$\frac{1}{2} p_e SX \omega \sin(\psi_{p_e/X})$	$p ; X$	$p/X$

**tableau IV.2 : récapitulatif des divers moyens de mesurer la puissance mécanique**

La différence entre les puissances 1 et 4 représente les pertes mécanique et électrique hors effet Joule de l'oscillateur.

#### **IV.2.D Mesures expérimentales des paramètres des oscillateurs**

Dans cette partie les mesures effectuées sur les oscillateurs sont détaillées. Cela permet de montrer les incertitudes de mesure, tout en étudiant des méthodes de mesures possibles.

##### **IV.2.D.1 Mesure de la phase du courant**

La valeur efficace du courant est mesurée avec un wattmètre branché sur le circuit. Celui-ci ne permet pas de connaître la phase du courant, par rapport au déplacement ou à l'onde de pression par exemple. Une pince ampèremétrique est nécessaire pour visualiser le signal sur l'oscilloscope. Comme le signal du courant est souvent très déformé, la détermination d'un déphasage est assez difficile.

##### **IV.2.D.2 Mesure des déplacements.**

Les oscillateurs « RAL » et « MMS » disposent de capteurs de position intégrés dans l'oscillateur. Ils permettent d'obtenir directement un signal de tension proportionnel et en phase avec le déplacement. Nous n'avons pas vérifié la fréquence de réponse de ces systèmes de mesures qui semble suffisante.

L'oscillateur Ricor ne dispose pas de tels capteurs. Un laser a été adapté pour mesurer le déplacement d'un piston, en supposant que les deux pistons sont bien symétriques. Pour cela, une ouverture dans le carter de l'oscillateur a été pratiquée. Une plaque de plexiglas permet la lecture du signal en maintenant l'étanchéité du compresseur. La fréquence de réponse de ce laser, de type Keyence MB-080 est de 915 Hz : le décalage entre la mesure et le déplacement est, à 50 Hz, de  $\arctan(50/915)=3^\circ$ . Cette précision est suffisante pour la plupart des essais. Il a été utilisé pour comparer deux phases entre elle et pour connaître les amplitudes des pistons.

Pour connaître les déplacements, la méthode « électrique » a été envisagée. Cette méthode ne donne pas des résultats suffisamment précis en raison de la déformation du signal de courant et de l'incertitude sur la valeur de l'inductance.

Une autre solution consiste à faire correspondre la force calculée théoriquement avec le courant dans l'oscillateur, en utilisant le déphasage entre  $I$  et la pression. Le calcul de la force ne peut pas être fait de manière suffisamment précise pour donner des résultats exploitables. En effet de nombreux paramètres (valeur de la raideur du ressort, phase entre pression et déplacement, amplitudes de la pression et du déplacement, ...) interviennent réduisant la précision de cette méthode.

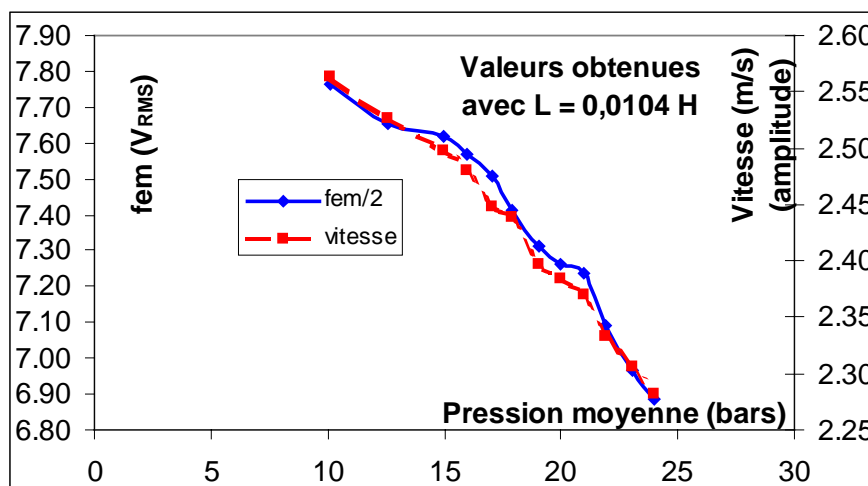
Les valeurs présentées avec l'oscillateur Ricor utilisent les amplitudes et les phases relevées avec le laser.

Des capteurs LVDT peuvent être installés sur l'oscillateur Thalès. La fréquence de réponse des appareils est de 250 Hz et ne permet pas des mesures vraiment précises : pour un fonctionnement de l'oscillateur à 50 Hz, le déphasage induit par l'appareil est de  $\arctan(50/250)=11^\circ$ . Pour les appareils de mesure, une fréquence de réponse de 1kHz nous paraît un minimum.

#### IV.2.D.3 Paramètres électriques.

La résistance des oscillateurs est mesurée avec un multimètre de manière assez simple. Par contre, la mesure de l'inductance pose plus de problème. Pour déterminer la valeur de l'inductance, nous procédons à l'expérience pour faire correspondre la valeur de la force électromotrice à la valeur du déplacement. Cette mesure est possible uniquement avec un capteur de déplacement.

Cette mesure a été faite sur l'oscillateur Ricor. Avec un volume tampon de 88 cc, des oscillations ont été faites pour plusieurs pression moyenne différentes (12 essais de 10 à 25 bars). A partir de ces essais, et des phases entre le déplacement, le courant et la tension, on retrouve les valeurs de  $L$  et de  $\Gamma$  permettant de minimiser l'écart entre la vitesse obtenue à partir du déplacement et celle obtenue à partir des paramètres électriques ( $e/\Gamma$ ). On obtient ainsi  $\Gamma=8,7 \text{ V}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$ , et  $L=0,0104 \text{ H}$ .



**figure IV.6 :  
expérience de  
mesure de  $\Gamma$  et  
de  $L$  pour  
l'oscillateur  
Ricor.**

*On utilise la moitié  
de la fem pour se  
limiter à un seul  
piston.*



#### IV.2.D.4 Mesure de $\Gamma$

Déterminer  $\Gamma$  à partir des relations entre la force calculée et le courant pose problème en raison des incertitudes sur les forces de rappel des oscillateurs et les frottements des pistons ou des ressorts.. Cette expérience, faite avec l'oscillateur « RAL », a donné une relation linéaire entre la force et le déplacement. Le coefficient ne dépend pas de la fréquence. Pour cet oscillateur, la force de rappel ressort est négligée devant le terme en  $m\omega^2$ . La relation liant la force au courant est  $F(N) = 15 * I_{RMS}(A)$ , soit  $\Gamma = \frac{15}{\sqrt{2}} = 10,6 N/A$  (Le facteur  $\sqrt{2}$  permet de faire correspondre les valeurs en amplitude (de la force) aux valeurs efficaces du courant)

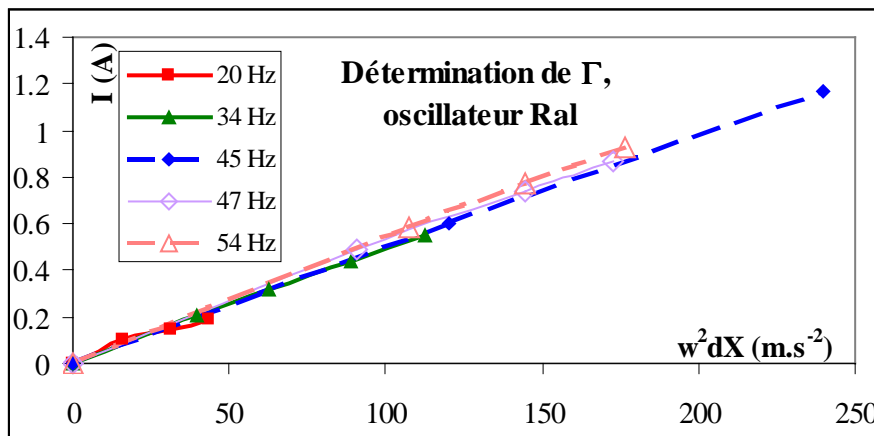


figure IV.7 : Expérience de détermination du coefficient  $\Gamma$ .

Pour les oscillateurs Ricor et Thalès, ce sont les relations entre vitesse et force électromotrice qui ont été utilisées. L'imprécision dans la connaissance de l'inductance a une importance significative sur la précision des résultats de  $\Gamma$ .

#### IV.2.D.5 Mesures des puissances

En raison de la difficulté de mesurer précisément la phase du courant, il est difficile d'obtenir les puissances 2 et 3 du tableau IV.2. De plus, il est plus logique de ne pas passer par les paramètres de l'oscillateur pour connaître la puissance. On utilisera en général la puissance électrique (n°1) et parfois la puissance mécanique (n°4).

Des mesures de puissance ont été faites pour l'oscillateur Ricor, en utilisant le capteur de déplacement et un capteur de pression. Voici les valeurs obtenues lors des essais du TGP B1 pour différentes puissances électriques :

Paramètres électriques			Paramètres mécaniques				Rendement
$\dot{W}$ (W)	I (A)	$\dot{W} - RI^2$ (W)	$P_e$ (bar)	X (mm)	$\alpha$ (deg)	$P_{méca}$ (bar)	$\frac{P_{méca}}{\dot{W} - RI^2}$
50	5,25	33,5	1,19	1,62	53	33	0,99
100	7,46	66,6	1,60	2,20	56	62	0,93
150	9,18	99,4	1,88	2,62	57	87	0,87
200	10,94	128,2	2,08	2,87	58	108	0,84

**tableau IV.3 : mesure des puissances mécaniques avec l'oscillateur Ricor**

Le rendement de l'oscillateur diminue avec la puissance. Les pertes proviennent d'une part de l'oscillateur lui-même et d'autre part des pertes de charge du gaz lors de sa sortie de l'oscillateur. Ces pertes peuvent être importantes en raison de la réunion en Y du gaz provenant de chacun des oscillateurs.

On peut signaler pour les mêmes essais fait antérieurement avec l'oscillateur MMS, le rendement mesuré était de l'ordre de 50%.

#### **IV.2.D.6 Comparaison des oscillateurs**

Pour évaluer l'importance des pertes autres que Joule dans les oscillateurs, nous avons comparé les performances obtenues avec un même doigt froid sur deux oscillateurs différents.

- Tout d'abord, un doigt froid (C2) a été essayé avec l'oscillateur Ricor et avec l'oscillateur de faible cylindrée USFA. Pour une même amplitude de pression d'entrée, la différence entre les  $\dot{W} - RI^2$  est de l'ordre de 10%. Cette expérience montre qu'il existe des pertes de l'oscillateur égales à au moins 10% de la puissance totale. Ces pertes proviennent peut-être des pertes de charge dans l'oscillateur et lors de la jonction entre les circuits en provenance des deux pistons. Elles peuvent également être la conséquence des échanges thermiques avec les parois de l'oscillateur.
- Un autre doigt froid (PC) a été utilisé à la fois avec Ricor et avec Thalès. Les performances à 150W électrique ont été très similaires : Pour Ricor,  $\dot{W} - RI^2$  vaut 104W et pour Supracom 100W. La température froide atteinte avec ces oscillateurs est de 61,6 K pour les deux oscillateurs. La température avec 4 W de puissance froide injectée est de 87,8K avec Ricor et de 89,5K avec Supracom. Ces valeurs sont très proches compte tenu de l'imprécision des mesures, et on peut considérer que les pertes autres que les pertes Joule de ces deux oscillateurs sont très proche. Même si on ne peut pas conclure que ces pertes sont négligeables, cette expérience semble confirmer que l'on peut négliger les pertes autre que celles due à l'effet Joule.

Pour des oscillateurs de volumétrie similaire, la puissance utile avec la même puissance  $\dot{W} - RI^2$  est très comparable. Même si on a noté des pertes de l'ordre de 15% entre cette valeur et la puissance mécanique, on utilisera  $\dot{W} - RI^2$  qui est d'un accès plus facile.

#### **IV.2.D.7 Tableau récapitulatif**

Paramètres	Ricor	RAL/MMS	Thalès
Volume (cc)	12,3	6,8	12,6
Section (cm <sup>2</sup> )	6,15	3,8	3,14
Course max(mm)	12,6	9	20
Masse d'un piston (g)	200	165	320
Raideur du ressort (N/m)	2,8.10 <sup>3</sup>	??	17.10 <sup>3</sup>
Résistance R (Ω)	0.6	0,75	2
Inductance L (H)	0,0104	0,001	0,007<L<0,010
Γ (N/A)	8,7	10,6	..

**tableau IV.4 : Récapitulatif des oscillateurs utilisés.**

#### **IV.2.E Conclusion**

La conception d'un oscillateur demande de respecter plusieurs critères de fiabilité et de rendement. Ce rendement est déterminé en grande partie par les pertes Joule. Ces pertes Joule peuvent être limitées en diminuant la force motrice des pistons. C'est l'objet des paragraphes suivant.

La détermination des paramètres des oscillateurs permet de mieux comprendre les pertes et donc de comprendre comment les limiter. De plus, la connaissance du déplacement du piston sera nécessaire pour comprendre les phénomènes des tubes à gaz pulsé.

Il serait intéressant de pouvoir connaître le déplacement des pistons uniquement à partir de paramètres électriques, facilement mesurables, mais les imprécisions des mesures nous ont contraint à abandonner cette méthode.

### **IV.3 Etudes préliminaires**

Les pertes de l'oscillateur proviennent en majorité de la dissipation par effet Joule dans les bobines et sont donc proportionnelles au carré du courant dans les bobinages. Dans le paragraphe précédent, il a été montré que ce courant est proportionnel à la force d'entraînement des pistons. Une formule permettant de lier la force aux oscillations de pression et de débit est proposée ici. Ensuite, le cas particulier de la résonance avec un volume mort est détaillé.

#### **IV.3.A Cas général**

La force motrice nécessaire au déplacement du piston est calculée ici. Les variations de la pression et le déplacement du piston ou le débit en sortie de l'oscillateur permettent de calculer cette force motrice. Les notations sont représentées sur le diagramme figure IV.8.

$P_e$  désigne la pression en entrée de la machine.

- Pour la pression :  $\hat{p}_e = \bar{p} + p_e^*(t) = \bar{p} + p_e \cos(\omega t - \delta_{p_e})$ .
- Pour l'amplitude du piston dans la machine:  $X^*(t) = X \cos(\omega t - \delta_X)$ .
- Les volumes morts et les pertes de charge en sortie de l'oscillateur sont négligés. Le débit sortant de l'oscillateur est pris égal au débit entrant dans la charge :  $q_e^*(t) = q_e \cos(\omega t - \delta_{q_e})$ .

La référence de temps est le déplacement du piston :  $\delta_X = 0$ . La phase de la pression par rapport au déplacement est notée  $\alpha$  ( $\alpha$  positif pour  $p_e$  en avance sur X)

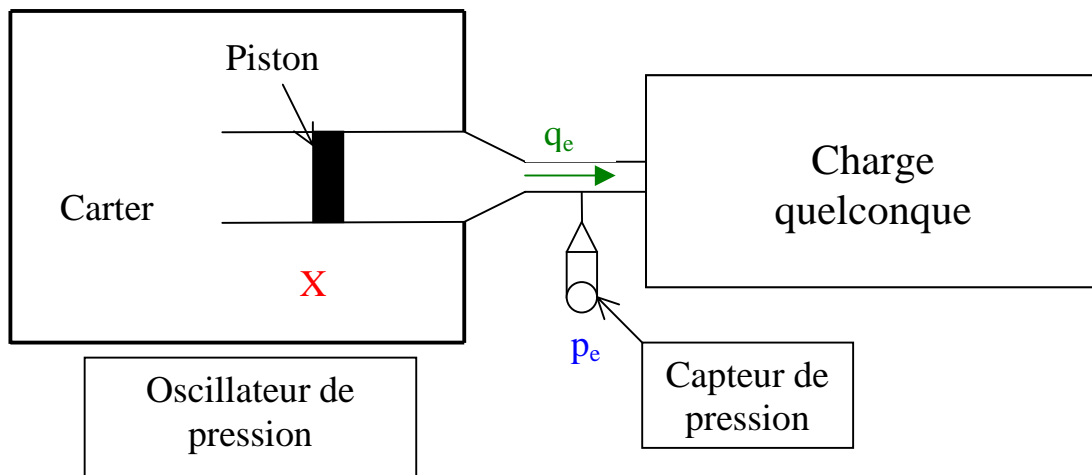


figure IV.8 : Schéma explicatif des notations.

On considère que le débit volumique en sortie de l'oscillateur est égal au débit balayé par le piston. Avec cette approximation et en notant S la section du piston, le débit sortant de l'oscillateur est égal au volume balayé :  $q_e = XS\omega$ .  $Q_e$  est en quadrature avec le déplacement et en avance ( $\delta_q = \delta_X + \frac{\pi}{2}$ ).

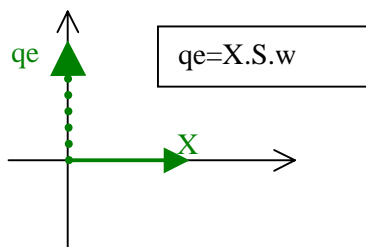


figure IV.9 : Diagramme de Fresnel : débit et déplacement du piston.

### IV.3.A.1 Etude analytique

#### IV.3.A.1. Forces appliquées au piston de l'oscillateur.

Des ressorts maintiennent le piston dans sa position centrale. Dans le cas où les aimants sont mobiles, il existe également une force de rappel d'origine électromagnétique dont la force est équivalente à celle d'un ressort.

$$\text{On a } F_{\text{ressort}} = -k_{\text{ressort}} X \text{ et } F_{\text{électromagnétique}} = -k_{\text{élec}} X$$

Ces deux forces sont regroupées sous la forme d'une seule force :  $F_{\text{Rosc}} = -k_{\text{osc}} X$ , avec  $k_{\text{osc}} = k_{\text{ressort}} + k_{\text{élec}}$ .

On néglige les variations de pression dans le carter de l'oscillateur. La pression moyenne dans ce carter est compensée par la pression moyenne de la chambre.

En plus des forces issues de l'oscillateur, la pression en sortie de la chambre exerce une force sur le piston :  $F_{\text{pression}}(t) = -Sp_e^*(t)$ .

#### IV.3.A.1. Calcul de la force motrice

$$\text{On applique le théorème de la dynamique : } m \frac{d^2 X^*(t)}{dt^2} = F_{\text{mot}}^*(t) + F_{\text{pression}}^*(t) + F_{\text{Rosc}}^*(t).$$

$$F_{\text{mot}}^*(t) = m \frac{d^2 X^*(t)}{dt^2} - F_{\text{Rosc}}^*(t) - F_{\text{pression}}^*(t)$$

On obtient :

$$F_{\text{mot}}^*(t) = -m\omega^2 X^*(t) + k_{\text{osc}} X^*(t) + Sp_e^*(t)$$

$$\text{Puis } F_{\text{mot}}^*(t) = -(m\omega^2 - k_{\text{osc}})X \cos(\omega t) + Sp_e \cos(\alpha) \cos(\omega t) + Sp_e \sin(\alpha) \sin(\omega t)$$

$$\text{Et } F_{\text{mot}}^*(t) = [(k_{\text{osc}} - m\omega^2)X + Sp_e \cos(\alpha)] \cos(\omega t) + Sp_e \sin(\alpha) \sin(\omega t).$$

$$\text{D'où } F_{\text{mot}} = \sqrt{[(k_{\text{osc}} - m\omega^2)X + p_e S \cos(\alpha)]^2 + [p_e S \sin(\alpha)]^2}.$$

### IV.3.A.2 Valeurs expérimentales pour plusieurs oscillateurs

Pour se rendre compte de l'influence de la pression sur la résonance de l'oscillateur, les 3 termes  $m\omega^2$ ,  $k_{\text{osc}}$  et  $\frac{p_e S}{X}$  pour différents oscillateurs sont évalués dans le tableau IV.5. Les valeurs sont obtenues pour une fréquence de 50 Hz, une amplitude de pression d'entrée de 3 bars et la course maximale.

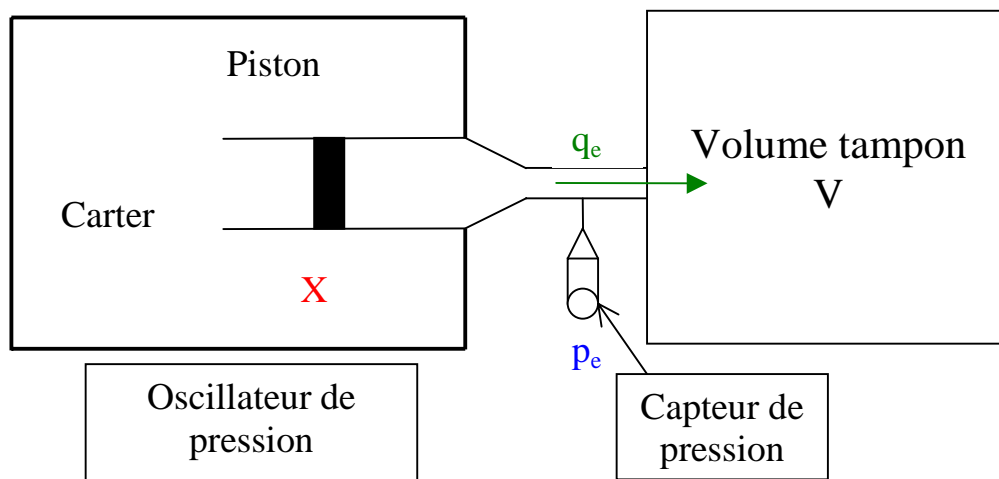
	Ricor	Thalès	RAL/MMS
$m\omega^2 \text{ (kg.s}^{-2}\text{)}$	$2.10^4$	$3.10^4$	$1,6.10^4$
$k_{osc} \text{ (kg.s}^{-2}\text{)}$	$0,3.10^4$	$1,7.10^4$	??
$\frac{p_e S}{X} \text{ (kg.s}^{-2}\text{)}$	$3,0.10^4$	$0,9.10^4$	$1,3.10^4$

**tableau IV.5 : Comparaison des valeurs des forces mises en jeu pour différents oscillateurs.**

Pour les essais avec le compresseur Thalès, le TGP ou la pression de charge ne va beaucoup modifier la force, sauf pour un fonctionnement proche de la fréquence de résonance. Les caractéristiques de la charge ont une importance plus importante pour Ricor.

### **IV.3.B Utilisation du volume mort**

Lors de la résonance sur un volume mort, le gaz contenu dans le volume joue le rôle d'un ressort. La fréquence de résonance dépend alors de la masse mobile, de la pression moyenne dans le volume, de la section du piston et du volume mort. A la résonance, la force appliquée sur le piston sert uniquement à compenser les pertes pour maintenir les oscillations.



**figure IV.10 : Schéma expérience volume mort.**

Dans un volume tampon, en première approximation, la position du piston est supposée en phase avec l'onde de pression (la pression est maximum lorsque le piston est en fin de trajectoire) :  $\alpha=0$ .

#### **IV.3.B.1 Etude analytique**

##### IV.3.B.1. Force de pression

Le piston est soumis aux forces de pression du carter et de la chambre de compression. La pression moyenne  $\bar{p}$  est compensée et il ne reste que la composante dépendante du temps  $p_e^*(t)$ .

La force de pression s'écrit  $F_p^*(t) = -Sp_e^*(t)$ .

En utilisant l'équation des gaz parfaits et des échanges isentropiques, avec  $\gamma_k$  coefficient polytropique, on obtient :

$$(\bar{p} + p_e^*(t))V^{\gamma_k} = \bar{p} \cdot (V + SX^*(t))^{\gamma_k} \text{ puis } \left( \frac{\bar{p} + p_e^*(t)}{\bar{p}} \right) = \left( \frac{V + SX^*(t)}{V} \right)^{\gamma_k}.$$

Et pour un volume balayé petit devant le volume tampon ( $SX \ll V$ ), on a :

$$p_e^*(t) = \frac{\gamma_k \bar{p} S}{V} X^*(t) \text{ et pour la force de pression : } F_p = -\frac{\gamma_k \bar{p} S^2}{V} X.$$

Le gaz joue le rôle d'un ressort dont la raideur vaut  $k_{gaz} = \frac{\gamma_k \bar{p} S^2}{V}$ .

#### IV.3.B.1. Théorème de la dynamique.

Le théorème de la dynamique appliqué au piston donne :  $m \frac{d^2 X^*(t)}{dt^2} = F_{mot}^* + F_{pression}^* + F_{Rosc}^*$ .

Soit  $F_{mot}^* = k_{total} X^* + m \frac{d^2 X^*}{dt^2}$ , avec  $k_{total} = k_{gaz} + k_{osc}$ .

Finalement :  $F_{mot}^* = (k_{total} - m\omega^2) X \cdot \sin(\omega t)$ .

#### IV.3.B.1. Résultats

La force motrice est nulle lorsque la fréquence est égale à la fréquence de résonance :

$$f_{rés} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{total}}{M}}.$$

Si on néglige les forces de rappel de l'oscillateur (ce qui n'est pas valable dans le cas général), la fréquence de résonance est  $f_{rés} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma_k \bar{p} S^2}{VM}}$ .

Dans le cas d'oscillateur bicylindre, un raisonnement identique conduit à la formule :

$$f_{rés} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma_k \bar{p} S^2}{V/2 M}} \text{ où } M \text{ et } S \text{ représente la masse et la section d'un seul piston.}$$

#### IV.3.B.2 Résultats expérimentaux

##### IV.3.B.2. Fréquence de résonance

La formule de la fréquence de résonance est vérifiée en faisant osciller le piston sur un volume mort connu. La difficulté reste d'évaluer les volumes morts de l'oscillateur et des vannes ainsi que les pertes de charge en sortie d'oscillateur.

Les résultats obtenus à partir de l'oscillateur « RAL » utilisé sur un volume mort de 30 cc et avec une ligne de volume environ 2 cc sont présentés ci dessous.

Les fréquences de résonance calculées et mesurées sont récapitulées dans le tableau ci-dessous. Les calculs sont fait avec  $\gamma_k=1,2$  et en négligeant  $k_{osc}$ .

Pression moyenne	fréquence calculée	fréquence mesurée
5	26	31
10	37	39
15	45	42
20	52	46

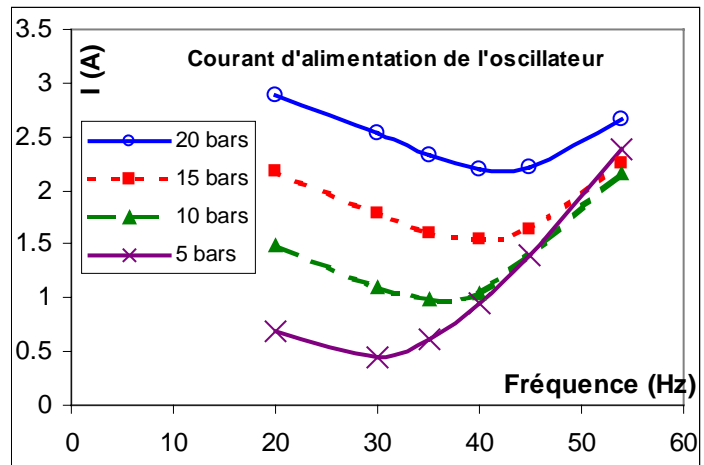
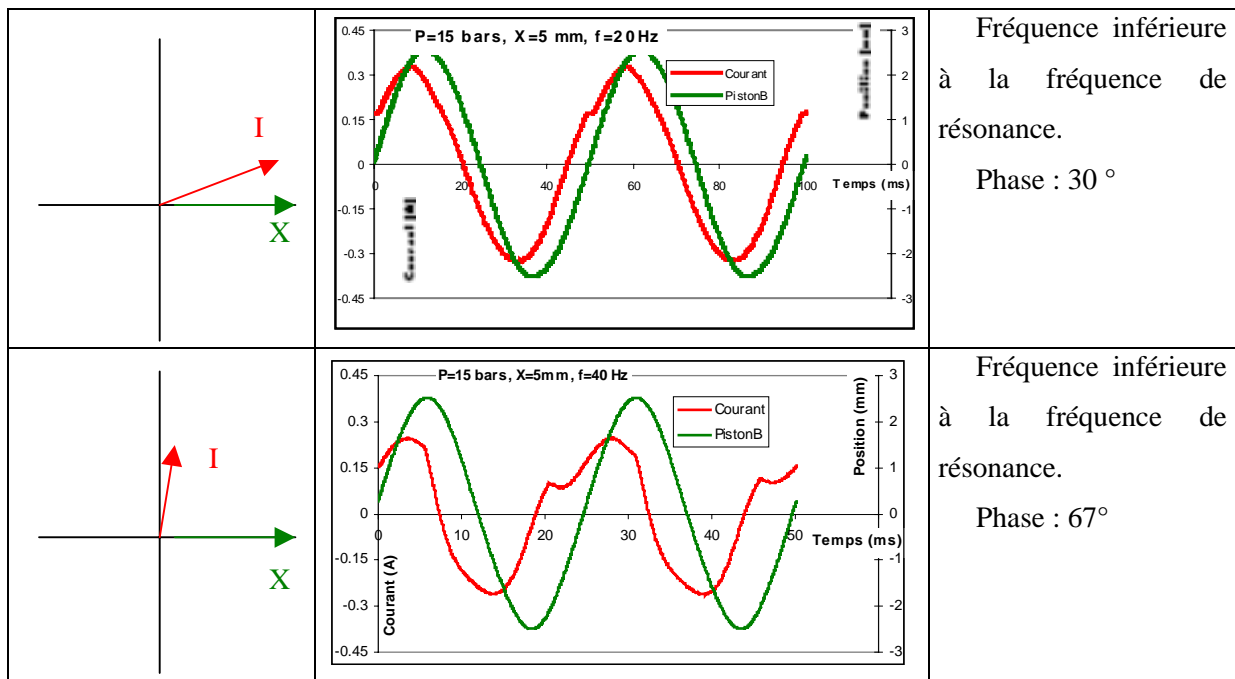


figure IV.11 : Courbes de courant en fonction de la fréquence.

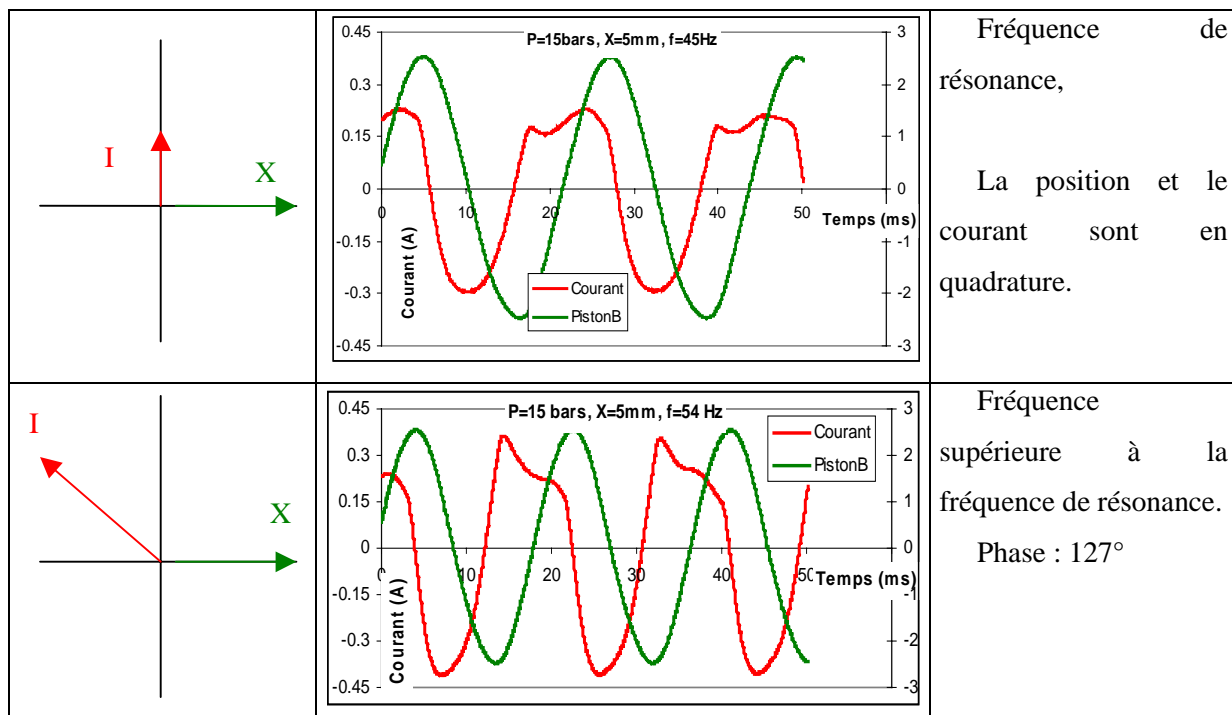
Alors qu'à la résonance le courant est théoriquement nul, le minimum du courant atteint des valeurs de plusieurs ampères lors de ces expériences. Ce courant « résiduel » est la conséquence de différentes sources de pertes : pertes dans l'oscillateur, pertes de charge, dissipation par échanges de chaleur... Ces pertes sont également la cause de la différence observée entre les fréquences de résonance calculées et mesurées. Une partie de ces pertes est détaillée dans le paragraphe suivant.

#### IV.3.B.2. Observation des déphasages.

Les déphasages entre le courant et le déplacement sont modifiés lorsque les conditions par rapport à la résonance sont modifiées.







**figure IV.12 : Courbes temporelles :visualisation des déphasages.**

Ces courbes ont été obtenues pour une pression moyenne de 15 bars, et pour une oscillation sur un volume de 30 cc. Les phases ont été calculées en utilisant la méthode décrite en annexe.

La force motrice est égale à la somme de la force de pression et d'une force équivalente à l'inertie du piston.

- Lorsque la fréquence est très inférieure à la fréquence de résonance, la force de pression est prédominante. La force motrice est donc en phase avec la pression, et donc en phase avec le déplacement.
- Lorsque la fréquence est très supérieure à la fréquence de résonance, c'est le terme d'inertie du piston qui est prédominant, et le force motrice est en phase avec le déplacement.
- Dans le cas général, on se trouve entre ces deux cas extrêmes. En raison des pertes, la phase n'est pas soit égale à  $180^\circ$  soit à  $0^\circ$  et l'angle de déphasage varie entre ces deux valeurs selon l'importance de la dissipation et des termes de pression et d'inertie.

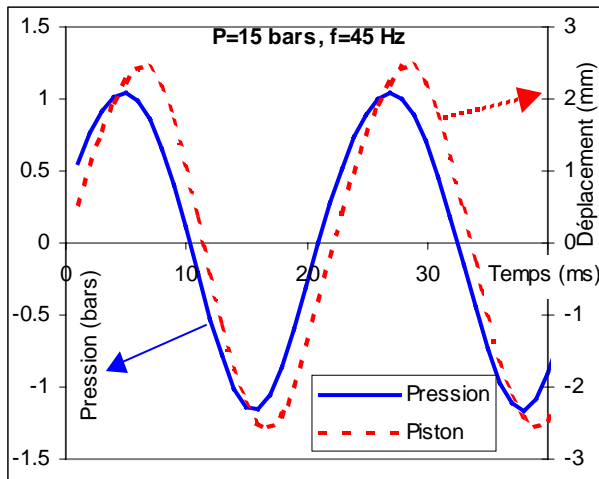
### **IV.3.B.3 Dissipation dans le volume mort.**

Dans le paragraphe précédent, des pertes importantes sont mises en évidence par les expériences de résonance sur le volume mort. Afin d'étudier les pertes engendrées hors de l'oscillateur par les oscillations de pression dans le volume mort, nous avons enregistré oscillations de pression et de déplacement du piston lors de ces expériences. Des déphasages sont observés (figure IV.13).

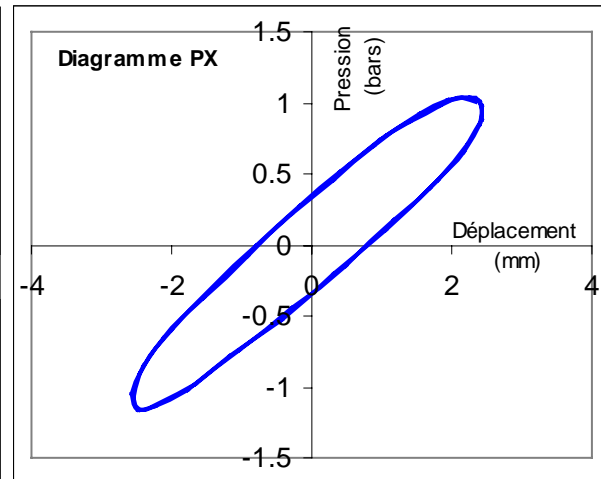
Les pertes proviennent des pertes de charge de la ligne, des pertes de l'oscillateur et également de pertes dues aux échanges non réversibles de chaleur avec la paroi. Comme, expérimentalement, il n'a pas été possible de dissocier ces pertes, elles sont étudiées dans leur ensemble.

Ce déphasage a été mesuré pour plusieurs fréquences (20, 35, 40, 45 et 54 Hz), plusieurs amplitudes (2, 3,5 et 5 mm) et plusieurs pressions (5, 10, 15 et 20 bars). Ces expériences ont été réalisées en partenariat avec le professeur Tob de Boer (Cornell University).

En raison de ces pertes, le travail transmis n'est pas nul et il existe un déphasage entre l'oscillation de pression et le déplacement du piston (figure IV.13)



**figure IV.13 : Visualisation des déphasages entre la pression et le déplacement**



**figure IV.14 : représentation de la pression en fonction du déplacement du piston.**

*Cette courbe est équivalente au diagramme PV, au facteur de la section du piston près.*

A partir des diagrammes PV, on calcule la puissance dissipée pour chacun des cas expérimentaux. Les résultats sont présentés sur la figure IV.15 et la figure IV.16. L'ordre de grandeur de ces pertes est de quelques watts. Elles proviennent en partie des pertes de charge en entrée du volume tampon et de la dissipation lors des échanges de température à la paroi. Ces pertes représentent uniquement les pertes dans le volume tampon ; elles ne sont donc pas influencées par le comportement de l'oscillateur.

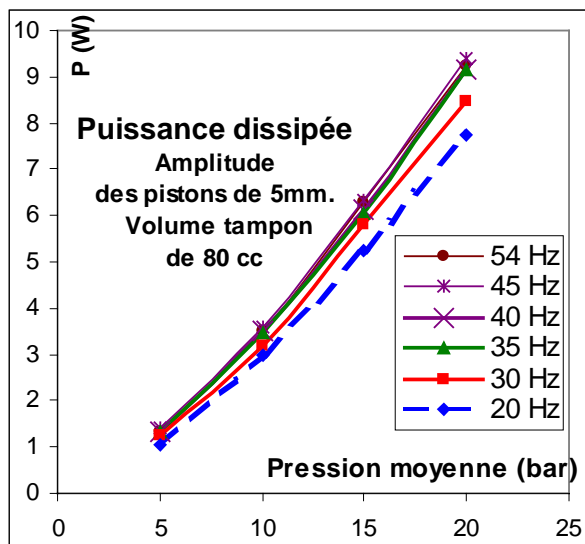


figure IV.15 : Puissance dissipée en fonction de la pression moyenne dans le volume

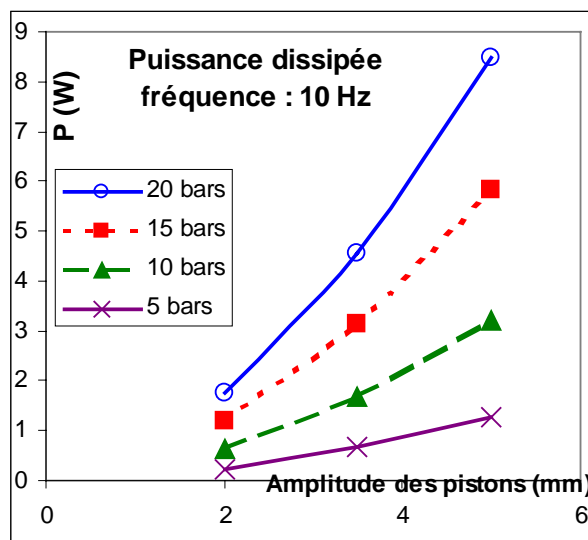


figure IV.16 : Puissance dissipée en fonction de l'amplitude des pistons.

#### IV.4 Application au tube à gaz pulsé

Dans ce paragraphe, nous montrons les modifications permettant de limiter les pertes par effet Joule de l'oscillateur. Dans un premier temps, l'influence du doigt froid sur le fonctionnement de l'oscillateur est présentée. Ensuite des modifications de l'oscillateur sont envisagées, ainsi que la possibilité de rajouter un volume mort entre l'oscillateur et le doigt froid. Finalement, des modifications de la fréquence ou de la pression moyenne sont envisagées.

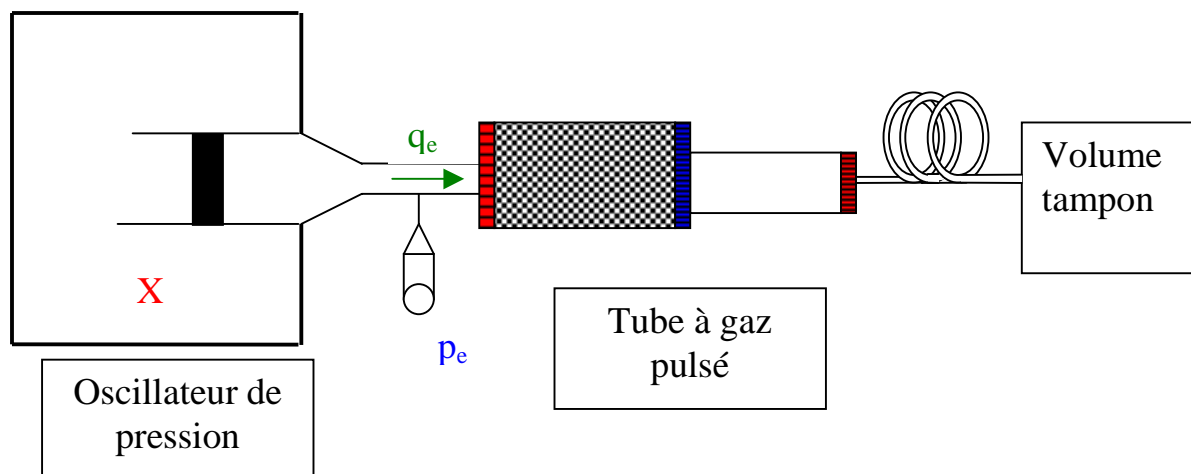


figure IV.17 : Graphique oscillateur et tube à gaz pulsé.

#### IV.4.A Descriptions des paramètres

Le point de fonctionnement d'un oscillateur est déterminé par l'amplitude de la course des pistons,  $X$  et par la variation de la pression dans la chambre de compression,  $P_e$ . Or, pour une oscillation de pression en entrée donnée, le débit  $Q_e$  dans le doigt froid est déterminé par sa conception et par sa température, il ne dépend pas de l'oscillateur. Pour déterminer le point de fonctionnement de l'oscillateur, seuls deux paramètres caractérisant le doigt froid sont nécessaires :

- Le rapport  $\frac{P_e}{q_e}$ .
- Le déphasage entre l'oscillation de pression et le débit.

L'amplitude des oscillations dépend de la puissance transmise par l'oscillateur.

Pour décrire le fonctionnement de l'oscillateur, il est plus naturel d'utiliser le déplacement des pistons  $X$ , plutôt que le débit  $Q_e$ . Avec les hypothèses présentées dans la partie précédentes, on a la relation  $q_e = XS\omega$ , et  $X$  est en quadrature avec le débit.

Dans ce chapitre, on utilisera donc les quantités  $\frac{P_e}{X}$  et  $\alpha$  (déphasage entre pression et déplacement) pour décrire le fonctionnement.

##### IV.4.A.1 Optimum du fonctionnement

Avec les notations du paragraphe IV.3 :

$$F_{mot} = \sqrt{[(m\omega^2 - k_{osc})X - p_e S \cos(\alpha)]^2 + [p_e S \sin(\alpha)]^2}.$$

L'expression de la puissance transmise est  $P_{méca} = p_e SX\omega \sin(\alpha)$ .

Les pertes Joule s'écrivent  $P_{Joules} = R\Gamma^2 F_{mot}^2$

Pour simplifier l'écriture des calculs, on note  $A = \frac{p_e S}{k_{osc} X}$ ,  $B = \frac{m\omega^2}{k_{osc}}$  et  $C = k_{osc} X$ . A et B sont

adimensionnels alors que C a la dimension d'une force.

$F_{mot}^2 = \left[ [B - 1 - A \cos(\alpha)]^2 + [A \sin(\alpha)]^2 \right] C^2$  devra être minimisé en maintenant  $P_{méca}$  constante.

Pour les représentations graphiques de ce paragraphe, en notant  $F_X^* = (k_{osc} - m\omega^2)X^*$ , et  $F_p^* = -Sp_e^*$ , on a  $F_{mot}^*(t) = F_X^* - F_p^*$ .

##### IV.4.A.2 Volume équivalent

Pour l'oscillateur, la différence essentielle entre un volume tampon et un TGP est l'angle de déphasage  $\alpha$  entre les variations de pressions et les déplacements du piston. Cet angle est théoriquement nul dans le cas du volume tampon, mais il n'est pas nul dès qu'il y a consommation de puissance, comme pour un TGP.

Pour comparer les conditions de résonance de ces deux charges, il est utile de définir le volume équivalent à un tube à gaz pulsé. A partir des mesures expérimentales des oscillations de pression et de débit, on peut calculer un volume équivalent de trois façons différentes :

- Calculer le volume permettant d'avoir le même rapport  $\frac{p_e}{X}$ , sans tenir compte de l'angle de déphasage  $\alpha$ . On définit alors  $V_{eq} = \gamma_k \bar{p} S \frac{X}{p_e}$ .
- Projeter, dans un diagramme de Fresnel, les oscillations de pressions sur l'axe du déplacement (figure IV.18). On a  $V_{eq} = \gamma_k \bar{p} S \frac{X}{p_e \cos(\alpha)}$ .
- Projeter, toujours dans un diagramme de Fresnel, les oscillations du déplacement sur l'axe de la pression. On a alors  $V_{eq} = \gamma_k \bar{p} S \frac{X \cos(\alpha)}{p_e}$ .

De ces trois calculs, on choisit celui qui permet de calculer la masse optimum du piston pour limiter le courant dans l'oscillateur : c'est la deuxième formulation proposée. On verra dans ce chapitre que ce paramètre est le plus important.

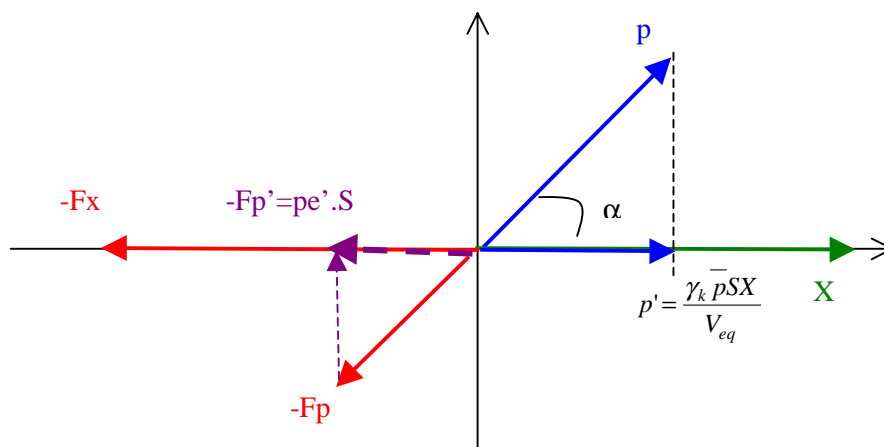


figure IV.18 : Représentation graphique de la détermination du volume équivalent

#### IV.4.A.3 Valeurs expérimentales pour un cas concret.

Les paramètres nécessaires à l'étude de la résonance sont la pression d'entrée,  $p_e$ , l'amplitude du mouvement du piston, X et la phase entre ces deux oscillations  $\alpha$ . La pression d'entrée est mesurée avec un capteur de pression et les mesures de déplacement sont faites avec le capteur laser.

Pour situer le problème, les valeurs des paramètres principaux et des forces mises en jeu sont indiquées dans le tableau IV.6 et représentées dans la figure IV.13. Pour cet essai, comme pour la plupart des essais effectués, la fréquence est de 50 Hz, et la pression moyenne de 20 bars. La puissance électrique est de 200 W.

La force motrice analytique a été calculée à partir des valeurs des oscillations de pression et de déplacement, et en utilisant les calculs du paragraphe IV.3.A.1.

Expérience	Oscillateur+TGP	Ricor+PC
	Capillaire	Ø3,0 L1500
Valeurs Expérimentales	$P_e$ (bar)	1,74
	Course X (mm)	3,5
	$\Psi_{(P/X)}$	61
	Courant I (A)	10,21
	$\Psi_{(X/I)}$	117
Valeurs Calculées	Force de pression (N)	98
	Finertie (N)	69
	Force ressort (N)	9,1
	Fmotrice analytique(N)	79,6
	Fmotrice $\Gamma$ (N)	90,21
	Déphasage (X/Fmotrice analytique)	92
	Volume équivalent (cc)	61

tableau IV.6 : Paramètres pour un cas particulier.

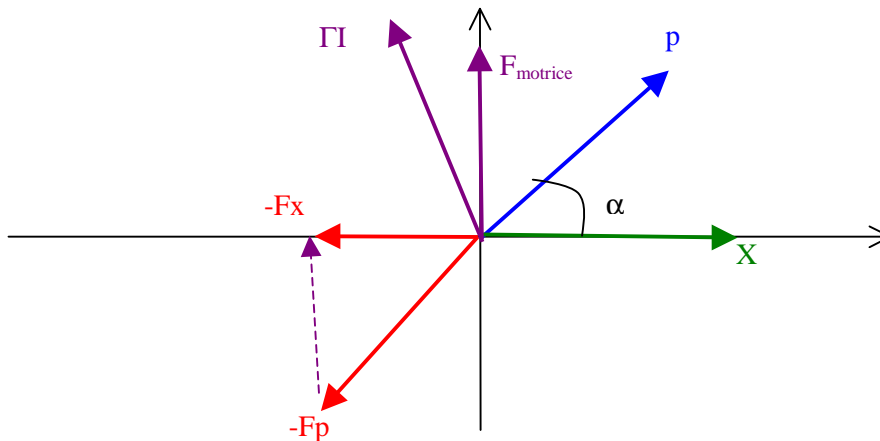


figure IV.19 : Diagramme de Fresnel : situation et notation des angles.

La différence entre la force motrice analytique et  $\Gamma$  est de l'ordre de 15% provenant d'approximation dans la connaissance de  $\Gamma$  pour le dernier terme, et dans la détermination des forces pour le premier terme. La correspondance entre ces deux forces nous paraît suffisante pour nous appuyer sur ces résultats pour les études analytiques de la résonance.

#### IV.4.B Effet des changements de point de fonctionnement du doigt froid

La conception du tube à gaz pulsé (dimensions du régénérateur, du tube et de l'inertance) et les conditions de fonctionnement (puissance injectée, fréquence, pression de charge et température froide) déterminent le point de fonctionnement de l'oscillateur : le rapport des amplitudes et le déphasage pression / débit. Etudier ces paramètres permet d'évaluer l'influence du design du doigt froid sur le point de fonctionnement de l'oscillateur.

#### **IV.4.B.1 Changement de température**

Lorsque la température de fonctionnement est modifiée, par exemple par l'injection d'une puissance sur l'échangeur froid, les conditions de fonctionnement sont modifiées. Plus le gaz est froid, plus il est dense. Ce changement de densité modifie les pertes de charge et les déphasages dans le régénérateur et dans le tube. Plus la température de fonctionnement est basse, plus le volume équivalent sera important.

Des valeurs typiques sont données dans le tableau ci-dessous

Pinjectée / Température froide	0W / 47,2K	2W / 63 K	4W / 79,1 K
Amplitude X (mm)	3,10	3,12	3,15
Amplitude de la pression (bar)	2,16	2,23	2,29
Déphasage Alpha (deg)	53	51	48
$P_{méca}$ (W)	128	129	128
Volume équivalent (cc)	35	33	30

**tableau IV.7 : Modification du point de fonctionnement avec la température de fonctionnement. TGP B1, capillaire Ø3L3000.**

Dans la suite, on comparera dans la mesure du possible des points obtenus à une même température de fonctionnement, en utilisant au besoin des approximations linéaires pour se ramener à une température fixe.

#### **IV.4.B.2 Changement de capillaire.**

Dans le tableau IV.8, les mesures obtenues avec le TGP C1 et différents capillaires sont présentées. Comme les températures ne sont pas significativement différentes entre ces essais, les valeurs n'ont pas été corrigées.

Capillaire	Ø3L1500	Ø3L2000	Ø3L2500	Ø4L3500
Température (K)	49,3	46,6	48,5	46,7
Amplitude X (mm)	2,86	2,97	3,15	3,13
Amplitude de la pression $p_e$ (bar)	2,02	2,08	2,10	2,10
Déphasage $\alpha$ (deg)	60	57	53	54
$P_{méca}$ (W)	119	123	126	128
$Pe/X$ (mm/bar)	0,71	0,70	0,67	0,67
Volume équivalent (cc)	37	39	42	37

**tableau IV.8 : Modification du point de fonctionnement avec le capillaire (valeurs à 0W) TGP C1.**

Le rapport  $\frac{P_e}{X}$  varie dans des proportions de l'ordre de 4% alors que le déphasage varie de plus de 5 degrés. Les variations du rapport  $\frac{P_e}{X}$  ne sont pas importantes compte tenu de l'incertitude des mesures. L'influence du capillaire sur le déphasage est plus marquée.

Pour comparer les tubes à gaz pulsé, le capillaire optimum sera choisi puisque c'est celui qui représente les conditions de fonctionnement normal.

#### **IV.4.B.3 Changement des dimensions du régénérateur et du tube.**

On compare plusieurs tubes à gaz pulsé de régénérateur et de tube différents. Pour chacun des essais, on a utilisé le capillaire optimum. Les valeurs à 80 K ont été obtenues à partir des valeurs obtenues avec 0 W et avec 4 W de puissance froide. Une approximation linéaire a été faite. Les résultats sont regroupés dans le tableau suivant.

TGP	PC	PG	B1	C1
Capillaire	Ø4L3000	Ø3L1500	Ø3L2500	Ø4L3000
Amplitude X (mm)	3,49	3,53	2,95	3,10
Amplitude de la pression $p_e$ (bar)	1,91	1,81	2,27	2,25
Déphasage Alpha (deg)	53	57	49	50
$P_{méca}$ (W)	103	104	98	103
$P_e/X$ (mm/bar)	0,55	0,51	0,77	0,73
Volume équivalent (cm <sup>3</sup> )	45	53	29	32

**tableau IV.9 : Modification du point de fonctionnement avec le tube à gaz pulsé. Capillaire optimum et température de 80 K**

Le changement des dimensions du tube à gaz pulsé entraîne des variations importantes du rapport  $\frac{P_e}{X}$ .

Ainsi pour les TGP dont le diamètre du régénérateur est Øb, le rapport  $\frac{P_e}{X}$  est de 0,75, à 5 % près, alors que pour les régénérateurs de diamètre Øc, il est de 0,52 à 5% près.

Le déphasage est également modifié de manière importante par la longueur du régénérateur.



#### **IV.4.B.4    Choix des cas témoins**

En modifiant les dimensions du tube à gaz pulsé, on modifie les paramètres  $\frac{P_e}{q_e}$  et  $\psi_{(p,q_e)}$ . Cela est équivalent à modifier les paramètres importants de l'oscillateur :  $\frac{P_e}{X}$  et  $\alpha$ . La température de fonctionnement modifie ces paramètres, au même titre que le choix de l'impédance. Les changements les plus importants proviennent des changements des dimensions du régénérateur.

Dans la suite de ce chapitre, deux cas dont les rapports  $\frac{P_e}{X}$  et dont les angles sont bien différents sont particulièrement étudiés. Les cas étudiés correspondent à 2 prototypes PC et B1 en fonctionnement à 80 K. Ces prototypes sont capables d'extraire respectivement une puissance de 4,3 W et 5,2 W à 80 K.

	PC	B1
Capillaire	Ø4L3000	Ø3L2500
Amplitude X (mm)	3,49	2,95
Amplitude de la pression (bar)	1,91	2,27
Déphasage Alpha (deg)	53	49
$P_{méca}$ (W)	103	98
$p_e/X$ (mm/bar)	0,55	0,77
Volume équivalent (cm <sup>3</sup> )	45	29
Fmotrice analytique (N)	94	111
Courant (A)	10,22	10,81
$\Gamma$ (N)	89	94

**tableau IV.10 : Modification du point de fonctionnement avec deux tubes à gaz pulsé différents.**

Les différences de force motrice analytique (calculée à partir des déplacements du piston et des oscillations du piston) sont atténuées dans la force  $\Gamma$  : des forces sont donc négligées dans le calcul analytique.

Comme les tendances (variation de la force ou du courant avec la géométrie) sont vérifiées, on s'appuiera sur les hypothèses utilisées pour le calcul de la force motrice (paragraphe IV.3.A.1)

#### **IV.4.C    Modification de l'oscillateur**

Modifier la conception de l'oscillateur permet de modifier les conditions de fonctionnement en gardant les mêmes conditions pour le doigt froid. Les oscillateurs utilisés dans le cadre de cette thèse n'étant pas fabriqués au SBT il n'a pas été possible de les modifier. Les résultats présentés ici permettent d'évaluer le gain envisageable en adaptant un oscillateur à un tube à gaz pulsé.

#### IV.4.C.1 Modification de la masse du piston

Il est envisagé ici de modifier la masse des pistons, sans modifier les autres paramètres de l'oscillateur, ni le point de fonctionnement du doigt froid. Lors de la modification de la masse, la puissance transmise reste constante.

La masse permettant de limiter  $F_{mot} = \sqrt{[(m\omega^2 - k_{osc})X - p_e S \cos(\alpha)]^2 + [p_e S \sin(\alpha)]^2}$  correspond à :  $(m\omega^2 - k_{osc})X - p_e S \cos(\alpha) = 0$ . Pour un point de fonctionnement donné, la masse

$$\text{optimale s'exprime par } m = \frac{\frac{p_e S \cos(\alpha)}{X} + k_{osc}}{\omega^2}$$

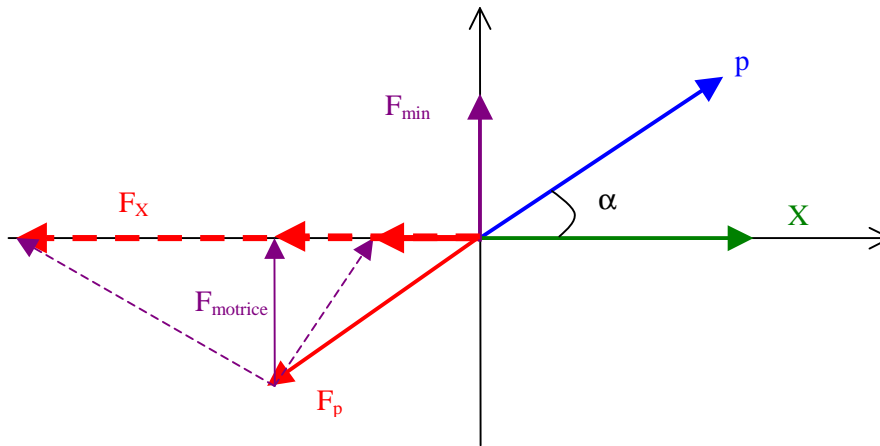


figure IV.20 : Diagramme de Fresnel : modification de la masse.

Avec une masse optimum, la phase entre courant et déplacement est de  $90^\circ$ , la force est alors :  $F_{mot,min} = p_e S \sin(\alpha)$ . Le rapport entre force et force optimale par rapport à la masse en mesurant la phase entre courant et déplacement est  $\frac{F_{mot}}{F_{mot,min}} = \frac{1}{\sin(\psi_{I/X})}$ .

La force minimale est égale au « dumping factor »  $D = \frac{P_{meca}}{\omega X}$ . Les concepteurs d'oscillateurs cherchent à minimiser ce terme lors de la première phase de la conception des oscillateurs, notamment en augmentant la course et en réduisant la section des pistons. Ils supposent qu'ils pourront ensuite ajuster la masse pour travailler dans des conditions de résonance telle que la force soit égale à la force minimale.

	PC	B1
Amplitude X (mm)	3,49	2,95
Onde de pression p <sub>e</sub> (mm)	1,91	2,27
Déphasage Alpha (deg)	53	49
Masse optimum (g)	231	340
Force optimum (N)	93,5	105
F <sub>opt</sub> /F	0,99	0,93

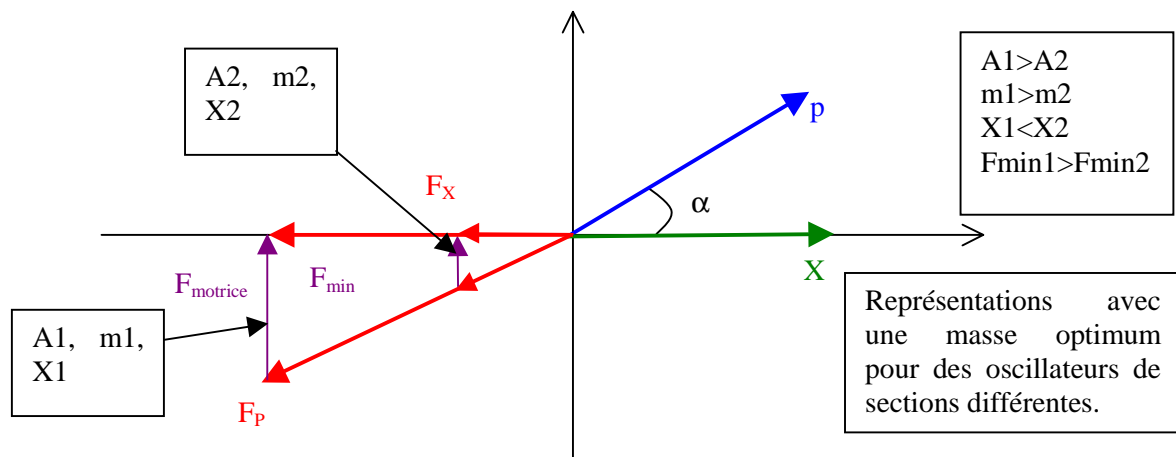
**tableau IV.11 : Résultats théoriques de la recherche de la masse optimum.**

Dans nos exemples, la masse optimale vaut de l'ordre de 230 à 340 g (au lieu des 200 g). Le gain possible par rapport à ce paramètre est assez faible ; gagner 8% sur la force permet de gagner 17% sur les pertes Joule c'est-à-dire environ 6% sur la puissance totale.

#### **IV.4.C.2 Modification de la section du piston et de la course.**

La section et la course des pistons peuvent être modifiées en maintenant une pression d'entrée et un débit constant. Si la section est diminuée, la force de pression appliquée au piston sera également atténuée. En adaptant la masse des pistons à ces conditions de fonctionnement, la force motrice de l'oscillateur peut être limitée. D'après le paragraphe précédent, le minimum de la force en modifiant librement la masse des pistons est proportionnelle à la section des pistons :  $F_{mot,min} = p_e S \sin(\alpha)$ .

Une section faible, une course importante, et une masse en mouvement adaptée (faible) permettent de limiter la force, la force minimale théorique étant nulle.



**figure IV.21 : Diagramme de Fresnel : modification de la section et de la course.**

Des questions mécaniques limitent la possibilité d'augmenter indéfiniment la course des oscillateurs tout en limitant la masse. Lors des essais des TGP décrit dans le chapitre II, la cylindrée utilisée est toujours largement (de l'ordre de 60%) inférieure à la cylindrée maximale de l'oscillateur (Ricor ou Thalès). En utilisant la course maximale, il serait donc possible de réduire la section de 40%, et la masse d'un peu moins de 40%. On pourrait alors théoriquement diminuer la force motrice de 40%. Une modification des oscillateurs en prenant en compte les besoins réels en volume balayé permettrait d'améliorer le rendement des oscillateurs, par exemple en réduisant la section des pistons.

#### **IV.4.C.3 Autre modification**

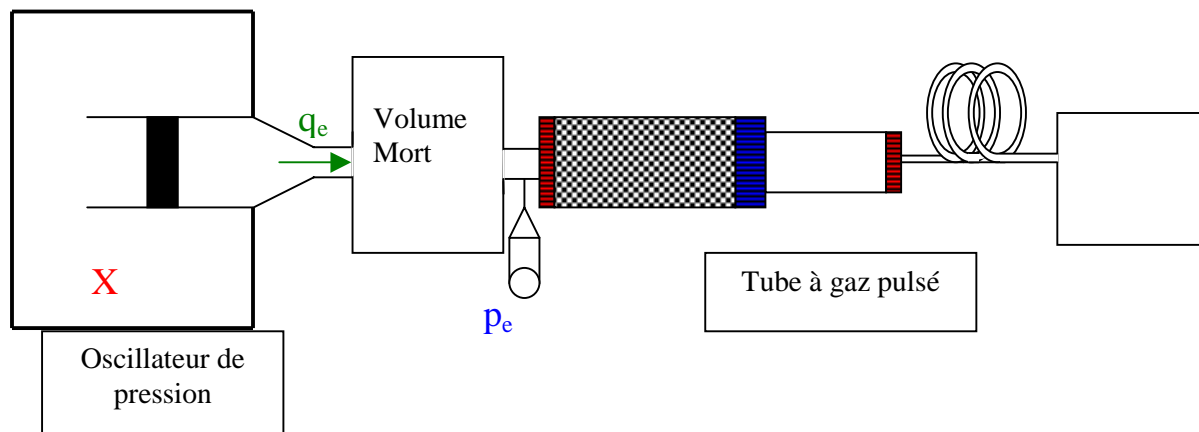
En plus de la conception mécanique, les fabricants, en définissant la qualité des aimants permanents et le type des bobines peuvent modifier la résistance et la valeur de l'inductance. Ces deux paramètres ne modifient pas les conditions de résonance, mais ils modifient le coefficient  $\Gamma$  et l'importance des pertes Joule. Plus  $\Gamma$  est important, plus le courant sera faible pour une force donnée.

Des compromis doivent être trouvés, par exemple, l'augmentation du nombre de spire entraîne l'augmentation du coefficient  $\Gamma$ , mais aussi l'augmentation de la résistance totale.

#### **IV.4.D Modification des volumes morts d'entrée.**

En maintenant la puissance mécanique constante, rajouter un volume mort en entrée permet de diminuer l'angle  $\alpha$  tout en augmentant le déplacement  $X$ , mais sans modifier la pression  $p_e$  :

$$p_e = cte \text{ et } X \sin(\alpha) = cte .$$



**figure IV.22 : Schéma de l'ajout d'un volume mort en amont du TGP.**

#### IV.4.D.1 Raisonnement analytique

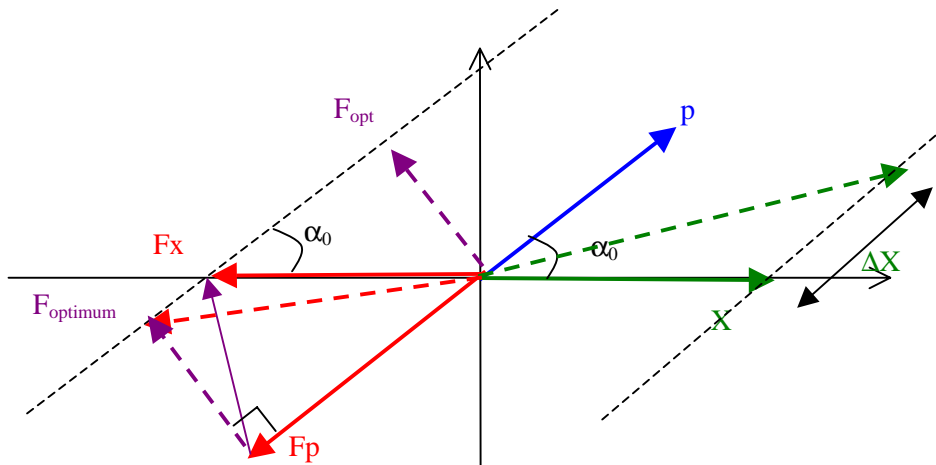


figure IV.23 : Diagramme de Fresnel : ajout d'un volume mort

A l'optimum la force motrice est en quadrature avec la pression (voir figure IV.23) et égale à la projetée de la force  $F_x$  sur un axe perpendiculaire à l'axe de la pression.

$$F_{opt} = F_x \sin(\alpha_0) = (m\omega^2 - k_{osc})X_0 \sin(\alpha_0).$$

A l'optimum, l'angle  $\alpha$  est donc égal à  $\alpha_{opt} = \arctan\left(\frac{(m\omega^2 - k_{osc})X_0 \sin(\alpha_0)}{p_e S}\right)$ .

A l'optimum, la force  $F_x$  projeté sur l'axe de la pression compense exactement la force de pression, d'où :  $F_{X,opt} \cos(\alpha_{opt}) = F_p$  et  $X_{opt} = \frac{p_e S}{(m\omega^2 - k_{osc}) \cos(\alpha_{opt})}$

Le débit de remplissage du volume mort que l'on doit rajouter pour travailler dans les conditions idéales donne lieu à un débit de remplissage égal à :  $q_r = \frac{p_e V_{opt}}{\gamma_k p}$  où  $V_{opt}$  est le volume mort optimum.

Ce débit est engendré par le déplacement supplémentaire du piston, ou plus exactement par le projeté de ce déplacement sur l'axe de la pression (le débit de remplissage est en quadrature avec la pression).

- Soit  $\Delta X$  la projetée de la différence  $(X_{opt} - X)$  sur l'axe de la pression :

$$\Delta X = \left[ \frac{p_e S}{(m\omega^2 - k_{osc})} - X \cos(\alpha) \right].$$

- Avec  $\Delta X = q_r$ , Le volume mort optimum vaut  $V_{opt} = \frac{\gamma_k \bar{p} S}{p_e} * \Delta X$

	Cas 2 : PC	Cas 3 : B1
$X_0$ (mm)	3,49	2,95
$P_0$ (bar)	1,91	2,27
$\alpha_0$ (deg)	53	49
$\bar{p}$ (bar)	20	20
Force (N)	94	113
$F_{opt}$ (N)	48	38
$\alpha_{opt}$ (degrés)	22	15
$X_{opt}$ (mm)	6,85	8,2
$\Delta X$ (mm)	4,75	6,2
$V$ (cm <sup>3</sup> )	80	87

**tableau IV.12 : Données caractéristiques pour la recherche du volume mort idéal.**

#### **IV.4.D.2 Mise en œuvre expérimentale.**

Plusieurs essais ont été réalisés en ajoutant des volumes tampons de 30 ou 80 cc entre l'oscillateur et le doigt froid.

Tout d'abord avec PG et un capillaire Ø3L1500, et ensuite avec S1 et un capillaire Ø2,5L2000. Pour ces deux essais, réalisés avec une puissance électrique de 200 W, l'amplitude du déplacement a augmenté, et la phase  $\alpha$  a diminué. Le courant a diminué également, confirmant le raisonnement pour rechercher les conditions de fonctionnement optimum.

Par contre, l'amplitude de l'oscillation de pression a diminué dans ces deux cas. Théoriquement, cette amplitude aurait du rester la même, et même augmenter puisque la puissance  $\dot{W} - RI^2$  a augmenté. Le doigt froid n'a pas été modifié, donc la diminution de l'onde de pression signifie que la puissance réellement transmise a diminué. La température limite a augmenté de plusieurs degrés.

Paramètres	PC		S1		
	Sans Volume Tampon	Avec Volume 30 cc	Sans Volume	Avec Volume 30cc	Avec Volume 80 cc
Course (mm)	3,49	3,94	3,13	3,92	4,52
Phase $\alpha$ (degré)	61	53	59	47	44
Pression $P_e$ (bars)	1,77	1,68	2,11	2,10	1,61
Courant (A)	10,37	9,84	10,82	9,58	9,22
Température limite (K)	59,1	61	38,7	39,2	50,3
$\dot{W} - RI^2$ (W)	135	142	130	145	149
Pméca (W)	104	102	109	116	98

**tableau IV.13 : récapitulatif des essais en ajoutant un volume tampon amont. Puissance électrique de 200 W**

Plusieurs facteurs peuvent expliquer la baisse de la puissance transmise :

- La course de l'oscillateur augmentant, il est possible que le rendement de l'oscillateur lui-même diminue (fuites le long des pistons, dissipations dans les ressorts, pertes par frottements du piston, efficacité du moteur...).
- Le débit en sortie de l'oscillateur augmente et provoque une augmentation des pertes de charge en sortie de l'oscillateur et dans la ligne de transfert.
- Le volume tampon entraîne une augmentation des pertes de charge et des pertes par dissipation.

Concevoir des volumes tampons en limitant les pertes de charge en entrée et en sortie permettrait probablement d'améliorer les rendements.

Si le rendement n'est pas le paramètre prédominant, mais que le maximum de puissance froide doit être obtenu à partir d'un oscillateur donné alors cette approche est intéressante. En effet, le paramètre limitant pour un compresseur est le courant qui génère l'échauffement des bobines.

Ainsi, en limitant le courant, on peut travailler à une puissance électrique supérieure, et compenser les pertes ajoutées.

Cette méthode pour limiter le courant dans les bobines a été utilisée par Mesoscopic Device [33] pour l'adaptation d'un tube à gaz pulsé sur un oscillateur de très forte puissance (1,5kW@80K).

#### **IV.4.E Modification de la pression moyenne et de la fréquence**

La pression moyenne et la fréquence de fonctionnement peuvent être changées sans modifier ni la géométrie du doigt froid, ni l'oscillateur. Pour chacun de ces paramètres, une étude analytique permet d'évaluer l'influence de ces paramètres sur le fonctionnement. Ensuite, les résultats expérimentaux sont présentés. Les divergences entre ces deux approches sont commentées.

#### IV.4.E.1 Fréquence

Modifier la fréquence de fonctionnement entraîne des modifications du fonctionnement du doigt froid, notamment en raison de la modification des déphasages du capillaire ou des pertes de charge du régénérateur. Comme l'oscillateur Ricor ne dispose pas de fréquence variable, seule une étude analytique est présentée. Auparavant, des expériences ont été faites avec l'oscillateur Thalès pour pouvoir émettre et justifier des hypothèses sur les variations des comportements dynamiques du doigt froid avec la fréquence. Comme l'influence de la pression sur les conditions de résonance de cet oscillateur est limitée (paragraphe IV.3.A.2), quelles que soient les conditions de fonctionnement, la fréquence de résonance est aux alentours de 45 Hz.

##### IV.4.E.1. Approche expérimentale

Des expériences ont été menées avec l'oscillateur Thalès qui dispose d'une alimentation à fréquence variable. Le but de ces expériences est d'observer les modifications du comportement dynamique du doigt froid avec la fréquence. Ces modifications seront alors utilisées dans la partie analytique suivante pour étudier la résonance de l'oscillateur.

On représente sur la figure IV.24, les relations de diverses quantités avec la fréquence.

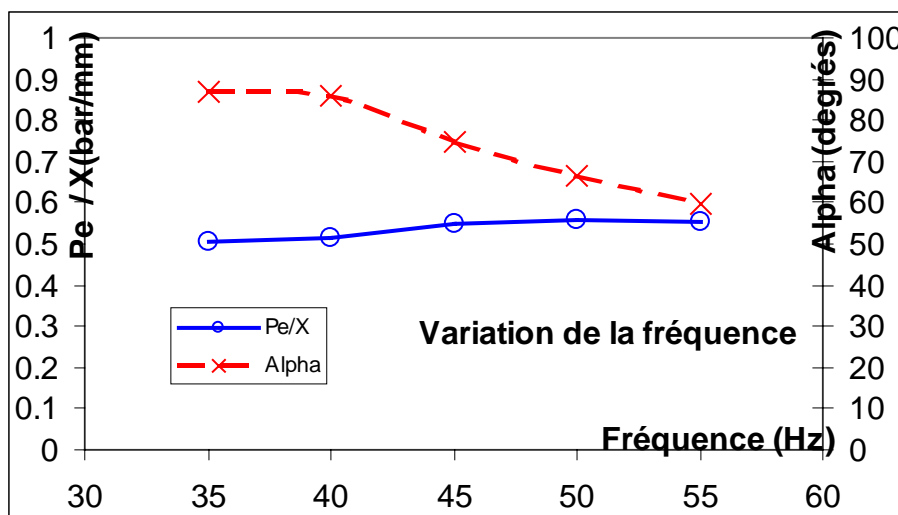


figure IV.24 :  
Variations des caractéristiques dynamiques du doigt froid avec la fréquence . (TGP C3 capillaire Ø3L2000)

Cette expérience montre que :

- $\frac{P_e}{X}$  varie de 0,51 à 0,56 (bar/mm), soit moins de 10% de variations
- $\alpha$  varie de 60 à 87°. Ce décalage est incertain en raison des temps de réponse de l'amplificateur du capteur de la LVDT utilisé avec cet oscillateur. Il est certainement surévalué.

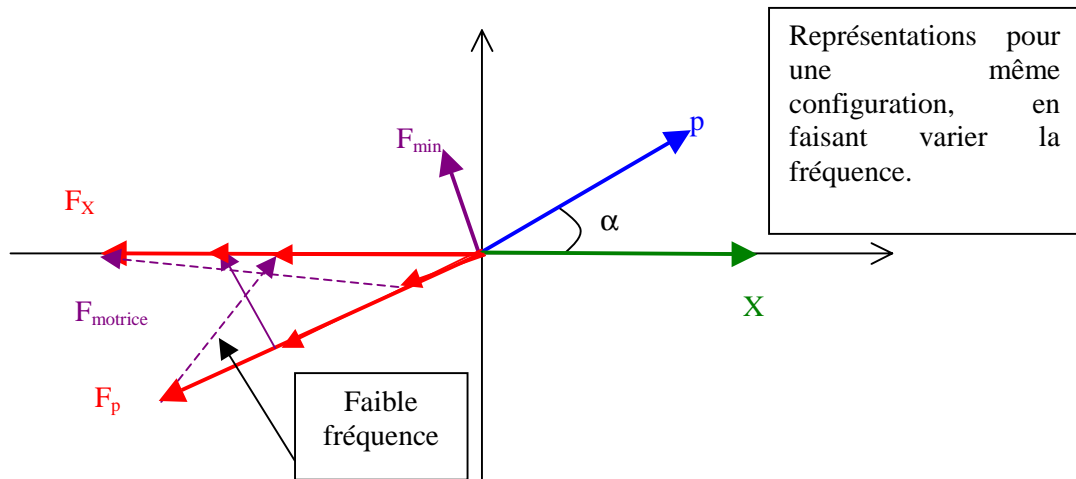
Les variations de la puissance mécanique sont les conséquences des variations du courant dans l'oscillateur ( $P_{méca} = \dot{W} - RI^2$  est vérifié pour chaque fréquence).



Rigoureusement, le capillaire doit être modifié avec la fréquence pour optimiser le fonctionnement (cf Chapitre II), ces expériences auraient du être faites avec le capillaire optimum pour chaque fréquence.

Pour l'étude analytique, on supposera que  $\frac{P_e}{X}$  et que  $\alpha$  ne varient pas avec la fréquence de fonctionnement.

#### IV.4.E.1. Etude analytique



**figure IV.25 : Diagramme de Fresnel : modification de la fréquence.**

Avec les hypothèses présentées ci-dessus, comme la puissance mécanique est égale à  $P_{méca} = \frac{1}{2} p_e SX \omega \sin(\alpha)$ , une augmentation d'un facteur  $\varepsilon$  de la fréquence conduit à une diminution d'un facteur  $\sqrt{\varepsilon}$  de la course et des oscillations de pression. Un polynôme permet alors d'exprimer la valeur de la fréquence optimum en fonction de valeurs initiales.

En utilisant les notations A, B et C présentée au début de ce paragraphe et en notant avec l'index 0 les valeurs obtenues pour une fréquence initiales, on obtient :

$$3B_0^2 \varepsilon^4 - 2B_0(1 + A_0 \cos(\alpha))\varepsilon^2 - (1 + 2A_0 \cos(\alpha) + A_0^2) = 0.$$

Résoudre ce polynôme permet de retrouver la fréquence optimum à partir des valeurs expérimentales :

$$f_{opt} = f_0 * \left[ \frac{1 + A_0 \cos(\alpha)}{3B_0} + \sqrt{\left( \frac{1 + A_0 \cos(\alpha)}{3B_0} \right)^2 + \frac{1 + 2A_0 \cos(\alpha) + A_0^2}{3B_0^2}} \right]^2$$

A partir des cas témoins, la fréquence optimum, le gain envisagé et les différents déphasages à la résonance peuvent être calculés. Les résultats pour les différents cas étudiés sont dans le tableau suivant.

	Ricor + PC	Ricor + B1
$X_0$ (mm)	3,49	2,95
$p_{e0}$ (bar)	1,91	2,27
$\alpha$ (deg)	53	49
$F_0$ (N)	94	113
$f_{opt}$ (Hz)	61	73
$F_{opt}$ (N)	87	90
$F_{opt}/F_0$	0,93	0,79

tableau IV.14 : Valeur pour la résonance en fréquence : données théoriques.

Pour le TPG PC avec Ricor, la fréquence optimum est proche de la fréquence de travail (60 Hz au lieu de 50), le gain envisagé sur les pertes Joule est d'environ 10%.

#### IV.4.E.2 Pression moyenne

L'influence de la pression moyenne sur l'oscillateur est étudiée dans ce paragraphe. L'influence sur le doigt froid a été présentée dans le chapitre II.

Augmenter la pression moyenne  $\bar{p}$  conduit à augmenter l'amplitude de la pression pour une amplitude X donnée.

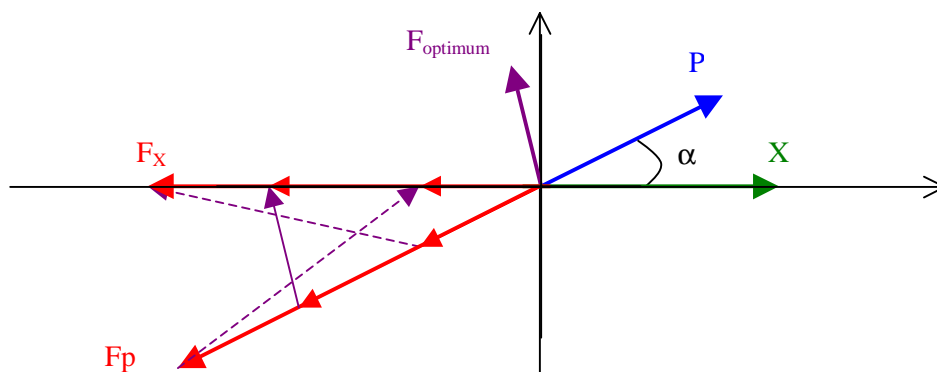


figure IV.26 : Diagramme de Fresnel : modification de la pression moyenne.

#### IV.4.E.2. Etude analytique

Comme pour la recherche de la fréquence optimale, des hypothèses doivent être faites pour calculer une pression de fonctionnement optimale. On supposera que, comme lors d'oscillation sur un volume mort, augmenter la pression moyenne d'un facteur  $\lambda$  revient à augmenter le rapport  $\frac{p_e}{X}$  d'un facteur  $\varepsilon$

(au paragraphe IV.3.B.1,  $p_e = \frac{\gamma_k \bar{p} S}{V} X$ ). On supposera de plus que le déphasage  $\alpha$  n'est pas modifié par les variations de pression moyenne.

Avec une pression mécanique fixe et ces deux hypothèses lorsque la pression moyenne est multipliée par  $\varepsilon$  :

- $\frac{P_e}{X}$  est multiplié par  $\varepsilon$
- $P_e$  est multiplié par  $\sqrt{\varepsilon}$
- $X$  est divisé par  $\sqrt{\varepsilon}$
- $A$  est multiplié par  $\varepsilon$
- $C$  est divisé par  $\sqrt{\varepsilon}$ .

On aura bien  $P_{méca} = \frac{1}{2}(\sqrt{\varepsilon} p_e) S \frac{X}{\sqrt{\varepsilon}} \omega \sin(\alpha) = cte$ .

En dérivant l'expression  $F_{mot}^2 = \left[ B_0 - 1 - \varepsilon A_0 \cos(\alpha) \right]^2 + \left[ \varepsilon A_0 \sin(\alpha) \right]^2 \left( \frac{C_0}{\sqrt{\varepsilon}} \right)^2$  par rapport à

$\varepsilon$ , on obtient un minimum pour  $\varepsilon = \frac{B_0 - 1}{A_0}$

La pression théorique optimum est égale à la pression actuelle multipliée par  $\varepsilon$  :  $\bar{p}_{opt} = \lambda \bar{p}_0$

On peut montrer qu'à l'optimum  $F_x = F_p$  et on a  $\frac{P_{opt}}{X_{opt}} = \frac{m\omega^2 - k}{S}$

On a alors  $\psi_{(p/l)} = \frac{(180 - \alpha)}{2}$ .

L'amplitude de pression optimum est  $p_{opt} = \sqrt{p_{e,0} X_0 \frac{m\omega^2 - k_{osc}}{S}} = p_{e,0} \sqrt{\varepsilon}$ , et le déplacement

optimum vaut  $\frac{X_0}{\sqrt{\varepsilon}}$ .

La force minimale vaut :  $F_{opt} = 2P_{opt} S \sin(\alpha/2) = 2p_{e,0} \sqrt{\varepsilon} S \sin(\alpha/2)$

Soit  $F_{opt} = 2\sqrt{p_{e,0} S X_0 (m\omega^2 - k)} \sin(\alpha/2)$

Les calculs appliqués aux deux cas test et aux cas étudiés sont regroupés dans le tableau suivant.

	PC	B1	G1	H1
$X_0$ (mm)	3,49	2,95	3,25	3,45
$p_{e0}$ (bar)	1,91	2,27	2,03	1,77
$\alpha$ (deg)	53	49	55.5	57
$\bar{p}_0$ (bar)	20	20	20	20
$\varepsilon$	0,51	0,36	0,45	0,54
$\bar{p}_{opt}$ (bar)	10,2	7,24	8,92	10,86
$p_{e, opt}$ (bar)	2,72	1,37	1,36	1,30
$X_{opt}$ (mm)	4,9	4,9	4,9	4,68
$F_{opt}$ (N)	75	68	78	76
$F_{opt}/F$	0,79	0,62	0,75	0,84

**tableau IV.15 : Données caractéristiques pour la recherche de la pression de fonctionnement optimale.**

Diminuer la pression de charge entraîne une augmentation de la course des oscillateurs. Les calculs analytiques encouragent à limiter la pression moyenne pour envisager un gain important sur les pertes de l'oscillateur : une diminution de 40% sur le courant conduit à une diminution de 64% sur les pertes par effet Joule.

#### IV.4.E.2. Variation expérimentale de la pression de charge.

Le TGP G1 a été testé avec une charge de 20 bars puis 13 bars. La pression dans le tube à gaz pulsé H1 a été modifiée de 20 bars à 10 bars en passant par 15 bars. Les rapports pression/débits ont été modifiés d'un facteur inférieur à celui de la pression, et les déphasages n'ont pas été significativement modifiés. Les performances sont restées très proches pour la température limite, mais on verra dans le chapitre V que la pente a beaucoup diminuée.

Paramètres	G1		H1		
	P=20b	P=13b	P=20b	P=15b	P=10b
Amplitude (mm)	3,25	4,07	3,45	3,91	4,34
Phase $\alpha$ (degré)	55,5	55,4	57	55	56
Pression $p_e$ (bars)	2,03	1,75	1,77	1,62	1,28
$\frac{p_e}{X}$	0,62	0,43	0,51	0,41	0,29
Courant (A)	10,57	9,91	10,25	10,12	10,56
Température limite (K)	63	63	56	57	63

**tableau IV.16 : récapitulatif des essais en modifiant la pression moyenne**

#### Validation des hypothèses :

Pour ces deux essais,

- les variations de la phase avec la pression moyenne ne sont pas importantes.

- Avec une approximation de 20% environ, on peut considérer que les variations de  $\frac{P_e}{X}$  sont proportionnelles à la pression.

Les hypothèses de variations avec la pression moyenne sont vérifiées.

#### Etude des résultats :

Pour G1, le courant diminue avec la pression moyenne, comme on l'avait calculé, mais cette diminution est moins importante que prévu.

Pour H1, les variations sont faibles, et il existe un optimum de courant à 15 bars, alors qu'il a été calculé à 10 bars.

Ces deux constatations peuvent être expliquées par une sous-évaluation du terme  $F_x$  ou par l'existence de pertes augmentant avec la course de l'oscillateur (pertes par frottements du piston, ...)

Les variations de la pression moyenne permettent de limiter jusqu'à 10% des pertes par courant de Foucault de l'oscillateur. On verra dans le chapitre V que la pression moyenne joue un rôle dans les échanges du doigt froid et que l'influence de la pression peut être plus importante sur l'efficacité du doigt froid que sur celle de l'oscillateur.

#### **IV.4.F Bilan**

Du point de vue de l'oscillateur, les caractéristiques du doigt froid sont le rapport et le déphasage de la pression par rapport au débit d'entrée. Ces quantités peuvent être ramenées au rapport de la pression sur l'amplitude du piston et au déphasage  $\alpha$ . Ces valeurs dépendent de la géométrie du doigt froid et notamment des dimensions du régénérateur : des différences de près de 50% pour le rapport  $P_e/X$  ont été constatées entre différents doigts froids. Le déphasage varie de moins de 15° entre les différentes configurations testées.

En observant les déphasages à la situation optimum, on peut conclure que lorsque l'on est à la fréquence optimale, diminuer la pression ou ajouter un volume mort permet de diminuer la force motrice de l'oscillateur, à condition que toute la cylindrée ne soit pas déjà parcourue. La ligne en entrée de l'oscillateur n'est donc pas nécessairement pénalisante pour les performances. En effet, pour limiter les pertes Joule dans l'oscillateur, de manière générale, la course maximale doit être utilisée. Le gain envisagé par une modification de la fréquence de travail est plus faible. Comme seulement 60% de la cylindrée de l'oscillateur est utilisée lors du fonctionnement habituel, une conception des oscillateurs pour un usage spécifique avec des tubes à gaz pulsé permettrait un gain du rendement important.

### **IV.5 Conclusion**

Pour améliorer le rendement global des tubes à gaz pulsé, il nous a paru nécessaire d'étudier l'adéquation entre les oscillateurs et les doigts froids de tube à gaz pulsé. Les oscillateurs ont été décrits dans la première partie de chapitre, puis le phénomène de résonance de l'oscillateur a été mis en évidence avec un volume mort.

Dans le dernier paragraphe, la résonance entre un oscillateur et un tube à gaz pulsé a été étudiée plus en détail. Lors de cette dernière étape, nous avons évalué l'influence du doigt froid sur les deux quantités permettant de faire le lien entre l'oscillateur et le doigt froid : le rapport  $P_e/Q_e$ , ou  $P_e/X$  et le déphasage  $\alpha$ .

Pour optimiser une machine complète, il est possible soit d'adapter l'oscillateur au doigt froid, soit au contraire d'adapter le doigt froid aux oscillateurs. La première démarche peut laisser entrevoir des gains importants puisque seulement 60% environ de la cylindrée de l'oscillateur est balayée. Une conception plus spécifique avec une cylindrée plus petite permettrait de limiter les pertes, par exemple en limitant la section des pistons. L'autre approche, qui consiste à envisager les modifications des conditions de fonctionnement global sans modifier l'oscillateur fourni n'a pas permis de réduire les pertes de manière importante. Le courant peut être limité en ajoutant un volume mort ou en baissant la pression moyenne, mais les pertes engendrées par ces modifications compensent les gains sur la puissance Joule.



## **V BILAN ET PERSPECTIVES**



Pour concrétiser les expériences décrites dans le chapitre précédent, les puissances échangées et les pertes sont détaillées pour deux TGP étudiés. Ensuite, nous proposons de généraliser les résultats à d'autres conditions de fonctionnement. Tout d'abord l'influence de paramètres tels que la fréquence de travail, la pression moyenne, ou le gaz utilisé est étudié. Ensuite, la modification du point de fonctionnement (puissance, température froide) est abordée.

## V.1 Récapitulatif

Pour situer les efforts à faire et les paramètres importants des TGP, les pertes et les puissances échangées dans les tubes à gaz pulsé dimensionnés lors de cette thèse sont récapitulées. Les résultats obtenus avec deux TGP différents -B1 et TG-, dont les performances sont parmi les meilleures obtenues lors de ces essais sont commentés ici.

### V.1.A Puissances échangées

Pour les essais effectués, les valeurs importantes sont récapitulées dans le tableau V.1. Pour ces deux essais, la puissance électrique est de 200 W. Les pertes Joule  $RI^2$  sont de l'ordre de 1/3 de la puissance d'entrée. La valeur du flux d'enthalpie a été déterminée à partir de la pente et de la température minimale (cf II.2.D.2).

	Tmin (K)	Pente (K/W)	P@80K (W)	$\dot{W} - RI^2$ (W)	$\langle H \rangle_{80K}$ (W)
B1	40,7	7,6	5,2	130	9,2
TG	50,6	6,5	4,5	136	10,2

tableau V.1 : paramètres importants des tubes à gaz pulsé

### V.1.B Répartition des pertes

Pour comparer les pertes et les puissances échangées à des températures différentes, il est utile de parler en terme d'exergie, en choisissant comme température de référence, la température ambiante :  $T_c$ . Pour cette comparaison, on se place dans un fonctionnement à  $T_f = 80K$ . L'exergie représente ainsi l'énergie maximale disponible pour la réfrigération. La dégradation d'énergie représente la dissipation d'entropie multipliée par la température à laquelle a lieu cette échange. Cette variable permet donc de comparer les pertes intervenant en des endroits différents de la machine.

L'exergie fournie au système est égale à la puissance électrique délivrée au compresseur. Cette exergie correspond à la production de puissance frigorifique et aux différentes sources de pertes. Son

équation s'écrit :  $\dot{W} = \dot{Q}_f \left( 1 - \frac{T_f}{T_c} \right) + Ex$ , où  $Ex$  représente l'ensemble des pertes (destruction

d'exergie) du système. Les échanges de chaleur aux échangeurs chauds se font à la température de

référence  $T_c$ . Leurs contributions au bilan d'exergie sont donc nulles  $\left( 1 - \frac{T_c}{T_c} = 0 \right)$

$Ex$  se décompose en 4 contributions :

- La dissipation par effet Joule de l'oscillateur
- Les pertes mécaniques (qui comprennent les pertes de charge du régénérateur et les pertes dynamiques de l'oscillateur)
- Les pertes thermiques du doigt froid (pertes thermiques du régénérateur et pertes du tube)
- La dissipation dans le capillaire, qui est inhérente au fonctionnement du tube à gaz pulsé.

La puissance reçue par rayonnement ou par conduction dans l'enceinte sera négligée. L'évaluation des flux de puissance et des destructions d'exergie se fait de la manière suivante :

- La puissance électrique,  $\dot{W}$ , de l'oscillateur est connue et vaut 200 W. Les pertes Joule,  $RI^2$ , sont connues également. En retranchant ces pertes de la puissance électrique, on calcule une puissance mécanique transmise au doigt froid :  $P_{méca} = \dot{W} - RI^2$ . La destruction d'exergie due aux pertes Joule vaut exactement  $Ex_{Joule} = RI^2$ .

- On peut déterminer le flux d'enthalpie,  $\langle H \rangle$  à partir de la pente mesurée. En retranchant de la puissance mécanique transmise, le flux d'enthalpie multiplié par le rapport des températures, on calcule les pertes mécaniques issues des pertes de charge du régénérateur :

$$Ex_{mécanique} = P_{méca} - \langle H \rangle \frac{T_c}{T_f}$$

Les pertes autres que Joule de l'oscillateur sont donc

comptabilisées avec ces pertes mécaniques du régénérateur.

- L'exergie correspondant à la puissance frigorifique extraite vaut :  $Ex_f = \dot{Q}_f \left( \frac{T_c}{T_f} - 1 \right)$
- Les pertes thermiques sont obtenues en enlevant la puissance frigorifique du flux d'enthalpie calculé. Ces pertes thermiques comprennent toutes les pertes du tube et du régénérateur.

$$Ex_{thermique} = \left( \langle H \rangle - \dot{Q}_f \right) \left( \frac{T_c}{T_f} - 1 \right)$$

- La dissipation à l'échangeur chaud du tube vaut :  $Ex_{c,t} = \dot{Q}_{c,t} = \langle H \rangle$ .

	Pertes Joule de l'oscillateur $Ex_{Joule} = RI^2$ (W)	Pertes mécaniques $Ex_{mécanique}$ (W)	Pertes thermiques $Ex_{thermique}$ (W)	Puissance froide $Ex_f$ (W)	Dissipation à l'échangeur chaud $Ex_{c,t} = \dot{Q}_{c,t}$ (W)
B1	70	96	10,86	14,3	9,1
TG	64	98	15,6	12,4	10,2

tableau V.2 : répartition de l'exergie pour un fonctionnement à 80 K

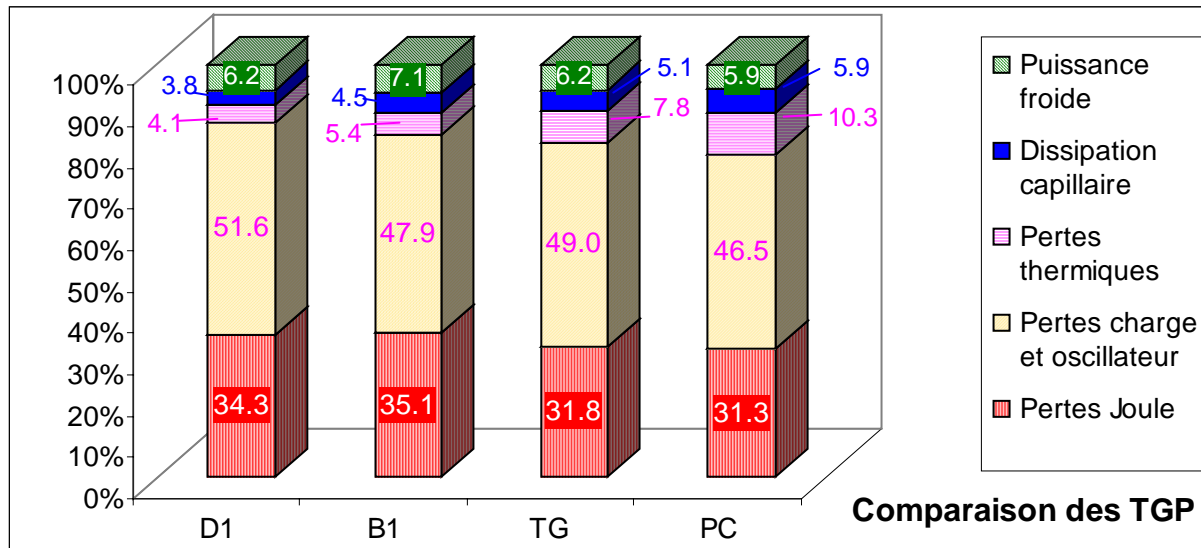


figure V.1 : répartition de l'exergie pour quatre tubes à gaz pulsé. Fonctionnement à 80 K.

Ces schémas permettent de représenter l'importance des pertes dans les tubes à gaz pulsé et ils mettent en évidence l'influence de la longueur et du diamètre du régénérateur sur la répartition des pertes.

- On pourrait détailler encore un peu les pertes thermiques de la machine en séparant les pertes par conduction qui valent de l'ordre de 1,0 W à froid, soit 2,75 W d'exergie pour B1 et 1,5 W froid (4 W d'exergie) pour TG.
- Les pertes par rayonnement lors des essais sans MLI peuvent être déterminées en comparant la puissance disponible avec ou sans cet isolant. La puissance ainsi déterminée est d'environ 0,7 W froid (2 W d'exergie) pour TG et de 0,5 W (1,4W) pour les B1. Les pertes par rayonnement sont d'autant plus importante que la surface de l'échangeur froid est grande (et donc plus le régénérateur est large, plus les pertes sont importantes).

Le rendement total de la machine produisant 5,2 W de puissance frigorifique pour 200 W de puissance électrique par rapport au rendement de Carnot est de  $\frac{5,2}{80} \cdot \frac{200}{300 - 80} = 7,2\% \cdot \eta_{Carnot}$ .

### V.1.C Dimensionnement des échangeurs

A partir des données mesurées sur les prototypes il est possible de déterminer les puissances échangées par chaque échangeur afin de prévoir un prochain dimensionnement. Pour calculer la résistance thermique de ces échangeurs, nous avons utilisé des calculs faits au CEA/SBT par Duband et basé sur les relations en régime continu de [24]. Les débits utilisés sont de 3 g/s en sortie de l'oscillateur, de 2,7 g/s à l'échangeur froid et de 0,5 g/s à l'échangeur chaud du tube.

- Echangeur froid

La puissance échangée à l'échangeur froid est égale à la puissance frigorifique, augmentée des pertes par conduction du régénérateur et du tube et des pertes par rayonnement. Ces pertes sont dans tous les cas étudiés de l'ordre de 1 à 1,5 W. La puissance disponible à l'échangeur froid pour un fonctionnement à 80 K est de 5 à 6 W. La puissance échangée à l'échangeur froid est donc de l'ordre de 6 à 7 W. La résistance calculée de l'échangeur est comprise entre 0,05 à 0,07 K/W. L'écart de température entre le gaz et l'échangeur est donc inférieur à 1 K. Il pourrait être intéressant de limiter la longueur de cet échangeur pour diminuer les volumes morts et les pertes de charge.

- Echangeur chaud du tube

Le flux d'enthalpie dans le tube est approximativement égal à la puissance évacuée par le capillaire. Cette puissance est de l'ordre de 10 à 15 W. Cette puissance correspond à la puissance froide produite à l'échangeur froid, augmenté des pertes de conduction et des pertes thermiques du régénérateur.

La résistance thermique calculée de cet échangeur est de 0,1 à 0,2 K/W : pour une puissance de 10 W, l'écart de température entre le gaz et l'échangeur est inférieur à 2 K. Cet ordre de grandeur est satisfaisant.

Il est envisageable de supprimer cet échangeur pour dissiper la chaleur directement par l'inertance. Les pertes de charge du côté chaud du tube qui augmentent la zone d'exclusion des capillaires seraient alors limitées. Néanmoins, ce facteur n'est pas crucial puisque l'on a vu que l'effet capacitif du tube était toujours compensé.

- Echangeur chaud du régénérateur et ligne de refroidissement

Toute la puissance électrique transmise à l'oscillateur doit être dissipée soit par l'oscillateur lui-même, soit par la ligne, soit par l'échangeur chaud du régénérateur. On peut supposer que les pertes Joule sont dissipées par l'oscillateur et sont responsables de son échauffement. Il reste une puissance de l'ordre de 140W qui doit être dissipée par la bride et par la ligne.

La résistance thermique calculée de l'échangeur est de 0,1 K/W et celle de la ligne ( $\varnothing 4L300$ ) est de 0,03 K/W. La ligne joue donc un rôle plus important que la bride dans le refroidissement du gaz. Pourtant le gaz doit être refroidi avant son entrée dans le régénérateur, et il est utile de maintenir la température de la bride à la plus basse température possible.

## **V.2 Généralisation**

### ***V.2.A Modification des paramètres de fonctionnement***

#### **V.2.A.1 Utilisation d'un autre gaz.**

Il peut être envisagé d'utiliser d'autres gaz caloporteurs que l'hélium. Les caractéristiques principales du gaz sont sa chaleur spécifique,  $C_p$ , sa densité,  $\rho$ , sa viscosité  $\mu$  et son rapport des

compressibilités,  $\gamma$ .  $\rho C_p$  représente la quantité d'énergie qui peut être transportée par  $m^3$  et par Kelvin. La viscosité du gaz est directement responsable des pertes de charge.

Différentes équipes de recherche ont étudié, expérimentalement ou théoriquement, l'utilisation d'autre gaz.. Daney [34] a montré par des calculs de pertes de charge et d'échange que l'utilisation de mélanges de gaz (krypton, argon et hélium), plus visqueux que l'hélium, dégrade les performances du régénérateur malgré un gain dans les échanges thermique. Gan et al ont montré théoriquement [35] et expérimentalement [36] un gain de puissance froide en utilisant un mélange d'hélium et d'azote, le mélange optimum contenant 25% d'azote. L'utilisation de ce mélange n'est possible qu'au-dessus de la température de liquéfaction de l'azote, et le gain expérimental n'est pas déterminant. Gao a étudié théoriquement des mélanges hélium-hydrogène. A partir de l'évaluation des variations des propriétés du mélange de gaz (viscosité, ...), il prédit qu'un pourcentage de 37% d'hydrogène dans l'hélium serait intéressant pour un tube à gaz pulsé avec orifice [37]. Malgré tout, le gain envisagé n'est que de quelques pour cent.

Le néon qui a été envisagé a une viscosité 50% plus élevée que celle de l'hélium, alors que  $\rho C_p$  est du même ordre de grandeur ( $\rho$  est 5 fois plus élevée, et  $C_p$  5 fois plus faible). De ce fait, les pertes de charge du Néon, qui influencent directement la pente seront plus importantes tandis que le coefficient d'échange entre le gaz et la matrice sera amélioré. Le comportement du gaz dans le capillaire sera modifié également : les effets de viscosité seront augmentés, ainsi que les effets d'inertie. Pour utiliser un autre gaz, c'est donc toute l'optimisation des dimensions qui doit être faite à nouveau, et la faible viscosité de l'hélium en fait un des gaz les plus attractifs.

### **V.2.A.2 Modification de la pression de charge**

Modifier la pression de charge modifie les conditions de fonctionnement du tube à gaz pulsé. Tout d'abord, le fonctionnement de l'oscillateur est modifié par la modification de la pression moyenne (chapitre IV). Ensuite, les pertes de charge diminuent lorsque la pression augmente (en régime laminaire par exemple, les pertes de charge sont inversement proportionnelles à la pression moyenne).

Les variations de la pression moyenne sont limitées par la tenue mécanique des oscillateurs et des tubes à gaz pulsé. Il faut signaler que plus la pression est basse, et plus la cylindrée utilisée est importante. Dans le cas où la volumétrie de l'oscillateur est utilisée à son maximum, il est avantageux de travailler à haute pression. Dans notre cas, la cylindrée n'est pas complètement utilisée, c'est la puissance qui est le facteur limitant.

Lors des essais faits pendant cette thèse, on n'a pas noté de variations importantes des performances. Dans la gamme 15 –25 bars, ces modifications sont négligeables. Des essais ont été faits à 30 bars. Le capillaire optimum est légèrement déplacé, mais la performance optimale varie très peu.

Un essai a été fait à 13 bars. Pour cet essai, sans modifier le capillaire, la température limite était exactement la même. Par contre, bien que  $RI^2$  ait diminué, la pente a augmenté d'un facteur 1,5 (de 6,6 à 9,4 K/W).

Pour une pression faible, on a donc augmenté de manière importante les pertes de charge et diminué la pente. De meilleurs échanges ont compensé l'augmentation des pertes de charge, et la température limite est restée constante. Si le fonctionnement du doigt froid est amélioré par l'augmentation de la pression moyenne, pour l'oscillateur, une pression moyenne faible est préférable (chapitre IV). Ce paramètre n'est donc pas déterminant pour les études préliminaires.

### V.2.A.3 Modification de la fréquence

Comme nous ne disposons pas d'une alimentation avec fréquence variable pour l'oscillateur Ricor, nous commentons les expériences faites avec l'oscillateur Thalès.

Lors de celles-ci, de meilleures performances ont été obtenues pour des fréquences de 40 à 45 Hz. Cela peut s'expliquer par la résonance de l'oscillateur, dont le rendement est bien supérieur pour ces valeurs. Les températures limites, elles, ne dépendent quasiment pas de la fréquence de travail (entre 30 et 55 Hz) à condition de choisir pour chaque fréquence le capillaire optimum (capillaire plus court pour des fréquences plus importantes).

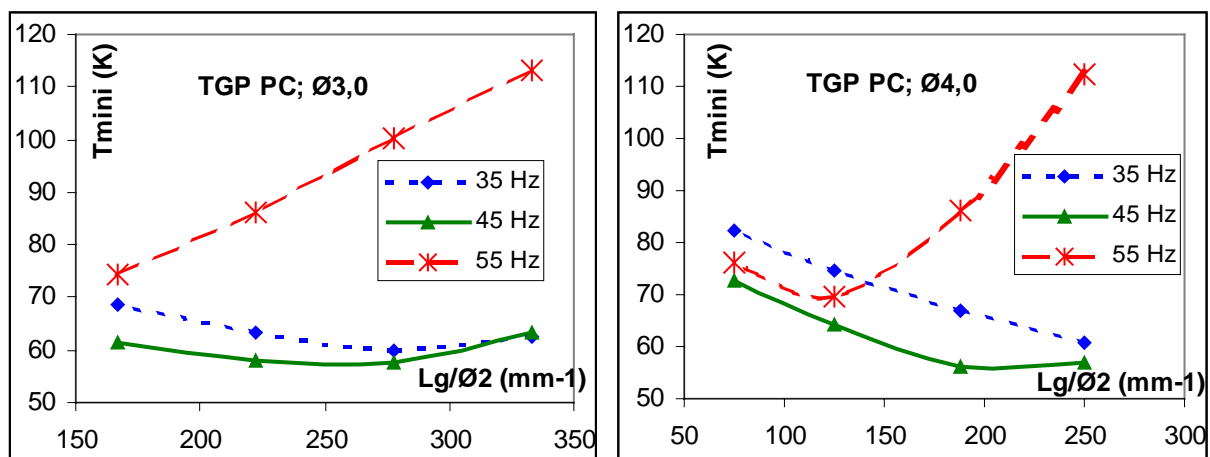
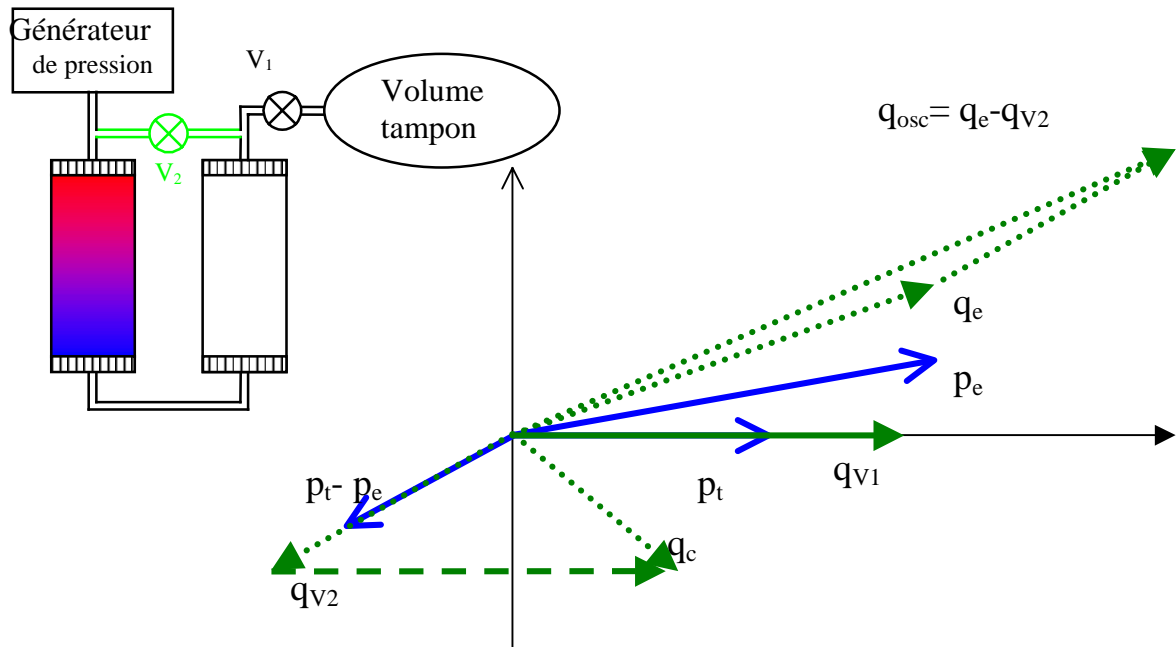


figure V.2 : Température minimale en fonction de  $L/\varnothing^2$  pour différentes fréquences

Du point de vue du régénérateur, lorsque la fréquence augmente le débit et l'amplitude de la pression s'ajustent de telle sorte que la puissance mécanique reste approximativement constante (chapitre IV). L'énergie échangée par unité de temps et de longueur du régénérateur est donc toujours la même. Le débit de remplissage est, lui, plus important pour des fréquences élevées et l'énergie stockée dans la matrice par cycle est plus faible. Comme ces deux derniers paramètres sont contradictoires, la fréquence n'a pas une importance déterminante dans les performances des TGP.

#### V.2.A.4 Tube à gaz pulsé double-inlet.

Lors du fonctionnement en mode « double-inlet » abordé dans le chapitre I, le capillaire de sortie est remplacé par deux orifices. Le premier (V1) est situé, comme le capillaire, entre le tube et le volume tampon, alors que le second orifice (V2) permet le remplissage du tube en court-circuitant le régénérateur (figure V.3).



**figure V.3 : fonctionnement en mode « double-inlet »**

Pour un fonctionnement identique à un fonctionnement avec un capillaire, l'oscillateur « verra » la même oscillation de pression  $p_e$ , mais le débit  $q_e$  sera égal au débit entrant dans le régénérateur plus au débit dans la vanne V2. Pour un même fonctionnement, le débit et la puissance mécanique seront donc plus importants en mode double-inlet qu'en mode inertance.

Ce fonctionnement peut être envisagé si les capillaires ne permettent pas de compenser l'effet capacitif du tube. Cela n'a pas été le cas lors de nos essais et ce fonctionnement n'a donc pas été utilisé.

#### **V.2.B Modification du point de fonctionnement**

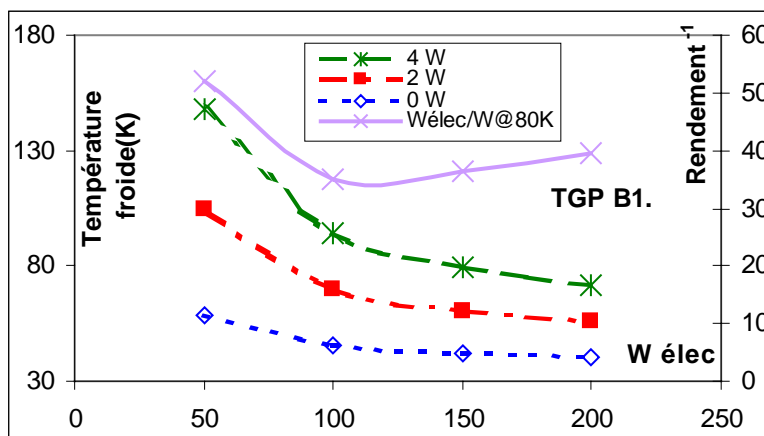
Le but du dimensionnement effectué lors de cette thèse, était d'obtenir le maximum de puissance froide à 80 K en utilisant l'oscillateur Ricor. Nous avons travaillé avec une puissance électrique limitée à 200 W.

Pour valoriser ce travail, il est souhaitable d'étendre les conclusions de cette étude à d'autres conditions de fonctionnement (température ou puissance de l'oscillateur).

### V.2.B.1 Données expérimentales.

Lors de chaque essai, les TGP ont été testés en modifiant la puissance électrique. On a obtenu ainsi des courbes de température en fonction de la puissance électrique pour des puissances frigorifiques de 0 W, 2 W et 4 W. Ces courbes obtenues avec le TGP B1 sont représentées sur la figure V.4. Le rapport de la puissance électrique sur la puissance frigorifique disponible à 80 K est représenté également.

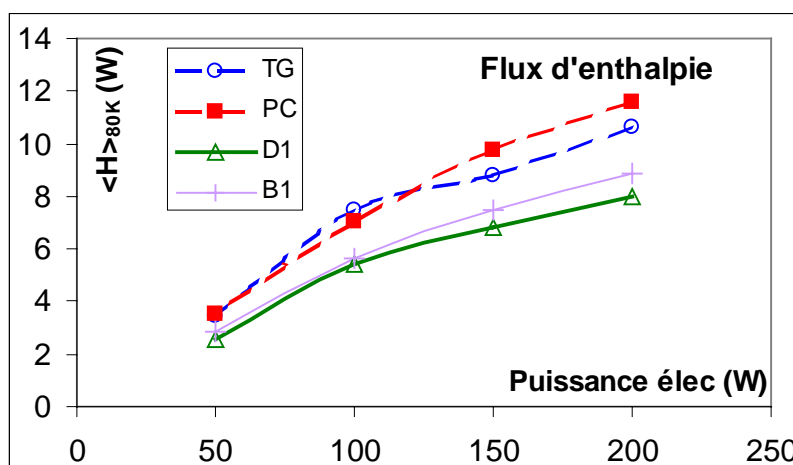
figure V.4 : essais en puissance du tube à gaz pulsé B1.



On observe sur la figure V.4, comme pour les autres essais qui ne sont pas présentés ici, un aplatissement des courbes  $T_{\min}(P_{\text{elec}})$  pour les grandes puissances (l'augmentation de puissance n'entraîne pas une diminution continue de la température limite). Cet aplatissement est d'autant plus marquée que le diamètre du régénérateur est faible.

Plus la puissance est élevée, et plus la quantité de chaleur qui doit être stockée dans le régénérateur est élevée. Le débit et donc les pertes du régénérateur deviennent de plus en plus importantes lorsque la puissance augmente. A partir d'un certain seuil, l'augmentation de la puissance mécanique ne permet plus de diminuer notablement la température limite. Par contre, la pente, elle, diminue avec la puissance, puisque le flux d'enthalpie dépend essentiellement de la puissance transmise (figure V.5). De ce fait, la température avec 4 W de puissance frigorifique varie avec la puissance de l'oscillateur de manière plus importante que la température minimale.

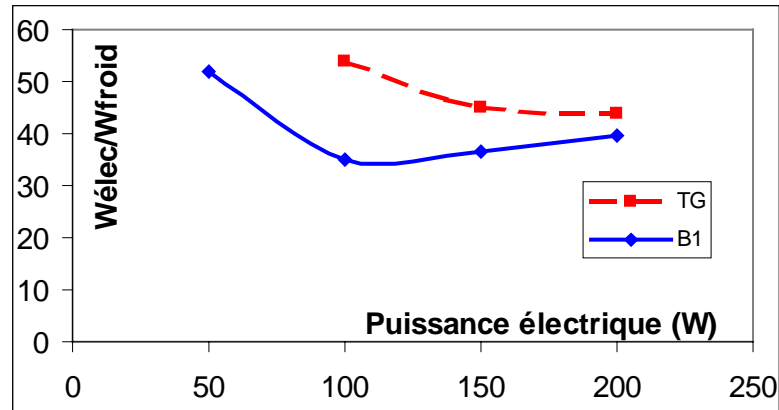
figure V.5 : flux d'enthalpie pour différents tubes à gaz pulsé en fonction de la puissance électrique.





Pour B1 comme pour tous les TGP de régénérateur Ø21 testés, le rendement à 80 K est meilleur à 100 W qu'à 200 W (figure V.6). Le diamètre Diam1 est donc probablement optimum pour un fonctionnement aux alentours de 100 W électrique ou 70 W mécanique. Par contre, le rendement des régénérateurs de diamètre Diam2 augmente encore légèrement au-delà de 200 W. Pour 200 W électrique, un diamètre de régénérateur compris ces deux valeurs est probablement le plus adapté.

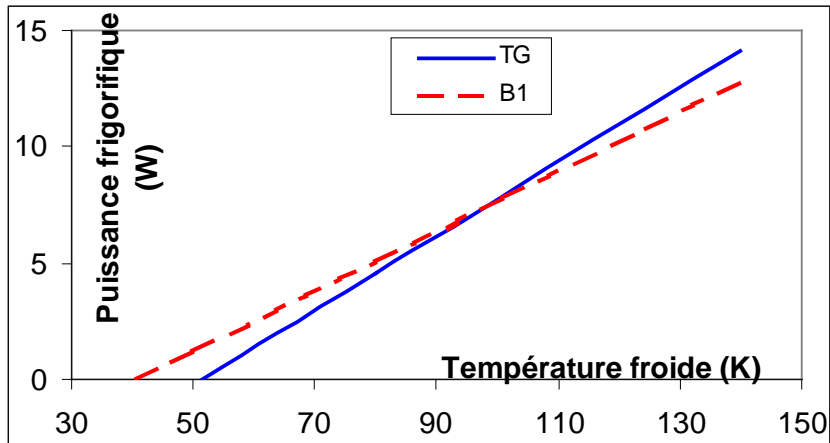
**figure V.6 : essais en puissance du tube à gaz pulsé B1.**



### V.2.B.2 Modification de la température de travail

Pour une température froide de 100 K et une puissance électrique de 200 W, B1 et PC sont équivalents. Plus la température de travail est élevée, et plus les grands diamètres deviennent avantageux (figure V.7). En fait, plus la puissance frigorifique envisagée est importante (puissance de l'oscillateur importante ou haute température froide demandée), et plus la pente doit être privilégiée par rapport à la température minimale.

Selon la puissance de l'oscillateur et la température de fonctionnement, il existe un diamètre et une longueur de régénérateur idéal. Pour travailler à plus basse température, la pente est moins importante, mais la température limite devient plus critique. Plus la température de fonctionnement est basse, et plus il faudra utiliser un régénérateur long et étroit.



**figure V.7 : puissance frigorifique pour deux tubes à gaz pulsé.**

*Ces courbes ont été obtenues par transposition...*

### V.3 Conclusion

Le but était de dimensionner un tube à gaz pulsé permettant d'obtenir le maximum de puissance froide à 80 K à partir de l'oscillateur Ricor. La puissance frigorifique maximale obtenue est de 5,2 W. Pour cette optimisation de nombreux essais expérimentaux ont été faits avec l'objectif de pouvoir transposer les résultats obtenus à d'autres gammes de puissance et de température.



## ***VI CONCLUSION***

Ce travail essentiellement expérimental a consisté à optimiser un tube à gaz pulsé à partir d'un oscillateur de pression. Il a conduit à la réalisation d'un prototype, et a permis une meilleure compréhension des pertes dans le tube à gaz pulsé. Les points importants que nous avons étudiés sont :

- Les pertes de l'oscillateur
- Le mécanisme de déphasage avec le capillaire
- Les pertes et le dimensionnement du régénérateur
- Les pertes dans le tube

En détaillant le fonctionnement des oscillateurs, nous avons montré l'influence de la conception du doigt froid sur les performances de l'oscillateur. Nous avons évalué les possibilités d'améliorer le rendement des oscillateurs en les dimensionnant pour des tubes à gaz pulsé. Les pertes de cet oscillateur représentent environ un tiers de la puissance totale et proviennent essentiellement de la dissipation par effet Joule. Elles sont proportionnelles au carré du courant dans les bobines, le courant étant proportionnel à la force motrice des pistons. En utilisant le gaz comme un ressort, il est possible de limiter cette force en se rapprochant de conditions de résonance : la force d'inertie du piston compense alors partiellement la force nécessaire aux variations de pression du gaz. Par rapport à ces pertes, l'étude de l'oscillateur a montré qu'il est plus avantageux d'adapter un oscillateur à un doigt froid, plutôt que de chercher à augmenter le rendement de l'oscillateur en modifiant le doigt froid. Ajuster la cylindrée de l'oscillateur, actuellement sur-dimensionnée, permettrait de limiter de manière importante ses pertes.

L'adéquation du déphasage et du rapport des amplitudes du débit et des variations de pression dans le régénérateur est nécessaire pour un bon fonctionnement et pour limiter les pertes. Comme l'oscillateur est la seule partie mobile des tubes à gaz pulsé, les capillaires sont nécessaires pour obtenir le débit approprié dans l'ensemble du tube à gaz pulsé. En ajustant leurs dimensions (diamètre et longueur), ils permettent de contrôler à la fois l'amplitude et le déphasage du débit pour une oscillation de pression donnée. Notre étude a montré l'effet important du stockage de gaz dans le capillaire lors des variations de pression. Cet effet rend impossible l'obtention d'un déphasage important avec un faible débit. Toutefois, cette zone d'exclusion ne paraît pas pénalisante pour les tubes à gaz pulsé dimensionnés lors de cette thèse.

De nombreux prototypes ont été testés permettant de mieux comprendre les effets des différentes géométries sur les performances. Nous avons notamment montré que la pente du cryoréfrigérateur dépend essentiellement des pertes de charge dans le régénérateur. Les pertes et les échanges de chaleur dans les différentes parties du TGP ont été évalués, et peuvent permettre un dimensionnement ultérieur plus précis des échangeurs.

Le prototype le plus performant développé lors de cette thèse permet d'extraire une puissance froide de 5,2 W à 80 Kelvin pour une puissance électrique de 200 W. Ces performances sont très satisfaisantes pour une première étude avec un oscillateur de cette puissance. Elles paraissent améliorables, en utilisant un régénérateur légèrement plus large, et surtout en utilisant un oscillateur adapté au tube à gaz pulsé.

Ces performances laissent entrevoir des applications industrielles proches. L'absence de vibration de la machine et la fiabilité de ce type de technologie est un avantage. Afin d'envisager une industrialisation, des prototypes coaxiaux doivent être envisagés.

# **BIBLIOGRAPHIE**

- [1] Walker, G. Cryocoolers Part 1 : Fundamentals. Ed. .
- [2] Collaudin, B. and Rando, N. Cryogenics in space : a review of the missions and of the technologies Cryogenics 40 2000 pp 797-819.
- [3] Donnier-Vallentin, Contribution à l'étude de transformateur supraconducteurs mémoire de thèse, INPG, 20001.
- [4] <http://www-crtbt.polycnrs-gre.fr/>
- [5] Baudot, A., Mazuer, J. et Odin J. Conserver des éléments biologiques par vitrification (article invité). Revue Générale du Froid, n°981, 35-40 (mars 1998)
- [6] [http://www.percryo.com/lead\\_page.htm](http://www.percryo.com/lead_page.htm); <http://www.badgercryogenics.qpg.com/>
- [7] <http://www.cryointegrity.com/>
- [8] Duband, L., Clerc, L. and Ravex, A. Socool : a 300K-0.3 K Pulse tube /sorption cooler. CEC Madison, 2001.
- [9] Cryogénie, Mise en œuvre des basses températures, édité par les techniques de l'ingénieur, 1995
- [10] Yang, L.W. and Thummes, G. Medium-size pulse tube coolers with linear compressor. Présenté à CEC/ICMC 2001.
- [11] Marquardt, E. and Radebaugh, R. Pulse Tube oxygen liquefier, Adv in cryo eng vol 45 2000 pp457-464.
- [12] Collins, S.A., Johnson, D.L., Smedley, G.T. , Ross, Jr R.G. Burt, Performance characterization of the TRW 35K Pulse Tube Coler, Adv Cryo Eng, Vol. 41, 1996, pp 1471-1478.
- [13] Martin, J.L. and Martin C.M. Pulse tube cryocoolers for industrial applications. Présenté à CEC/ICMC 2001.
- [14] Kittel, P., Kashani, A., Lee, J.L. and Roach, P.R. General pulse tube theory. Cryogenics (1996) 36 849
- [15] Gifford, W.E. and Longworth, R.C. Pulse tube refrigeration progress Adv. in Cryogenics engineering 1965, vol.10 p69-79
- [16] Mikulin, E.I. Tarasov, A.A. and Shkrrybyonock, M.P. Low temperature expansion pulse tubes, Adv. In cryogenics engineering, 1984, Vol.29, p629.
- [17] Radebaugh, R. , Zimmermann, J., Smith, D.R. and Louie B., A comparison of three types of Pulse Tube Refrigerator : New methods for reaching 60 K, Advances in cryogenics engineering, Vol 31 p 779, Plenum Press, New York, 1986.
- [18] Liang, J., Zhou, Y. and Zhu, W. Development of a single-stage pulse tube refrigerator capable of reaching 49 K. Cryogenics, 1990 vol. 30 p 49-51

- [19] Gedeon, David DC Gas Flow in Stirling and Pulse-Tube cryocoolers, *Cryocoolers 9*, 1997, p 385.
- [20] Charles, I., Duband, L. et Ravex, A., Permanent flow in low and high frequency pulse tube coolers experimental results, *Cryogenics*. vol.39, no.9; Sept. 1999; p.777-82.
- [21] Zhu, S.W., Zhou, S.L., Yoshimura, N. and Matsubara, Y. Phase shift Effect of the long neck tube for the Pulse tube refrigerator *Cryocoolers 9*, 1997 pp269-278.
- [22] Bleuzé, P. Etude et modélisation d'un étage 20K-4K de tube à gaz pulsé, thèse, INPG, 1996.
- [23] Hall, J.L. and Ross, R.G. Gas Contamination Effects on Pulse Tube Performance, *Cryocoolers 10*, Plenum publishers, 1999, pp343-350
- [24] Kays, W.M. and London, A.L., Compact heat exchanger, 2<sup>nd</sup> Ed. », McGraw-Hill Book Company, New-York (1964)
- [25] Charles, I. Développement d'un tube à gaz pulsé biétagé basse fréquence et contribution à l'analyse des écoulements, thèse, INPG, 1996.
- [26] Olson, J.R. and Swift, G.W. Suppression of Acoustic Streaming in Tapered Pulse Tubes, *Cryocoolers 10*, Plenum publishers, 1999
- [27] Olson, J.R. and Swift, G.W. Acoustic Streaming in Pulse Tube refrigerators : tapered pulse tubes, *Cryogenics*, 1997, vol.37, n°12. pp 769-776
- [28] Swift, G.W., Allen, M.S. and Wollan, J.J. Performance of a tapered Pulse Tube, *Cryocoolers 10*, Plenum publishers, 1999 pp 315-320.
- [29] Ravex, A., Poncet, J-M., Charles, I. and Bleuzé, P. Development of low frequency pulse tube refrigerators. Proc of CEC 97, Portland
- [30] Candel, S. Mécanique des fluides. Ed. Dunod. 1990 pp405-418
- [31] <http://www.thales-cryogenics.com/pages/coolers.flexure.html>
- [32] <http://www.keyence.com/>
- [33] Martin, J.L. and Martin C.M. Pulse tube cryocoolers for industrial applications CEC/ICMC 2001.
- [34] Daney, C.E., Regenerator performance with noble gas mixtures. *Cryogenics*, 1991, Vol 31 pp 854-861.
- [35] Gan, Z.H., Chen, G.B., Thummes, G. and Heiden, C. Experimental Study on pulse tube refrigeration with helium and nitrogen mixtures, *Cryogenics* vol 40, 2000, pp 333-339.
- [36] Chen, G., Gan, Z., Thummes, G. and Heiden, C. Thermodynamics performance prediction of pulse tube refrigeration with mixture fluids, *Cryogenics* vol 40, 2000, pp 261-267.
- [37] Gao, C.M., He, Y.L. and Chen, Z.Q. Study on a pulse tube cryocooler using gas mixture as its working fluid, *Cryogenics* vol 40, 2000, pp 475-480.

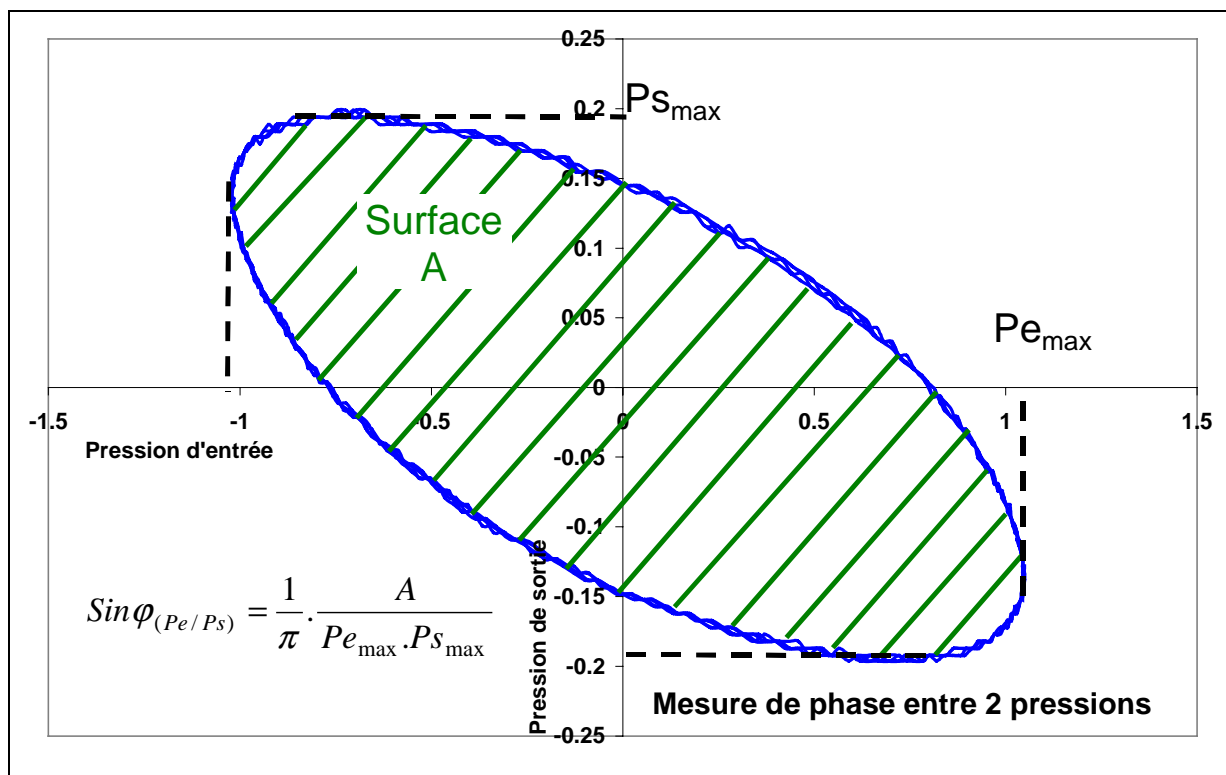


## ANNEXE 1 : ACQUISITION NUMERIQUE ET MESURE DU DEPHASAGE

La lecture de la phase directement sur l'oscilloscope ne permet pas d'obtenir une précision suffisante. Pour traiter les signaux avec précision, nous avons donc utilisé un logiciel d'acquisition numérique qui permet d'enregistrer environ 1000 points pendant 100 ms, ce qui correspond à 2 à 3 périodes. Nous avons choisi, pour calculer la phase entre deux signaux  $X(t)$  et  $Y(t)$  de calculer

l'intégrale  $\int_0^{2\pi} X(t) \cdot \frac{dY(t)}{dt} dt$  qui est égale, dans le cas de signaux sinusoïdaux à :

$X_{\max} \cdot Y_{\max} \pi \sin \psi_{(X/Y)}$ . On peut remonter ensuite à la phase entre X et Y. (Voir l'exemple ci-dessous).



**Diagramme XY pour mesure de phase entre deux ondes de pression**