

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE MOULOU D MAMMERRI, TIZI-OUZOU



FACULTE DE GENIE DE LA CONSRUCTION  
DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

## Mémoire de Fin d'Etudes de Master Académique

Filière : Génie-Mécanique  
Spécialité : Énergétique

Thème

# Etude du phénomène de séparation d'énergie dans un tube à vortex.

Réalisé par :

Mr. LOUNACI Anis  
Mr. MAKOUR Mehdi

Encadrés par :

Promoteur : Mr. HAMZAOUI Malek.  
Co-Promoteur : Mr. TEBBICHE Hocine.

Année universitaire 2019-2020

---

## **Remerciements**

---

Nous tenons tout d'abord à exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciements à notre promoteur, **Mr HAMZAOUI Malek** et co-promoteur, **Mr TEBBICHE Hocine**, pour leur savoir faire, conseils, compétences, patiences, enthousiasme et l'attention particulière avec laquelle ils ont suivies et dirigés ce modeste travail.

Un grand merci pour tous ceux qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire, qu'ils trouvent ici l'expression de toute notre gratitude.

Nous tenons à remercier tous les membres de la SARL TREFAI (Reghaia,Alger), l'entreprise SALAH ESCALIER (FREHA,Tizi-Ouzou) et techniciens du hall technologie (Oued-Aissi,Tizi-ouzou) de nous avoir ouverts leurs portes et permis d'utiliser tous le matériels nécessaires au développement et la réussite de notre projet de fin d'étude. Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les enseignants qu'on a vu durant tout notre parcours d'études.

Que les membres de jury qui feront l'honneur d'évaluer notre travail puissent trouver notre profonde gratitude.

---

## DEDICACE

---

*To our beloved parents and family*

---

## Unités

$eT$ : Energie totale	[J]
$ek, turbulence$ : Energie cinétique turbulente	[J]
$ek, mean$ : Energie cinétique moyenne du flux	[J]
$\dot{Q}$ : Quantité de chaleur par unité du temps	[W]
$\dot{W}$ : Puissance fournie au système	[W]
$\mu$ : Fraction du débit massique froid	[Kg/s]
$I_{uvw}$ : Intensité turbulente globale.	[-]
$v'$ : Fluctuations des vitesses qui varient dans le temps	[m/s]
$\bar{v}$ : Vitesse globale moyenne dans le temps	[m/s]
D : diamètre	[m]
$D_c$ : diamètre de la chambre a vortex	[m]
Def : diamètre d'entrée froide	[m]
$D_s$ : diamètre de sortie	[m]
$D_{bi}$ : diamètre de la buse d'injection	[m]
$P_{bi}$ : profondeur de la buse d'injection	[m]
$d_i$ : diamètre de la valve d'injection	[m]
$d_t$ : diamètre de tube a vortex.	[m]
$L_t$ : Longueur de tube a vortex	[m]
$L_c$ : Longueur de la chambre a vortex	[m]
$L_b$ : Longueur de la buse.	[m]
$\alpha$ : Angle entre chaque buse d'injection	[rad]
$dm$ : est la masse que contient le volume de contrôle.	[Kg]
$Hg$ : Enthalpie spécifique générée.	[J/kg]
$dU$ : Energie interne totale.	[J]
$\dot{m}$ : Débit massique	[kg/s]
$\dot{m}_E$ : Débit massique introduit dans le tube à vortex.	[kg/s]
$\dot{m}_f$ : Débit d'air qui sortant dans la région froide.	[kg/s]
$\dot{m}_c$ : Débit d'air sortant dans la région chaude.	[kg/s]
$c_p$ : Chaleur spécifique a pression constante.	[J/kg k]
$T_i$ : Température d'entrée	[°K]
$T_c$ : Température chaude	[°K]
$T_f$ : Température froide	[°K]
$\Delta T$ : Différence de température.	[°K]

---

$S_E$ : Entropie totale entrant.	[J/ k]
$S_{ge}$ : Entropie générée	[J/ k]
$S_s$ : Entropie totale sortante	[J/ k]
$eT$ : Energie totale	[J]
$h$ : Enthalpie spécifique	[J/kg]
$copref$ : Coefficient de performance de réfrigération.	[-]
$copp_c$ : Coefficient de performance de chauffage.	[-]
$R$ : constante des gaz	[J/kg k]
$t$ : Temps	[s]
$P_i$ : Pression d'entrée	[Pa]
$P_{atm}$ : Pression atmosphérique	[Pa]
$Re$ : nombre de Reynolds	[-]

### **Symboles Grecs**

$\Delta T$ : Différence de température	[°K]
$\mu$ : Fraction du débit massique froid	[Kg/s]

### **Indice :**

gen: Générée

max: valeur maximale

Sys: système

c: chaud

f: froid

amb : ambiante

e: entrée

s: sortie

RHVT : Ranque-Hilish vortex tube

---

## **CHAPITRE 1 : Généralités et état de l'art sur les tubes à vortex**

Figure 1.1 : Ecoulement à contre-courant dans un tube vortex [12] .....	10
Figure 1.2 : Ecoulement à co-courant dans un tube vortex [12] .....	10
Figure 1.3 : Tube vortex conique [14].....	11
Figure 1.4 : Tube vortex divergent à double circuit [16] .....	12
Figure 1.5 : Intégration d'un tube vortex sur une machine de découpage.....	12
Figure 1.6 : Pistolet de soudage sonore avec intégration d'un tube à vortex .....	13
Figure 1.7 : Séchage d'extrusion de joint de porte automobile à l'aide de trois tubes vortex.	14
Figure 1.8: Procédé de Linde de liquéfaction de gaz par tube vortex [12] .....	15

## **CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex**

Figure 2.1 : Eléments constitutifs du Tube vortex .....	17
Figure 2.2 : Schéma d'une chambre et tube à vortex. Dimensions principaux .....	18
Figure 2.3 : Génératrice à vortex en aluminium (N= 6, N=4, N=2 buses d'injection).....	19
Figure 2.4 : Schéma représentatif d'une génératrice à vortex .....	19
Figure 2.5 : les différentes géométries de valve de contrôle .....	20
Figure 2.6 : Support valve de contrôle + valve de contrôle.....	21
Figure 2.7 : Buse d'injection .....	21
Figure 2.8 : Assemblage du tube à vortex .....	22
Figure 2.9 : schéma de l'assemblage du tube à vortex .....	22
Figure 2.10 : Principe de l'installation expérimentale.....	23
Figure 2.11 : Compresseur utilisé au cours des tests.....	24
Figure 2.12 : Régulateurs de températures + sondes de mesure.....	25

## **CHAPITRE 3 : Analyse thermodynamique**

Figure 3.1 : schéma illustrant l'équation du bilan massique.....	32
Figure 3.2 : Schéma explicatif de l'équation d'équilibre d'entropie .....	35
Figure 3.3: Moteur thermique .....	37

---

Figure 3.4 : Machine frigorifique et pompe à chaleur.....	38
---	----

## **CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux**

Figure 4. 1 : Evolutions des températures et de $T_c - T_f$ , en fonction des pressions pour la buse a 2trous .....	44
Figure 4. 2: Evolutions des températures et de $T_c - T_f$ , en fonction des pressions pour la buse a 4trous. ....	44
Figure 4. 3 : Evolutions des températures et de $T_c - T_f$ , en fonction des pressions pour la buse a 6trous. ....	45
Figure 4. 4: Evolutions des températures et de $T_c - T_f$ , en fonction des pressions pour la buse a 2trous. ....	46
Figure 4. 5: Evolutions des températures et de $T_c - T_f$ , en fonction des pressions pour la buse a 4trous. ....	46
Figure 4. 6 : Evolutions des températures et de $T_c - T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 2 trous. ....	47
Figure 4. 7: Evolutions des températures et de $T_c - T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 4trous. ....	48
Figure 4. 8: Evolutions des températures et de $T_c - T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 6trous. ....	48
Figure 4. 9: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 0.5 mm.....	50
Figure 4. 10: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 1 mm.....	51
Figure 4. 11: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 2 mm.....	52
Figure 4. 12: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 0.5 mm.....	53
Figure 4. 13: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 1 mm.....	54
Figure 4. 14: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 2 mm.....	55
Figure 4. 15: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 0.5 mm.....	56
Figure 4. 16: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 1 mm.....	57
Figure 4. 17: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 2 mm.....	58
Figure 4. 18: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 0.5mm pour la	

---

génératrice à 6 buses.....	60
Figure 4. 19: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 1mm pour la génératrice à 6 buses.....	61
Figure 4. 20: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 2mm pour la génératrice à 6 buses.....	62
Figure 4. 21: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 0.5mm pour la génératrice à 4 buses.....	63
Figure 4. 22: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 1mm pour la génératrice à 4 buses.....	63
Figure 4. 23: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 2mm pour la génératrice à 4 buses.....	64
Figure 4. 24: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 0.5mm pour la génératrice à 2 buses.....	65
Figure 4. 25: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 1mm pour la génératrice à 2 buses.....	65
Figure 4. 26: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 2mm pour la génératrice à 2 buses.....	66

## LISTE DES FIGURES

---

## LISTE DES TABLEAUX

---

### CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

Tableau 2.1: Cotation des 3 génératrices à vortex.....	20
Tableau 2.2 : Informations techniques du compresseur fiac [18] .....	24
Tableau 2.3 : tolérances de température des sondes Pt100 [19].....	26

### CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

Tableau 4. 1: mesures Tc-Tf maximum pour chaque cas de figure précédent.....	49
Tableau 4. 2: différence de température à 6 trous pour une pression a 5bars. ....	52
Tableau 4. 3: différence de température à 4 trous pour une pression à 5bars. ....	55
Tableau 4. 4: Différence de température à 4 trous pour une pression de 5bars.....	58
Tableau 4. 5: résultats du test pour la pièce à 2 trous ouverture 0.5.....	67
Tableau 4. 6: résultats du test pour la pièce à 2 trous ouverture 1mm .....	67
Tableau 4. 7: résultats du test pour la pièce à 2 trous ouverture 2mm .....	67
Tableau 4. 8: résultats du test pour la pièce à 4 trous ouverture 0.5mm .....	68
Tableau 4. 9: résultats du test pour la pièce à 4 trous ouverture 1mm .....	68
Tableau 4. 10: résultats du test pour la pièce à 4 trous ouverture 2mm .....	68
Tableau 4. 11: résultats du test pour la pièce à 6 trous ouverture 0.5m .....	69
Tableau 4. 12: résultats du test pour la pièce à 6 trous ouverture 1mm .....	69
Tableau 4. 13: résultats du test pour la pièce à 6 trous ouverture 2mm .....	69

# SOMMAIRE

---

<b>Introduction générale.....</b>	<b>1</b>
-----------------------------------	----------

## **CHAPITRE 1 : Généralités et état de l'art sur les tubes à vortex**

1.1. Introduction .....	3
1.2 Historique du tube à vortex.....	3
1.3 Etude bibliographique et état de l'art.....	4
1.4 Type de tube à vortex.....	9
1.4.1 Ecoulement à contre-courant .....	10
1.4.2 Ecoulement à co-courant .....	10
1.4.3 Modèle à tube conique.....	11
1.4.4 Modèle de tube vortex divergent à double circuit .....	11
1.5 Applications des Tubes Vortex.....	12
1.5.1 Refroidissement ponctuel à l'aide de tubes vortex.....	12
1.5.2 Soudage sonore à l'aide de tubes vortex .....	13
1.5.3 Séchage à l'aide de tubes Vortex .....	14
1.5.4 Liquéfaction des gaz à l'aide de tubes vortex .....	14
1.6 Conclusion .....	15

## **CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex**

2.1 Introduction .....	16
2.2 Principe de fonctionnement.....	16
2.3 Réalisation.....	17
2.4 Pièces utilisées.....	17
2.4.1 Tube à vortex et chambre a vortex .....	18
2.4.2 Génératrice de vortex .....	18
2.4.3 Valve de control .....	20

## SOMMAIRE

---

2.4.4	Support valve de control.....	21
2.4.5	Buse d'entrée.....	21
2.5	Géométrie obtenue .....	21
2.6	Configuration expérimentale.....	23
2.6.1	Compresseur.....	23
2.6.2	Capteurs de température.....	25
2.6.3	Sonde de mesure Pt100 .....	25
2.6.4	Compteur de température FC-04.....	26
2.6.5	Mesures de pression .....	27
2.6.6	Filtre à air .....	27
2.7	Méthodologie de mesure .....	28
2.8	Conclusion.....	29

### **CHAPITRE 3 : Analyse thermodynamique**

3.1	Introduction .....	31
3.2	Bilans thermiques.....	31
3.2.1	Bilan massique .....	31
3.2.2	Bilan énergétique .....	33
3.2.3	Bilan entropique .....	35
3.3	Analyse idéale .....	37
3.3.1	Efficacité d'une machine frigorifique (COP) .....	38
3.3.2	Efficacité d'une pompe à chaleur.....	39
3.4	Conclusion.....	41

### **CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux**

4.1	Introduction .....	42
-----	--------------------	----

## SOMMAIRE

---

4.2 Incertitudes de mesures .....	42
4.2.1 Moyenne.....	42
4.2.2 Ecart type .....	43
4.3 Evolutions des températures en fonction du temps en régime compresseur en action.....	43
4.3.1 Ouverture de 0.5mm .....	43
4.3.2 Ouverture de 1mm.....	46
4.3.3 Ouverture de 2mm.....	47
4.3.4 Analyse générale .....	49
4.4 Evolutions des températures en fonction du temps en régime compresseur au repos.....	49
4.4.1 Pièce à 6 buses d'injections .....	50
4.4.2 Pièce à 4 buses d'injections .....	53
4.4.3 Pièce à 2 buses d'injections .....	56
4.5 Intervalle de confiance .....	59
4.5.1 Pièce à 6 buses d'injections .....	60
4.5.2 Pièce à 4 buses d'injections .....	63
4.5.3 Pièce à 2 buses d'injections .....	64
4.5.4 Résultat obtenues .....	67
4.6 Conclusion.....	70
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>71</b>

Références bibliographiques.

# Introduction générale

---

Dans tout système de refroidissement, l'exploitation d'une énergie primaire est nécessaire pour une production de froid. Cependant, il existe des cas particuliers de machines ayant des principes de fonctionnements différents pouvant être à la fois considérées comme pompe à chaleur et machine frigorifique.

Parmi ces dispositifs on trouve le tube à vortex Ranque-Hilish (RHVT), inventé par hasard en 1928 par Joseph Ranque, puis expérimenté par Rudolph-Hilish en 1947, ce simple dispositif mécanique ne comporte aucune pièce mobile, et ne demande aucune alimentation électrique, ou bien réactions chimiques. Cette pièce est à la fois : séparateur de gaz injecté (air pressurisé), machine frigorifique, et pompe à chaleur capable de séparer le flux injecté de gaz en deux flux, un chaud et l'autre, froid. Cette pièce présente plusieurs avantages à savoir : facilité de sa mise en œuvre, la production du froid et de la chaleur. Ces qualités ont poussé les industries à l'intégration de celle-ci dans plusieurs applications comme moyen de refroidissement notamment pour les armoires électriques, les composants électroniques, les procédés d'usinage et de soudage, le séchage thermique, etc.

En dépit de sa simplicité et de la facilité de son application, le processus thermodynamique et phénoménologique intrigue les chercheurs et n'arrivent pas à expliquer le phénomène de séparation d'énergie généré à l'intérieur de tube. Ce problème physique a plusieurs facteurs entrants dans le fonctionnement du processus, pour lequel il est délicat de déterminer la raison précise de la production de phénomène de la séparation d'énergie, d'ailleurs, le grand nombre de travaux de recherche anciens et nouveaux font face à ces difficultés pour expliquer ce phénomène, pour cela il est nécessaire de projeter le problème physique vers la CFD et d'utiliser les outils technologiques pour mieux cerner ces difficultés et pour minimiser le temps de calcul.

Ce mémoire a pour objectif en premier lieu de construire, à l'aide de différentes techniques d'usinages, un tube à vortex et d'expérimenter ces caractéristiques. Le but principal de cette étude est de créer le phénomène de séparation d'énergie à l'aide de notre prototype.

# Introduction générale

---

Notre présent travail est composé de cinq chapitres distincts :

- Le premier chapitre est consacré à la bibliographie des tubes à vortex, les études et les avancées théoriques et pratiques effectuées jusqu'à nos jours. Cette partie traite aussi les différents types de RHVT ainsi que ces domaines d'applications.
- Le deuxième chapitre est consacré à la présentation du matériel utilisé et au dimensionnement du tube à vortex.
- Au chapitre trois, une brève analyse thermodynamique a été effectuée pour mieux comprendre le comportement du fluide dans le tube à vortex.
- Une analyse des résultats obtenus a été effectuée au chapitre 4 de cette étude pour déterminer les meilleurs paramètres de fonctionnement de notre réalisation pour avoir les températures les plus basses.

### 1.1. Introduction

Le tube vortex est un dispositif thermodynamique qui se présente sous forme d'un tube creux avec une entrée où le fluide y sera introduit à haute pression. Ce dispositif permet de produire deux jets de haute et de basse température. Une telle séparation de l'écoulement est désignée sous le nom de l'effet de séparation d'énergie.

Le tube vortex peut être utilisé dans plusieurs domaines industriels tels que dans le refroidissement des pièces mécaniques, le refroidissement des équipements traitant les produits chimiques explosifs, le refroidissement des armoires électriques et électroniques, etc.

Afin de contribuer à la compréhension du phénomène de séparation thermique ainsi que d'améliorer ses performances, plusieurs travaux ont été menés. Ces derniers peuvent être divisés en trois catégories : les études expérimentales, analytiques et numériques.

Des chercheurs ont traité les résultats de deux manières différentes. Il y en a qui se sont intéressés à l'écoulement interne (profils de température, pression et vitesse) et le phénomène de séparation d'énergie [2], [7], [11]. Alors que d'autres se sont intéressés à l'amélioration des performances du dispositif en étudiant non seulement des paramètres thermo-physiques comme la pression d'entrée [4] et la température d'entrée [3], [8], mais aussi des paramètres géométriques comme le diamètre de l'orifice froid [13], la buse d'entrée [8] et la longueur du tube vortex.

Dans ce chapitre, nous allons aborder un bref historique sur le tube à vortex suivi d'une étude bibliographique de quelques travaux menés par des chercheurs mentionnés précédemment. Dans une seconde partie nous allons donner quelques types de tube Ranque-Hilsch ainsi que leurs application dans le monde industrielle, enfin nous clôturerons se chapitre par une bref conclusion.

### 1.2. Historique du tube à vortex

Le premier brevet relatif à un tube vortex a été déposé en 1932 par l'étudiant physicien Français Georges Joseph Ranque, inventé un peu par hasard, celui-ci a découvert la possibilité de produire du froid et du chaud à partir d'air comprimé pour ensuite développer les paramètres de l'effet Vortex et ainsi résoudre les problèmes de refroidissement ou de réchauffement localisé dans l'industrie.

## CHAPITRE 1 Généralités et état de l'art sur les tubes à vortex

---

Le physicien allemand Rudolf Hilsch a amélioré le concept et publiât un document en 1947, qu'il a appelé un Wirbelrohr (littéralement, tube tourbillon). Plus tôt, le physicien du XIXe siècle, James Clerk Maxwell postule que puisque la chaleur implique le mouvement des molécules, nous pourrions un jour être en mesure d'obtenir de l'air chaud et froid grâce à la séparation des molécules chaudes et froides de l'air. Ainsi, le tube à vortex a connu différents appellations comme le "Tube de Ranque", "Tube de Hilsch", "Tube de Ranque-Hilsch", et "Le démon de Maxwell".

Après la modification de Hilsch du tube à vortex, de nombreux chercheurs ont tenté d'expliquer l'effet Ranque – Hilsch. Les premières expériences de Schepper (1951), Schelleret Brown (1957) ont confirmé qu'il existe une séparation radiale de la température à l'intérieur du tube. Ils ont observé que la température statique diminue radialement vers l'extérieur, contrairement aux observations ultérieures.

En 1967, Linderstrom-Lang a également utilisé le tube à vortex pour séparer des mélanges gazeux d'oxygène et d'azote, le dioxyde de carbone et de l'hélium, du dioxyde de carbone et de l'air. Il a été constaté que, lorsque la pression d'entrée est élevée, par exemple 20 à 50 bar, la séparation d'énergie thermique existe dans les liquides incompressibles.

Quelques expériences impliquent également la variation de la géométrie du tube et des paramètres thermiques et physiques, diamètre, longueur du tube, niveau froid, pression d'admission, température d'entrée et d'autres paramètres ont été modifiés pour découvrir leurs effets sur la séparation de la température et de l'efficacité pour refroidissement.

En outre, certains chercheurs ont soigneusement étudié l'application de la séparation des composants des gaz dans le tube à vortex au cours des dernières années.

### 1.3. Etude bibliographique et état de l'art

En 2010, Orhan Aydin, Burak Markal, Mete Avci [1], ont mené une série d'expériences pour étudier certaines caractéristiques de conception des tubes à vortex pour différentes pressions. Une conception innovante de tube vortex a été proposée, dans lequel le flux tourbillonnaire entre dans le tube vortex à travers un générateur de débit hélicoïdal. Les résultats montrent que ce nouveau design a un effet primordial sur la séparation des deux flux à haute température et à basse température. L'effet de la longueur de tourbillon hélicoïdal a été testé pour différentes valeurs de  $L / D$  et des pressions d'entrées différentes. D'après les

## CHAPITRE 1 Généralités et état de l'art sur les tubes à vortex

---

résultats, on voit que pour  $L/D$  élevée, les générateurs hélicoïdaux courts sont meilleurs. La meilleure configuration est obtenue lorsque  $h = 10$  mm,  $L/D = 30$  et  $P_i = 5$  bar.

En 2011, Mohammad O. Hamdan, Ahmed Alawar, Emad Elnajjar, Waseem Siddique [2], ont mené une série d'expériences pour étudier les performances du tube vortex sous plusieurs conceptions paramètres principalement : pression d'entrée, fraction de masse froide, nombre de buses d'entrée, emplacement de la butée de vortex et isolation.

Les conclusions suivantes ont été tirées des données expérimentales:

- Plus la pression d'entrée est élevée, plus la différence de température des flux de sortie augmente.
- La fraction froide est un paramètre important qui influence la performance de la séparation d'énergie dans le tube vortex.
- L'effet du nombre de buses est très important. Pour une pression d'entrée constante, il est clair que l'augmentation du nombre de buses augmente la différence de température entre l'entrée et les sorties.
- La longueur du tube vortex (emplacement de la butée vortex) a un effet direct sur les performances du tube vortex. Les données ont montré que lorsque le bouchon de vortex s'éloigne du générateur de vortex la performance de séparation d'énergie augmente.
- L'isolation a un effet minimal sur le refroidissement du tube vortex ou capacités de chauffage.

En 2012, Yunpeng Xue, Maziar Arjomandi, Richard Kelso [3], ont fait une étude expérimentale des propriétés d'écoulement dans un tube vortex en se concentrant sur la séparation thermique et transfert d'énergie à l'intérieur du tube. La base de la vitesse tridimensionnelle observée, l'intensité de la turbulence, les distributions de température et de pression, ont permis une meilleure compréhension de la structure des flux. La distribution d'exergie calculée montre que la conversion d'énergie cinétique du flux central vers l'extérieur aide à séparer la température. Les résultats expérimentaux trouvés indiquent qu'il existe une relation directe entre la formation d'écoulements chauds et froids et la transformation des

## CHAPITRE 1 Généralités et état de l'art sur les tubes à vortex

---

vortex le long du tube. L'Expansion soudaine près de l'extrémité froide est considérée comme la principale raison de la baisse de température, car il n'y a pas d'énergie transférée vers l'extérieur de la région centrale. La densité d'exergie légèrement modifiée près de l'extrémité chaude a montré que l'élévation de température est principalement due à la stagnation partielle de la structure de la multi-circulation. L'énergie Cinétique est transférée vers l'extérieur du vortex irrotationnel dans la région centrale et a contribué à l'élévation de température dans la périphérie près de l'extrémité chaude.

En 2013, Yunpeng Xue, Maziar Arjomandi, Richard Kelso [4], ont émis une hypothèse sur la séparation de température des tubes vortex basée sur une étude portant sur la structure d'écoulement et l'analyse énergétique. La distribution de la densité d'exergie le long du tube a été calculée, à partir de laquelle les raisons de la séparation de température ont été identifiées. Suite aux résultats obtenues et au bon accord avec d'autres travaux expérimentaux, une hypothèse a été proposée : la séparation de température dans un tube vortex est divisée en deux pièces, c'est-à-dire chute et augmentation de température. La température qui chute à l'extrémité froide est causée par le gradient de pression à l'avant partie du tube vortex et l'élévation de température à l'extrémité chaude est le résultat de la stagnation partielle et du mélange dû à la multi-circulation structure d'écoulement dans la partie arrière du tube. La diminution de la densité d'exergie périphérique dans la région froide est associée au processus de remplissage de la région centrale du tube, au cours duquel une expansion soudaine se produit. Aussi, l'uniforme le profil d'exergie dans la partie arrière du tube montre qu'il n'y a pas d'énergie importante transférée vers l'extérieur près de l'extrémité chaude et que l'élévation de température est causée par la transformation d'énergie de l'énergie cinétique du flux périphérique.

En 2014, Seyed Ehsan Rafiee, M. M. Sadeghiazad, Nasser Mostafavinia [5], ont fait une recherche expérimentale et numérique pour analyser l'effet de l'angle convergent et du diamètre de l'orifice froid sur l'efficacité thermique d'un tube à vortex. L'angle du tube chaud convergent a été varié de 1 degré à 9 degrés ce qui a indiqué que la capacité thermique la plus élevée pourrait être obtenue à  $\beta=5$  deg. Les résultats du laboratoire après configuration montrent que l'optimisation de l'angle de convergence du tube chaud élève l'efficacité de refroidissement et de chauffage autour de 32,03% et 26,21% ainsi, la capacité de refroidissement et l'efficacité de chauffage atteignent les plus hautes magnitudes lorsque le  $D_{\text{froid}}$  est d'environ 9 mm. Après l'application des résultats obtenus le tube a été capable de

## CHAPITRE 1 Généralités et état de l'art sur les tubes à vortex

---

diminuer et d'augmenter la température de l'air jusqu'à 9,05 K (42,89%) et 10,48 K (44,74%). une computationnelle dynamique des fluides (CFD) a été utilisée pour prédire les performances du flux d'air à l'intérieur du tube. L'enquête numérique a été réalisée par simulation CFD en régime permanent 3D à l'aide de FLUENT6.3.26. Les résultats ont montré que la concordance entre les prévisions de calcul et les mesures en laboratoire sont assez satisfaisants.

En 2014, Xingwei Liu, Zhongliang Liu [6], ont étudié l'effet de séparation d'énergie et de l'écoulement fluide à l'intérieur d'un tube à vortex. Un modèle tridimensionnel de CFD associé à un modèle de turbulence validé expérimentalement a été établi en utilisant une structure optimale du tube afin de valider le modèle de calcul. Les effets du diamètre de sortie du fluide froid sur le débit et la température de séparation d'un tube vortex ont été étudiés de manière approfondie. Une explication possible de l'influence du diamètre de sortie fluide froid sur la température entre la sortie de fluide froid et la sortie a été donnée. Les conclusions principales ont été résumées comme suite.

- Le modèle CFD peut être utilisé comme outil pour non seulement optimiser la conception du tube vortex, mais également pour reproduire le flux complexe à l'intérieur le tube vortex.
- Le choix du modèle de turbulence influe sur la précision du calcul du débit du tube vortex. Le modèle de turbulence k- $\epsilon$  réalisable est plus approprié pour les simulations de l'écoulement du tube vortex.
- Le diamètre de sortie du fluide froid a une grande influence sur la différence de température entre la sortie du fluide froid et la sortie du fluide chaud.
- l'existence de la différence de température entre la sortie de fluide froid et la sortie de fluide chaud réside principalement dans l'effet vortex qui a émergé en raison de l'interaction de la transition angulaire dynamique et transfert d'énergie cinétique.

En 2017, M.Attalla, Hany Ahmed, M. Salem Ahmed, A.Abo El-Wafa [7], ont étudiés les performances thermiques pour deux configuration d'un tube à vortex en série et enparallèle. L'étude des performances montre que le COP<sub>ref</sub> est amélioré pour VTS tandis que le COP<sub>HP</sub> améliore pour VTP. Le COP<sub>ref</sub> pour le système VTS est amélioré de 17,5% et 30% par rapport au système VTP et VTO. Le système COP<sub>HP</sub> pour VTP est amélioré de 18,2% et 27,3% par rapport au système VTS et VTO. Le tube vortex utilisé a rapport

## CHAPITRE 1 Généralités et état de l'art sur les tubes à vortex

---

spécifique  $L/D=1.6$ , longueur du tube chaud  $L = 112,5$  mm, diamètre intérieur du tube chaud  $D = 7,5$  mm, diamètre de l'extrémité froide  $d_c = 5$  mm et générateur de trois buses,  $N = 3$ . L'air sec est utilisé comme fluide avec différentes pressions d'air d'admission réglées de 2 à 6 bars. Les résultats expérimentaux ont révélé que la différence maximale de température froide s'est produite à la pression d'air d'admission de 6 bars et à la masse froide fraction de 0,4 pour les systèmes VTS et VTP.

En 2017, Hitesh R. Thakare, Ashok D. Parekh [8], ont effectués une enquête expérimentale et une analyse CFD de l'effet d'isolation sur les performances de séparation de température du tube à vortex. Les paramètres essentiels tels que les valeurs de température et de pression issues de l'expérimentation ont été utilisées pour développer des modèles de tubes puis les résultats ont été comparés aux résultats CFD qui a été faite pour émettre l'hypothèse d'amélioration des performances grâce à l'isolation. L'augmentation de la pression d'entrée entraîne l'augmentation de la séparation de température pour les conditions isolées et non isolées. Les performances du VT isolé ont été meilleures que celles du VT non isolé. Ils ont ainsi proposé que les fuites de chaleur importantes de l'atmosphère vers le VT soient responsables de la dégradation de performance du VT non isolé. Ils ont conclu que la séparation de la puissance de refroidissement est un paramètre de performance plus réaliste de VT que celle de la température d'extrémité froide seule.

En 2017, Volkan Kirmaci, Hüseyin Kaya, Ismail Cebeci [9], ont mené une analyse expérimentale pour étudier l'effet thermique des matériaux des buses et le fluide de travail sur les performances thermique du tube à vortex. L'oxygène et l'air ont été utilisés comme fluides de travail à pression d'entrer différentes. La réalisation de cette étude a été faite en utilisant trois matériaux des buses : fibre de verre, aluminium et acier. La fraction de masse froide a été maintenue à 0,36 et le rapport du tube vortex ( $L / D$ ) a été pris 10. Une analyse exégétique a également été effectuée pour chaque cas. Cette étude a révélé que le comportement thermique du tube dépend fortement du matériau de la buse, la température chaude est maximale avec le matériau de buse en acier, que l'efficacité exégétique est maximale avec une buse de six en aluminium pour l'air comme fluide et que le gradient de température est plus élevée avec l'air comme fluide de travail.

En 2019, Hüseyin Kaya, Onuralp Uluer, Evren Kocaoglu, Volkan Kirmaci [10], ont fait une analyse expérimentale des performances de refroidissement et de chauffage des systèmes de tubes vortex à contre-courant Ranque – Hilsch connectés en série et en parallèle utilisant le dioxyde de carbone comme fluide de travail. Cette analyse a été réalisée en utilisant des buses de 2,4 et 6 orifices, fabriquées à partir de polyamide et de laiton. La valeur moyenne de la fraction de masse froide était de 0,36 dans les analyses expérimentales. À la suite des études expérimentales, il est évident que le circuit RHVT connecté en parallèle est plus efficace que le circuit connecté en série et que l'effet de chauffage et de refroidissement est plus élevé. En outre, l'utilisation de CO<sub>2</sub> comme fluide de travail fournit une température de sortie froide relativement inférieure à celles de l'oxygène et de l'air. Un nombre croissant d'orifices dans les buses fournit une séparation d'énergie plus claire dans les tubes vortex, La buse en laiton-six donne la différence de température globale la plus élevée dans un système RHVT connecté en parallèle. Le résultat le plus significatif de cette étude est que la température de sortie du fluide froid a atteint 227,25 K, ce qui est dû à l'effet du CO<sub>2</sub>.

En 2019, Ines Mokni, Philippe Bournot, Hatem Mhiri [11], ont mené une analyse numérique de l'écoulement compressible dans les tubes à vortex, afin de contribuer à la compréhension du phénomène de séparation thermique. Les résultats trouvés en termes de température du flux chaud et du flux froid ont été comparés aux données expérimentales de la littérature. L'analyse a montré que la séparation thermique dans le tube vortex se fait principalement dans la région proche de la chambre de vortex et généralement jusqu'au point d'arrêt. De plus, la séparation de l'énergie est le résultat des contraintes visqueuses entre les couches fluides en rotation ainsi qu'au processus de détente et de compression des deux flux (vortex libre et vortex forcé).

### 1.4. Type de tube à vortex

Beaucoup d'efforts ont été déployés pour essayer d'améliorer les performances de tube vortex. Différentes conceptions ont été proposées et expérimentées. On distingue différents types de tube vortex selon la géométrie et le type d'écoulement. La plupart des études ont été entreprises avec des tubes vortex à contre-courant ou à courant parallèle comme le montre les Figure 1.1 et 1.2.

### 1.4.1. Ecoulement à contre-courant

Dans ce cas, les circulations du gaz chaud et froid sont en sens opposées Figure 1.1. Ce type est le plus répandu industriellement, il est largement utilisé grâce à son efficacité qui est supérieure à d'autres types et qui est plus facile à fabriquer. Un tube vortex à contre-courant est constitué d'orifices d'admission, un tube vortex, une sortie chaude munie d'une valve de forme conique sur une extrémité du tube vortex et une sortie froide à l'autre extrémité près des orifices d'admission. Le débit d'air réfléchi, refroidi par échange de chaleur avec le débit d'air incident, se dirige vers une sortie froide située à la première extrémité du tube vortex.

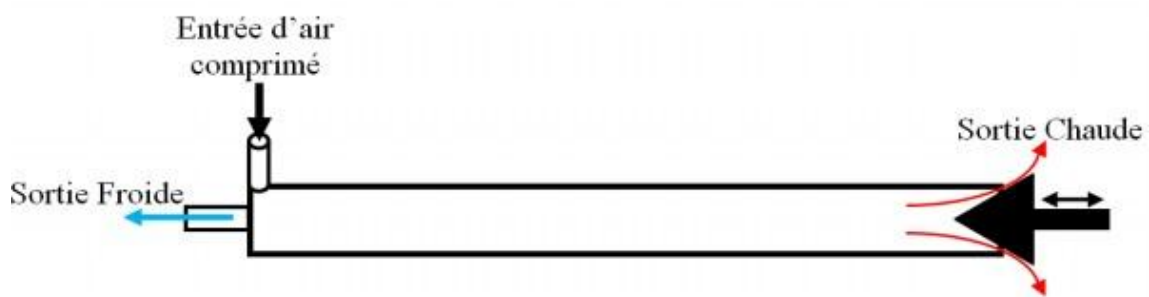


Figure 1.1 : Ecoulement à contre-courant dans un tube vortex [12].

### 1.4.2. Ecoulement à co-courant

La circulation du gaz chaud et froid se fait dans le même sens. L'air froid sort par un trou dans l'axe de la valve conique. Le fonctionnement de tube vortex à co-courant est similaire au type le contre-courant. Ce type de tube à vortex se compose d'orifices d'entrée, d'un tube vortex et une sortie froide concentrique avec une sortie chaude annulaire.

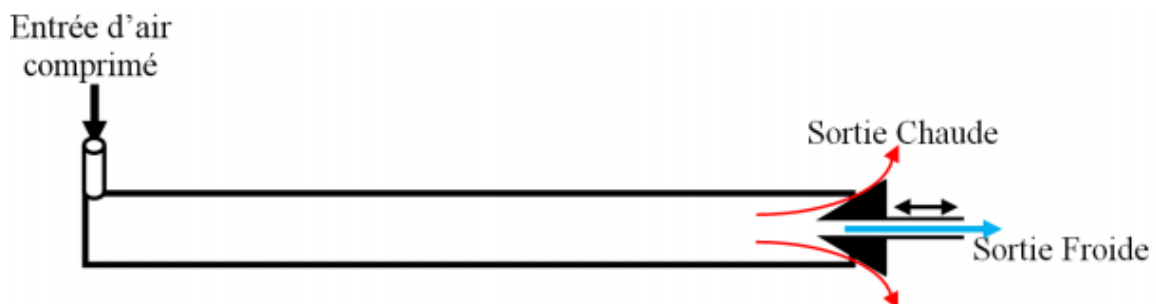


Figure 1.2 : Ecoulement à co-courant dans un tube vortex [12].

### 1.4.3. Modèle à tube conique

Afin de raccourcir la longueur du tube, Takahama [13] a introduit le tube vortex conique en 1981. Cette divergence de tube vortex peut atteindre les mêmes performances que le tube normal mais avec une longueur plus petite. Parce qu'à l'intérieur du tube divergent, la section transversale augmente jusqu'à l'extrémité chaude, le gradient de la vitesse axiale du gaz diminue. Il a suggéré que l'angle de divergence devrait être dans la plage  $1,7^\circ \sim 5,1^\circ$ .

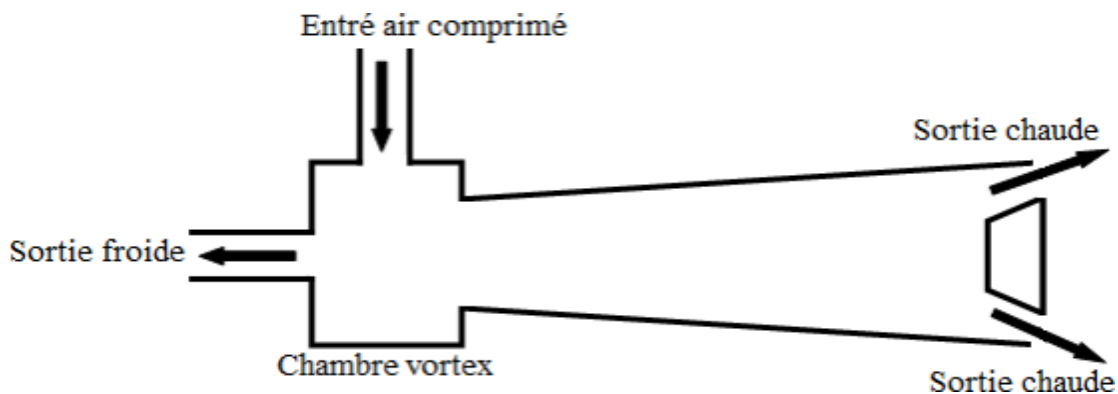


Figure 1.3 : Tube vortex conique [14].

### 1.4.4. Modèle de tube vortex divergent à double circuit

En 1996, Piralishvili et Polyayev [15] ont introduit un nouveau type de tube vortex: le tube vortex Double Circuit avec un tube conique pour améliorer les performances, comme le montre la Figure 1.4.

A l'extrémité chaude, au centre de la vanne de régulation, se trouve un orifice qui permet la rétroaction gaz à injecter dans le tube vortex. Le gaz de rétroaction à la même température comme gaz d'entrée mais à basse pression. Avec cette conception, la puissance de refroidissement du système est augmentée et les performances du tube vortex sont améliorées.

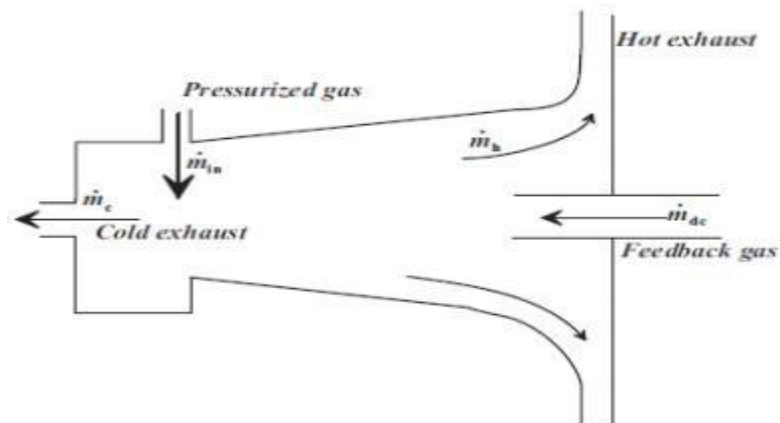


Figure 1.4 : Tube vortex divergent à double circuit [16].

### 1.5. Applications des Tubes Vortex

Les Tubes Vortex ont une efficacité inférieure à l'équipement traditionnel de climatisation. Ils sont couramment utilisés pour le refroidissement localisé peu coûteux, lorsque l'air comprimé est disponible.

Ils sont utilisés dans l'industrie pour refroidir les machines, travaillant sur des matériaux ne supportant pas de refroidissement liquide, perceuses, fraiseuses, tours etc. ou sur des matériaux portés à très haute température lors de l'usinage.

#### 1.5.1. Refroidissement ponctuel à l'aide de tubes vortex

Les tubes Vortex sont idéaux pour refroidir des zones spécifiques, ils fonctionnent à la fois sur les machines et sur les composants et atteignent des températures jusqu'à 50° C inférieures à la température de l'air comprimé.

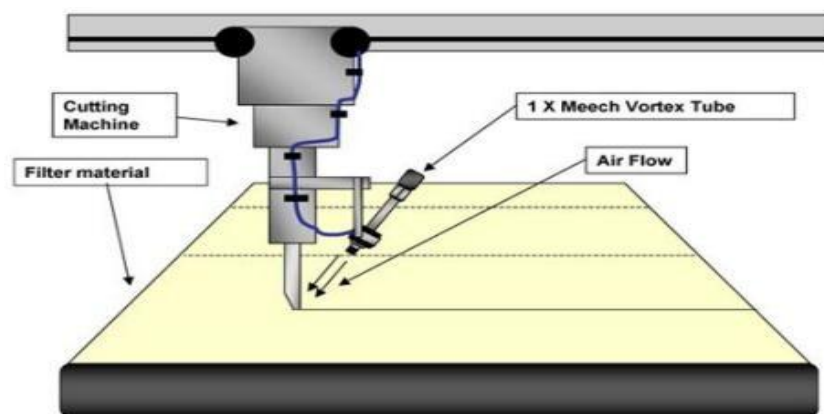


Figure1.5 : Intégration d'un tube vortex sur une machine de découpage.

## CHAPITRE 1 Généralités et état de l'art sur les tubes à vortex

Comme nous le montre la Figure 1.5, un tube à vortex a été intégré sur une machine de découpe pour la fabrication de filtres. En coupant le matériau, la lame métallique se chauffe, fait fondre la matière du filtre et causant des jets de copeaux surchauffés. Pour cela un tube à vortex a été installé à la périphérie de l'outil tranchant et souffle de l'air froid pour refroidir la lame et ainsi empêcher la fonte de la matière. Cette technique élimine tous les défauts dus à l'accumulation de chaleur.

### 1.5.2. Soudage sonore à l'aide de tubes vortex

La chaleur générée par le processus de soudage sonore peut provoquer une surchauffe du pistolet. Un tube vortex peut être utilisé pour contrôler le transfert de chaleur, protégeant ainsi le pistolet.

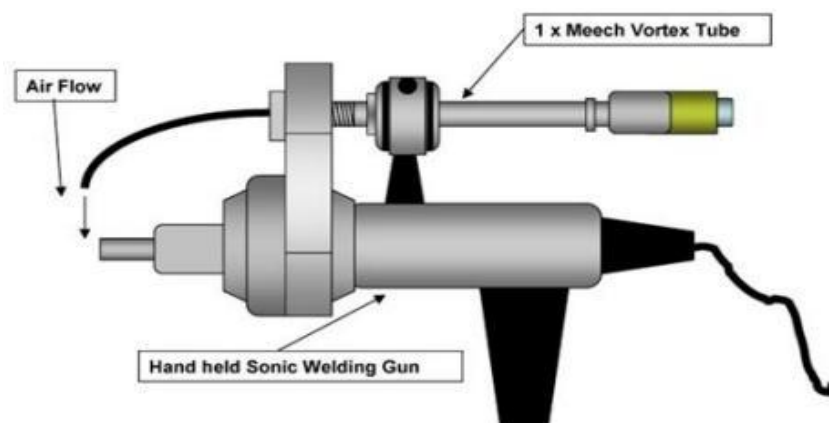


Figure 1.6 : Pistolet de soudage sonore avec intégration d'un tube à vortex.

Pour joindre les extrémités des emballages en papier absorbant une entreprise utilise le soudage sonore. Lorsque le soudage est utilisé pour des périodes prolongées, la chaleur générée peut provoquer une surchauffe du pistolet, cela conduit à des temps d'arrêt de la machine. Un tube à vortex a été monté sur le pistolet portable avec la sortie dirigée sur la pointe du pistolet. En actionnant simultanément le tube à vortex et le pistolet sonore, la pointe du pistolet se refroidit suffisamment pour éviter la surchauffe et annule les temps d'arrêt inutiles.

### 1.5.3. Séchage à l'aide de tubes Vortex

Les tubes vortex peuvent également être utilisés pour refroidir les composants électriques, plusieurs tubes peuvent fonctionner dans une ligne de production pour accélérer le processus de séchage.

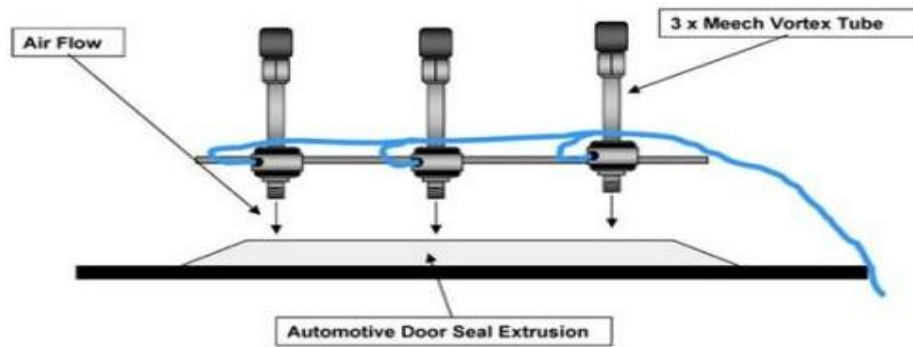


Figure 1.7 : Séchage d'extrusion de joint de porte automobile à l'aide de trois tubes vortex.

Dans la figure ci-dessus les tubes Vortex sont utilisés pour refroidir et sécher l'extrusion de joint de porte automobile avant qu'elle ne soit revêtue d'une couleur assortie à l'intérieur de la voiture. Le processus de revêtement ne peut être effectué tant que l'extrusion d'origine n'est pas froide et sèche. Un tube Vortex accélère le temps de production.

### 1.5.4. Liquéfaction des gaz à l'aide de tubes vortex

Le principe fondamental des techniques de liquéfaction de gaz est d'extraire la chaleur du gaz d'une manière à amener son état thermodynamique dans la région de saturation. Pour les gaz ayant des points d'ébullition relativement élevés, tels que la série des alcanes d'hydrocarbures, l'extraction de la chaleur peut être accomplie par des systèmes de réfrigération conventionnels en cascade. D'autres gaz ayant des points d'ébullition inférieurs à celui du méthane sont généralement liquéfiés par un refroidissement induit par des processus de détente à haute pression. Le tube vortex peut assurer cette détente dans une installation cryogénique telle que celle de Linde Figure 1.8.

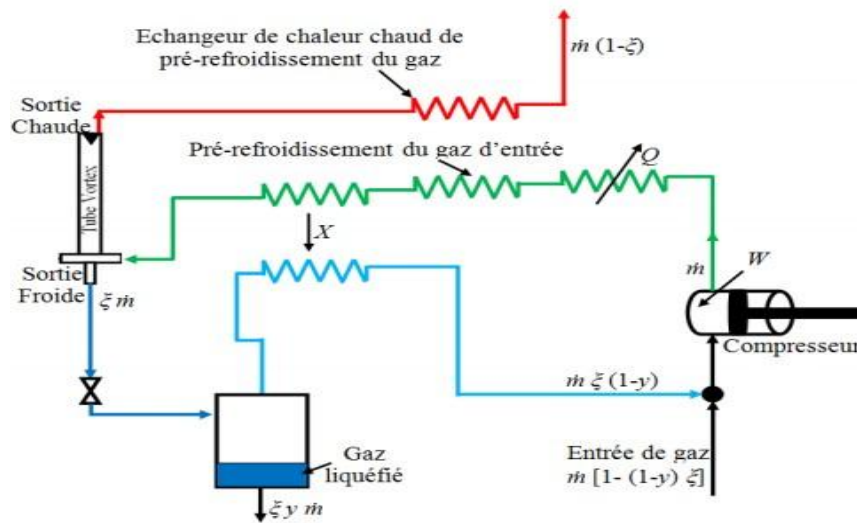


Figure 1.8: Procédé de Linde de liquéfaction de gaz par tube vortex [12].

### 1.6. Conclusion

Ce chapitre, présente une évaluation du modèle tube à vortex au cours du dernier siècle qui a fait l'objet de plusieurs recherches. Après que Hilsch ait présenté son travail, les enquêtes sur le RHVT commençaient à devenir prospères et intéressaient de nombreux chercheurs en raison des phénomènes magiques, parfois appelés démons de Maxwell se produisant dans le tube vortex.

Mais en raison d'inefficacité, l'intérêt pour le VT s'est calmé au cours des Années 1970. Dans les années 80, des chercheurs de l'ex-URSS ont manifesté un regain d'intérêt et ont introduit la Chine dans la conquête du système tube vortex. Aujourd'hui, dans certaines universités, le système RHVT est un exemple pédagogique cours de thermodynamique.

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

---

### 2.1 Introduction

Malgré la difficulté constructive du Tube de Ranque-Hilsch, de nombreux paramètres doivent être pris en considération, la modélisation physico-mathématique du phénomène de séparation énergétique d'un flux d'air comprimé à température ambiante en deux courants l'un froid et l'autre chaud, est complexe et pas encore parfaitement élucidée, c'est pourquoi la recherche scientifique dans ce domaine est active.

Dans ce chapitre nous allons présenter les différentes pièces fabriquées pour la création de notre tube à vortex, nous allons aussi discuter les tests effectués ainsi que du matériel utilisé pour l'élaboration de cette expérimentation pour enfin comparer les résultats obtenus par rapport à la bibliographie.

L'objectif de cette expérience est d'obtenir les caractéristiques de performance de notre tube vortex Ranque-Hilsch, à partir de la première loi et la deuxième loi d'un système thermodynamique et de trouver une nouvelle modélisation qui peut nous renseigner sur le fonctionnement optimal de ce système.

### 2.2 Principe de fonctionnement

L'air pressurisé est injecté tangentiellement dans la buse d'entrée, puis passe à travers les buses d'injection qui sont réparties d'une manière uniforme avec un angle ( $\alpha$ ) entre chaque trou. L'air est comprimé directement aux parois du tube par les forces centrifuges dans cette situation il existe une différence de pression entre le centre et les parois du tube, donc les particules de fluide se déplacent radialement vers le centre, et en tenant compte de la conservation du moment angulaire, la vitesse de la particule au centre devient plus élevée que celle près de la paroi, les particules fluides près du centre tentent d'accélérer les particules extérieures, par conséquent, l'énergie mécanique est transférée vers les régions extérieures [1], le cyclone obtenu tourbillonnant sur un axe appelé vortex, l'air s'échauffe en frappant à grande vitesse les parois du tube et s'échappe en partie par la valve conique relative à la sortie du flux chaud, qui empêche la totalité du débit de sortir vers l'extérieure ce qui oblige le refoulement du fluide vers l'intérieure du tube suivant le chemin inverse par le centre du cyclone entraînant la chute de la vitesse et de la pression du fluide causant les pertes de charge et sort avec une basse température dans la région froide [17]. La manipulation de la valve de sortie permet de régler le couple débit/refroidissement de la sortie froide : plus le volume de sortie est grand, moins la chute de température est importante.

### 2.3 Réalisation

Pour la réalisation de notre tube à vortex nous avons fait appel à des méthodes de fabrication tel que l'usinage à l'aide de tour et de fraise manuelle. Bien que les opérations soient avérées couteuses et nécessitent de grandes précisions, nous avons réalisé notre prototype avec nos propres moyens au niveau de l'atelier de la faculté.

Malgré les difficultés rencontrées au cours de notre réalisation, notamment le manque de précision des machines qui sont des modèles anciens, et le manque du matériel nécessaire nous avons dû poursuivre quelques opérations d'usinage au niveau de la SARL TREFAL à Reghaia-Alger qui on mis à notre disposition tout le matériel dont nous avons besoin pour la finalisation de notre prototype.

La réalisation du tube à vortex a été faite exclusivement en aluminium pour de nombreuses raison notamment la disponibilité de celui-ci au niveau de notre atelier; matière très facile a usiner et dont les caractéristiques physiques sont adéquates (résistant à l'oxydation, point de fusion élevé  $658^{\circ}\text{C}$ ).

### 2.4 Pièces utilisées

La figure 2.1 montre les différents éléments constitutifs de notre tube à vortex ainsi que leurs dénominations communes. Les détails de chaque élément seront donnés dans cette partie.

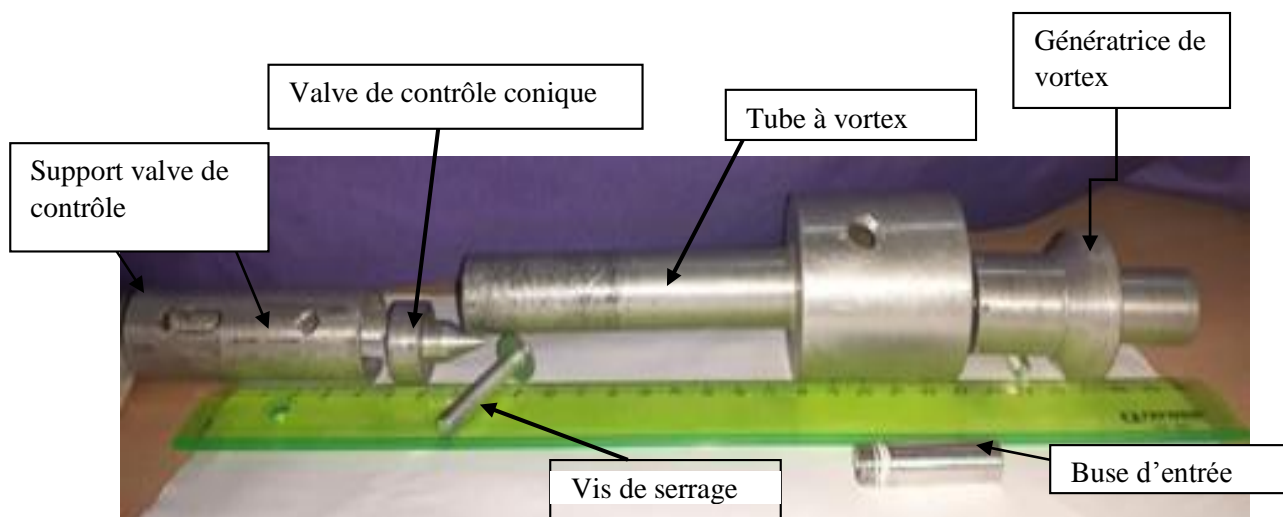


Figure 2.1 : Eléments constitutifs du Tube vortex.

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

### 2.4.1 Tube à vortex et chambre à vortex

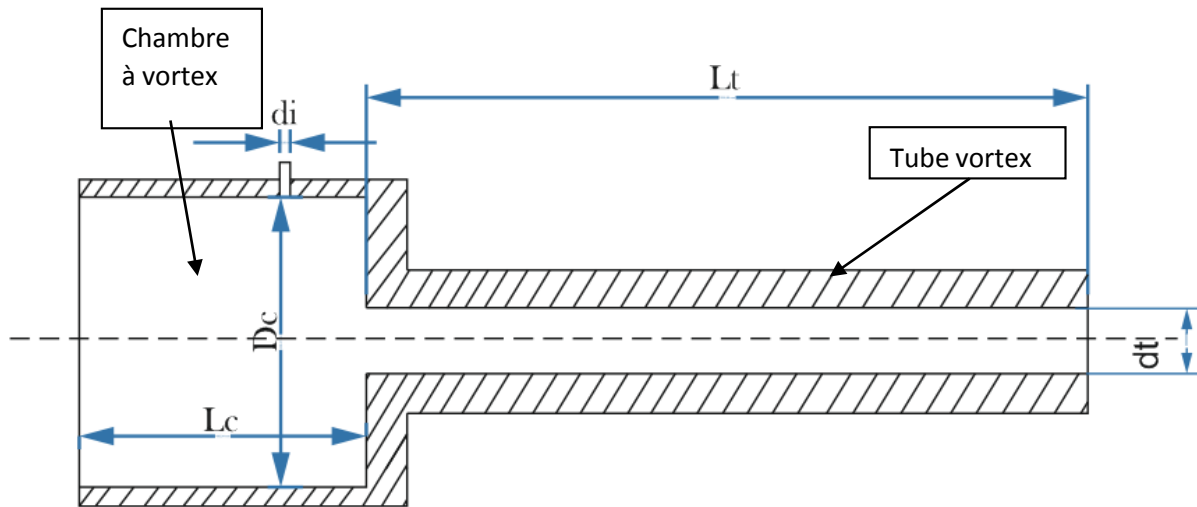


Figure 2.2 : Schéma d'une chambre et tube à vortex. Dimensions principales.

La figure 2.2 montre le dessin schématique du tube à vortex et de la chambre à vortex. La chambre à vortex de diamètre  $D_c=38.6\text{mm}$ ,  $L_c=39.8\text{mm}$  de longueur, est utilisée pour diriger le flux grâce à une buse d'injection d'entrée de section  $78.5\text{ mm}^2$ , soit un diamètre  $d_i=5\text{mm}$ , et applique une répartition uniforme de la pression sur la buse à vortex Figure 2.3.

Au cours de toutes les expériences, la taille du tube et de la chambre à vortex est constante. Les diamètres intérieur et extérieur du tube à vortex sont respectivement  $d_t=16.2\text{ mm}$  et  $21.7\text{ mm}$  et la longueur du tube de  $L_t=113.4\text{ mm}$ . Les principaux changements au cours des expériences sont la taille et le nombre de buses d'injections d'entrée et les différentes conditions d'entrée au tube vortex lui-même.

### 2.4.2 Génératrice de vortex

La génératrice à vortex est une partie importante de la configuration du RHVT, elle génère l'écoulement hautement tourbillonnant dans le tube à vortex intérieur via une série symétriquement installée de buses d'injection. La figure ci-dessous montre les 3 différentes génératrices utilisées au cours de notre expérience.

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

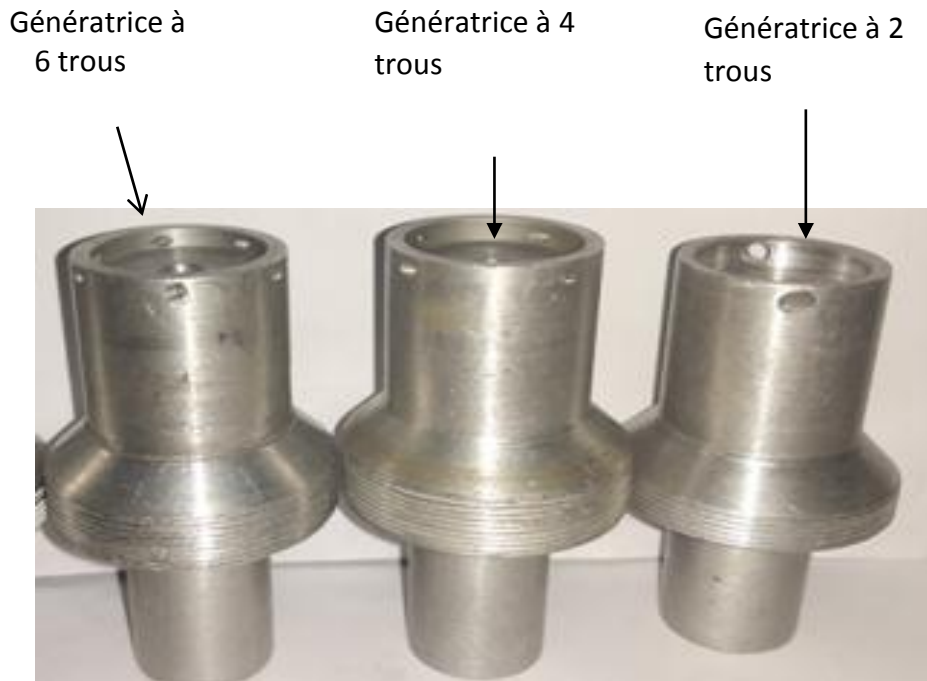


Figure 2.3 : Génératrice a vortex en aluminium (N= 6, N=4, N=2 buses d'injection).

Trois géométries typiques qui seront discutées sont des génératrices coniques divergentes du côté de la sortie froide à N=6, 4, 2 buses d'injection respectivement comme illustré à la Fig. 2.3. Dans l'analyse, le support de travail à travers la buse d'entrée est l'air.

A première vue, ces pièces semblent simples mais de grande nécessité. Elles ont la particularité de jouer deux rôles : l'un est de créer le phénomène de vorticité grâce à ces buses d'injection qui sont disposées tangentiellement sur celles-ci avec des angles différents distants de  $60^\circ$ ,  $90^\circ$  et  $180^\circ$  et le second rôle est l'échappement froid par un orifice de ( $D_{ef}$ ) qui a une forme conique  $8^\circ$  d'angle qui va jusqu'à l'extrémité froide du tube d'échappement Figure 2.4.

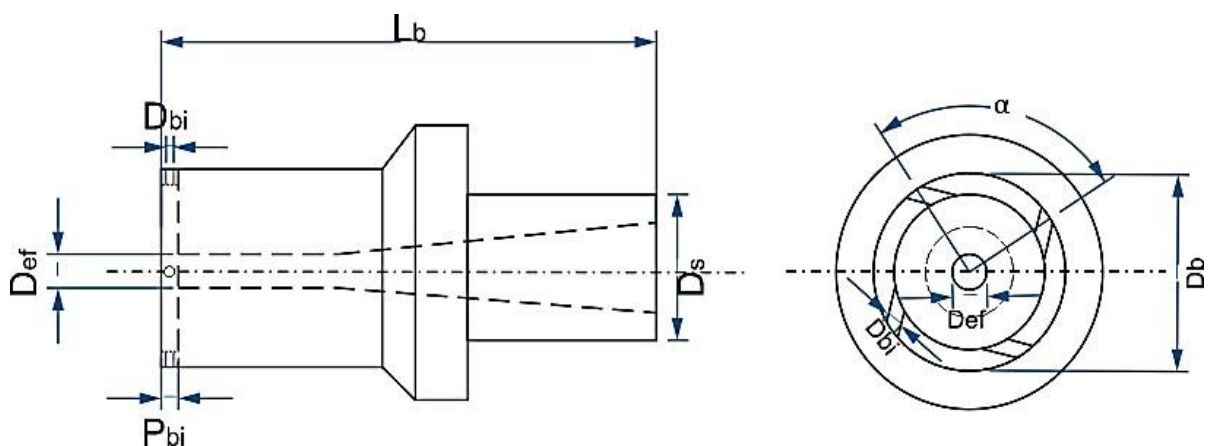


Figure 2.4 : Schéma représentatif d'une génératrice à vortex.

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

Génératrice de vortex	N=6	N=4	N=2
Lb (mm)	69,8	70,1	65
Dbi (mm)	1,5	1,5	3
Db (mm)	27,4	27,4	27,1
surface totale des buses (mm <sup>2</sup> )	10.597	7.065	14.13
Pbi (mm)	3	3,8	5
Def (mm)	5,4	5,3	5,2
Ds	20.4	20.4	20.4
$\alpha$	60°	90°	180°

Tableau 2.1: Cotation des 3 génératrices à vortex

### 2.4.3 Valve de contrôle

La sortie à l'extrémité chaude a une forme d'anneau. Dans le tube vortex d'origine, une valve mobile a été insérée afin de modifier le débit pour une utilisation différente. Plusieurs formes illustrées à la Figure 2.5 ont été utilisées. Cependant, il ne semble pas y avoir de différence dans les résultats par conséquent nous avons utilisé la pièce 1 par default. Dans notre cas, nous avons étudié trois cas d'ouverture dans cette zone de sortie chaude 0.5 mm, 1mm et 2mm pour déterminer l'influence de la section de sortie sur notre prototype, le choix de travailler avec ces dimensions a été fait grâce à l'efficacité de celles-ci rencontrée par les chercheurs au cours des dernières années. Déterminer une certaine taille de cette zone est donc nécessaire afin d'avoir les meilleures performances.

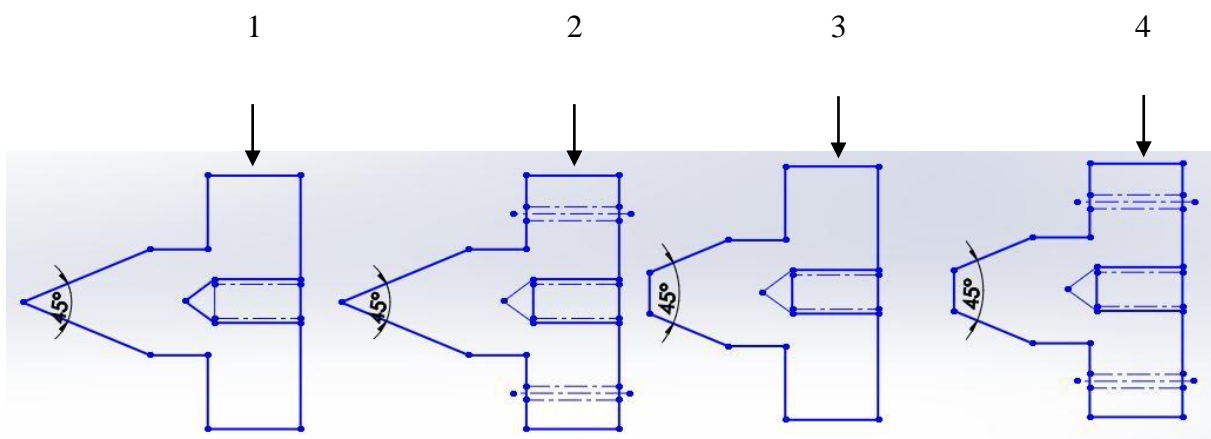


Figure 2.5 : les différentes géométries de valve de contrôle.

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

### 2.4.4 Support valve de contrôle

Comme son nom l'indique, ce support permet de maintenir la valve de contrôle du tube à vortex et par cet effet, réguler le positionnement de la valve par rapport au tube grâce à une vis implantée sur la valve conique ainsi que deux rainures pour la sortie d'air chaud.

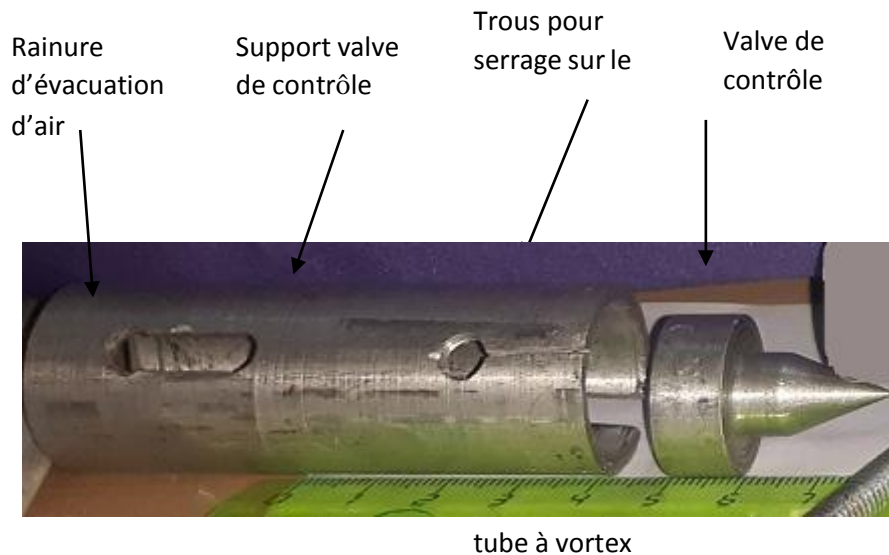


Figure 2.6 : Support valve de contrôle + valve de contrôle.

### 2.4.5 Buse d'entrée

Pièce assez simple, qui a pour rôle d'injecter et de diriger le flux d'air comprimé au niveau de la chambre à vortex de diamètre d'injection  $d_i=5\text{mm}$  qui se maintient à la paroi du tube grâce à son filetage de serrage Figure 2.7.



Figure 2.7 : Buse d'injection

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

### 2.5 Géométrie obtenue

Une image et un schéma du tube vortex sont montrés ci-dessous comme Figure 2.6 et Figure 2.7. La longueur du tube de travail de 113.4 mm est l'endroit où l'effet de séparation d'énergie se produit. Il sera également utilisé comme géométrie pour le modèle CFD, qui sera décrit dans l'échappitre suivant.

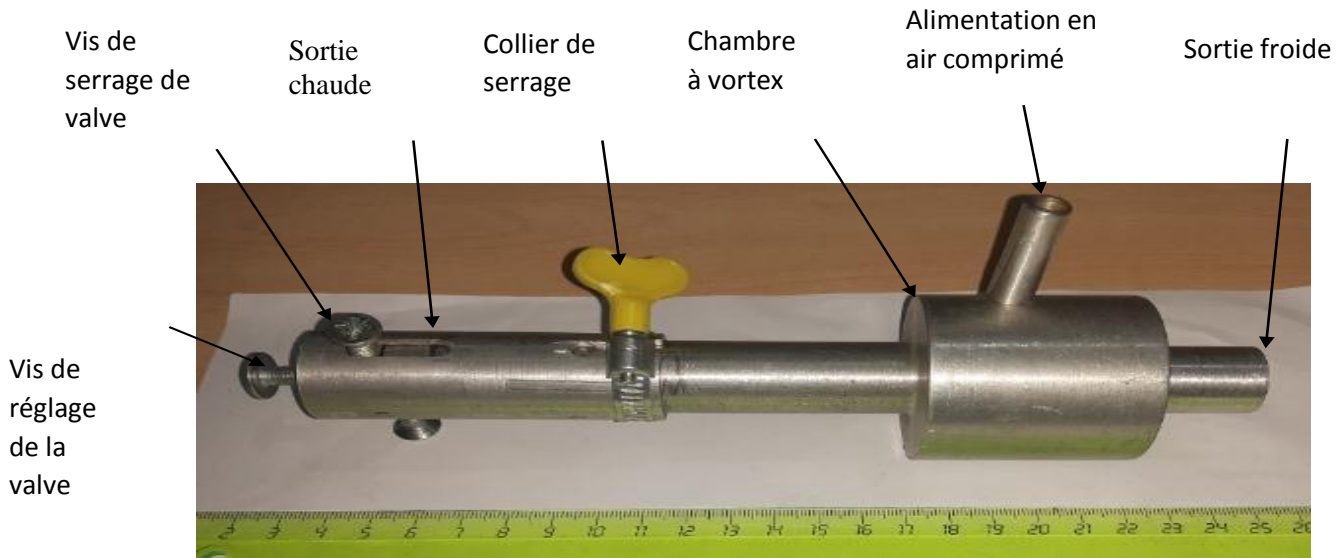


Figure 2.8 : Assemblage du tube à vortex.

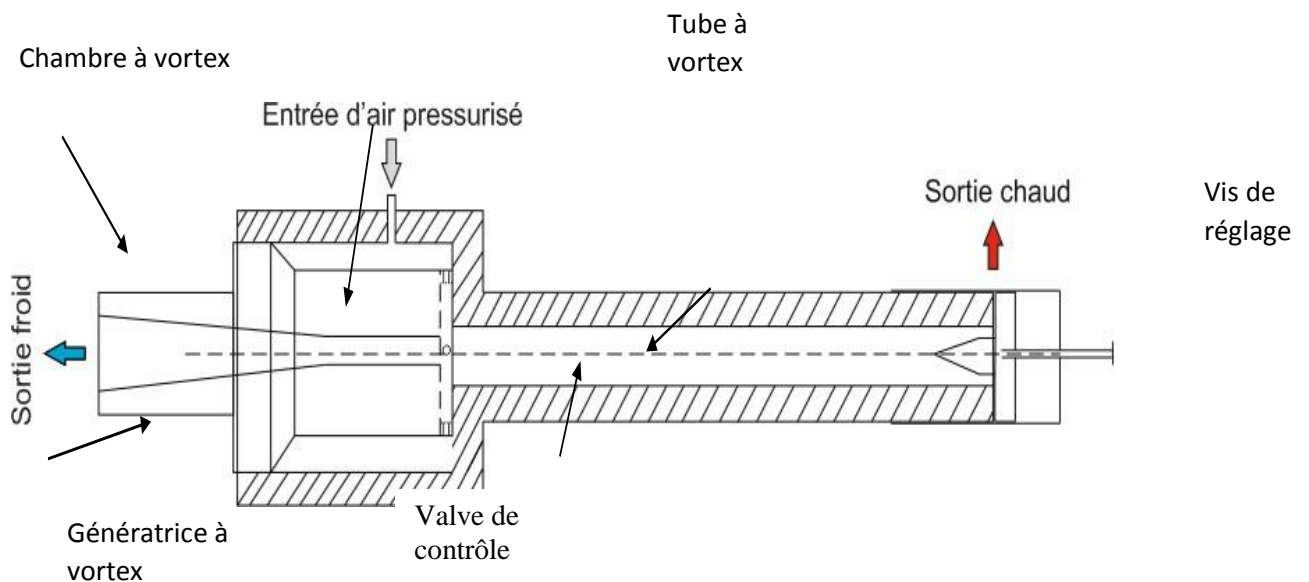


Figure 2.9 : schéma de l'assemblage du tube a vortex.

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

### 2.6 Configuration expérimentale

Dans cette section, la conception de la configuration est expliquée. La configuration est séparée en différents composants, chacun ayant sa propre fonction.

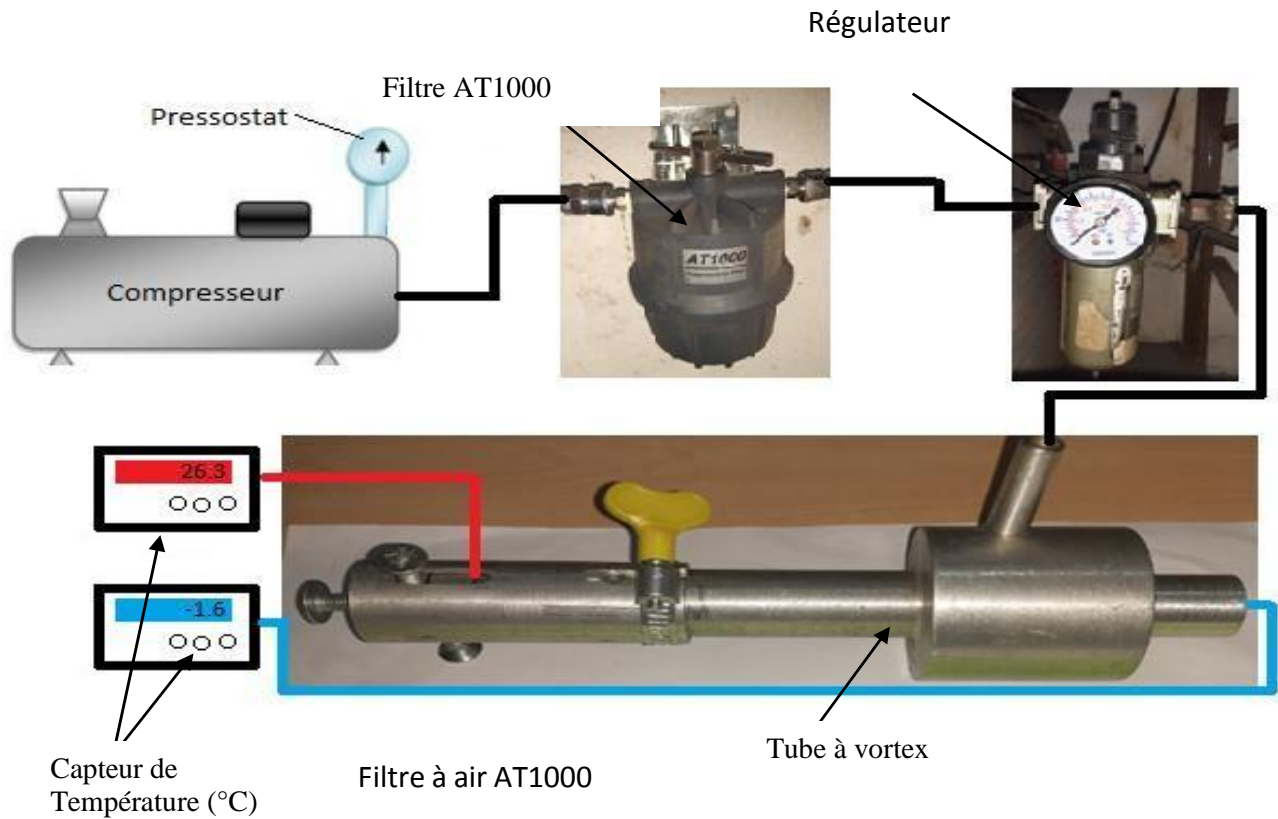


Figure 2.10 : Principe de l'installation expérimentale.

L'installation expérimentale est composée du tube à vortex branché au compresseur passant par un manomètre déshumidificateur et un filtre à air. Les températures sont mesurées à l'aide de deux capteurs de température à affichage digital. Comme cela est montré dans la Figure 2.10.

#### 2.6.1 Compresseur

Le compresseur utilisé de marque italienne "fiac" a une capacité maximale de 10 bar /145 psi, 500L de volume maximum et de débit 830 l/min et muni d'un régulateur de pression qui permet de régler la pression d'air de sortie voulue.

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex



Figure 2.11 : Compresseur utilisé au cours des tests.

Informations techniques :

<b>Référence</b>	COM01218
<b>Nom de produit</b>	AB 500/858 TF+T
<b>Débit d'air aspiré (l/min)</b>	830 l/min
<b>Débit d'air (m<sup>3</sup>/h)</b>	50 m <sup>3</sup> /h
<b>Catégorie de produit</b>	Compresseur à piston
<b>Capacité de réservoir (litres)</b>	500
<b>Démarrage</b>	Démarrage direct
<b>Tours par minute (rpm)</b>	1 280 tr/min
<b>Nombre de cylindres</b>	2
<b>Mobilité</b>	Stationnaire
<b>Pression maximale (bar)</b>	10

Tableau 2.2 : Informations techniques du compresseur fiac [18]

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

### 2.6.2 Capteurs de température

Deux capteurs thermiques ont été utilisés durant le test, où la mesure a été faite en degré °C. Les capteurs ont été utilisés pour mesurer les différentes températures, cependant la différence de température aux deux extrémités a été déterminée par deux capteurs à sonde directement reliés au tube à vortex, aux extrémités chaude et froide. Il a été remarqué que l'incertitude pour les capteurs ci-dessous Figure 2.10 est de  $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ . Les capteurs se composent essentiellement de deux composants : d'un compteur de température numérique FC-04 et d'une sonde de mesure Pt100.



Figure 2.12 : Régulateurs de températures + sondes de mesure.

### 2.6.3 Sonde de mesure Pt100

Une sonde Pt100 est un type de capteurs de température aussi appelé RTD (détecteur de température à résistance) qui est fabriqué à partir de platine. L'élément Pt100 a une résistance de 100 ohms à 0 °C, et il est de loin le capteur Pt100 le plus utilisé. Ces capteurs sont équipés d'une gaine de protection ou de montage pour former une sonde de température, et ceux-ci sont couramment appelés des PRT (thermomètre à résistance de platine) où des sondes Pt100. elles présentent les avantages suivants :

1. Grande plage de températures de  $-200^{\circ}\text{C}$  à  $850^{\circ}\text{C}$
2. Courbe caractéristique quasi linéaire
3. Précision élevée
4. Bonne interchangeabilité.

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

Temp °C	Classe B	Classe A	1/3 DIN
-200	1,30	-	-
-100	0,80	-	-
-50	0,55	0,25	0,18
0	0,30	0,15	0,10
100	0,80	0,35	0,27
200	1,30	0,55	0,43

Tableau 2.3 : tolérances de température des sondes Pt100 [19]

Pour calculer la tolérance de nos mesures nous devons d'abord connaître l'écart de température le plus froid jusqu'à le plus chaud mesuré lors de nos tests qui est de 30°C.

La norme DIN IEC 751 spécifie la classe A de tolérance de température :

1. Classe A =  $\pm (0,15 + 0,002*t)$  °C ou  $100,00 \pm 0,06 \Omega$  à 0 °C

$$\text{Classe A} = \pm (0,15 + 0,002*30^\circ\text{C}) = \pm 0,21^\circ\text{C}$$

Donc pour notre cas, la tolérance de température des sondes Pt100 est de  $\pm 0,21^\circ\text{C}$ .

### 2.6.4 Compteur de température FC-04

Pour pouvoir mesurer une température, l'élément capteur à résistance pt100 doit être raccordé à un dispositif de surveillance ou régulateur adéquat, pour cela deux compteurs ont été ajoutés pour chaque sonde.

Le compteur est de dimension internationale standard à 3 touches de réglage, affichage à une seule rangée avec une précision de commande élevée.

Caractéristiques techniques :

1. le type d'entrée: PT100
2. la plage d'affichage de la température: -50 ~ 150 °C
3. la capacité de contact de sortie du relais: 7A 240V
4. la dimension externe (mm): 76 × 34 × 72                      taille du trou (mm): 70 × 28

## CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex

---

5. puissance de travail: AC110 ~ 242V, 50/60 Hz, la dissipation de puissance est inférieure à 3W
6. l'environnement de travail: Température 0 ~ 50,0 °C, d'humidité relative  $\leq 85\%$ , sans corrosion et un fort rayonnement électrique.

### 2.6.5 Mesures de pression

Un régulateur de pression d'air avec séparateur d'eau et manomètre avec une ouverture de filetage de  $\frac{1}{4}$  qui a été l'instrument utilisé pour mesurer la pression de l'air comprimé. La plage de lectures de pression pour le manomètre utilisé est de 0 à 15 bars, et pour la température de fonctionnement est de 5°C à 50°C, et est fabriqué en acier inoxydable. L'incertitude pour ce manomètre est de +/- 0,2 bar. Il fournit de l'air sec et propre grâce au séparateur d'eau et à la purge d'eau. Le réglage de la pression de travail se fait en tournant la roue du haut. Grâce à un système de sécurité la roue de réglage ne peut pas être tournée involontairement, pour la débloquent il faut la tourner vers le haut. Après le réglage de la pression, on ré-appuie et le système de sécurité est enclenché. La cloche transparente permet un contrôle visuel de l'eau de condensation, celle-ci peut être vidée en faisant fonctionner la valve.

### 2.6.6 Filtre à air

Le « AT 1000 » est un filtre utilisé au cours de notre expérimentation pour éliminer la contamination de l'air comprimé utilisé dans notre tube à vortex. Il élimine les « éclaboussures » causées par l'humidité des conduites d'air comprimé. Conçu pour éliminer l'huile d'aérosol et l'humidité, le "AT 1000" est un réel avantage, en piégeant des particules aussi petites que 0,01 microns de pouce et peut filtrer jusqu'à 1250 litres par minute sans réduction de pression.

Caractéristiques [20]:

- Degré de filtrage : 01  $\mu$ inch - 0,25  $\mu$ m
- Pression maximale : 125 PSI - 8,5 bar
- Débit maximum @ 80% : 2700 SCFH – 1250 l/min
- Plage de température : 15-140F / -10 +60°C
- Tuyau de taille: 1/4 NPT
- Dimensions : 132 mm x 200 mm

### 2.7 Méthodologie de mesure

Dans cette partie, les tests seront présentés dans l'ordre dont lequel ils ont été effectués en analysant les aspects qui ont limité certaines performances et les changements effectués pour y remédier.

Tous les tests que nous allons présenter se réfèrent à la configuration expérimentale montrée dans la Figure 2.10, l'air provenant du compresseur passe par un filtre à air AT1000 pour éliminer la contamination de l'air comprimé puis un régulateur de pression d'air avec séparateur d'eau à la sortie est introduit pour éliminer les gouttelettes d'eau de condensation et réguler à la pression voulue, pour enfin arriver à la buse d'entrée du tube à vortex.

Nos tous premiers essais ont été destinés à prendre en main le montage expérimental et de le préparer pour les mesures finales, nous avons constaté que la pression ne se maintenait pas dans la bouteille d'air comprimé bien que le compresseur soit en action et que la pression maximale d'arrêt du compresseur ait été de 7 bar. En régulant la pression d'entrée du tube à vortex à 6 bar, le réservoir d'air comprimé de 500l se vide en quelques minutes ce qui entraîne la baisse de pression qui devient impossible à maintenir constant par insuffisance d'air. Pour y remédier à cette situation, nous avons couplé un autre compresseur du même type pour garantir le volume d'air comprimé nécessaire à maintenir la pression constante à 6 bar. Malheureusement, après avoir obtenu quelques résultats satisfaisants, un des deux compresseurs surexploités a surchauffé, ce qui a causé une panne. Malgré l'incident survenu, nous avons décidé de poursuivre les tests sur un seul compresseur en étant à l'arrêt c'est-à-dire en chargeant au maximum celui-ci à chaque fin de mesure de pression.

Deux tests principaux en été effectués avec la mise en place des sondes de températures à chaque orifice de sortie chaud/froid. Le premier a été que le compresseur soit en action le deuxième à l'arrêt. Pour chaque test, neuf essais ont été réalisés, nous avons régulé la valve de sortie chaude à 0.5mm ainsi nous avons enchainé les tests sur les génératrices à vortex de (2- 4- 6) buses d'injection puis à 1mm et enfin à 2mm.

Après avoir fini tous les essais, nous avons obtenu plusieurs courbes dont deux principales, la première en régime compresseur allumé (le compresseur a été mis en marche durant tout le test) les deux courbes de températures évoluent en sens opposé ; la température froide diminue tandis que la température chaude augmente. Pour le régime compresseur en arrêt (le compresseur étant en arrêt nous avons utilisé le stock d'air contenu pour le test). Les deux

## **CHAPITRE 2 : Etude et dimensionnement d'un tube vortex**

---

courbes évoluent dans le même sens ; les deux températures diminuent.

### **2.8 Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons vu les différents éléments constitutifs de notre prototype de tube à vortex et leur dimensionnement, le principe de fonctionnement du tube vortex Ranque- Hilsch a été expliqué ainsi que le principe de création du phénomène de vortex expliqué par Orthan Aydin [1] et M.Rezik [17].

Nous avons aussi donné la calibration de tout le matériel utilisé durant cette expérimentation ainsi que l'installation expérimentale de tout notre système expliqué en détail. Deux configurations ont été mentionnées (compresseur en action/compresseur au repos), pour les deux expérimentations nous avons obtenu le phénomène de vortex et par ce billet la séparation d'énergie a été satisfaisante, nous avons conclu que la configuration à compresseur au repos nous offre le temps nécessaire pour la prise des mesures et obtenir des résultats plus précis pour cela les chapitres suivants se baseront essentiellement sur cette configuration.

---

# **CHAPITRE 3 :**

## **Analyse thermodynamique**

### 3.1 Introduction

Le tube à vortex, appelé aussi le tube à vortex de Ranque \_ Hilish inventé en 1933, est un simple dispositif mécanique qui ne porte aucune pièce mobile. Son rôle est de séparer l'air comprimé en deux flux chaud et froid avec aucune réaction chimique ou énergie fournie de l'extérieur. Son utilisation est très simple. Ce critère lui a permis d'ailleurs dans la plupart des industries dans le monde, de l'intégrer pour le refroidissement des machines et des armoires électriques et dans plusieurs domaines d'applications. Le mystère phénomène physique qui fait apparaître deux températures est la séparation de l'énergie, le phénomène produit une température chaude au près de la valve et une température très basse par rapport à cette dernière dans la région froide en introduisant une seule pression.

### 3.2 Bilans thermiques

Une analyse thermodynamique est indispensable pour l'évaluation d'un système de conversion d'énergie. Pour les sciences thermodynamiques, les lois principales de la nature sont formulées par le premier et le deuxième principe de la thermodynamique comme notre étude et la séparation d'énergie dans un tube à vortex ce processus doit satisfaire les bilans massique, énergétique et entropique. Les bases fondamentales de tout problème physique sont les équations d'équilibres suivantes :

#### 3.2.1 Bilan massique

Le débit d'air entrant dans le tube est égal aux débits d'air sortants. Les fractions des débits d'air sont ajustées à l'aide de la valve conique qui se trouve à la sortie chaude. Le principe de conservation de la masse s'écrit, en général :

$$\sum \dot{m}_i \text{ entrante} = \sum \dot{m}_i \text{ sortante} \quad (3.1)$$

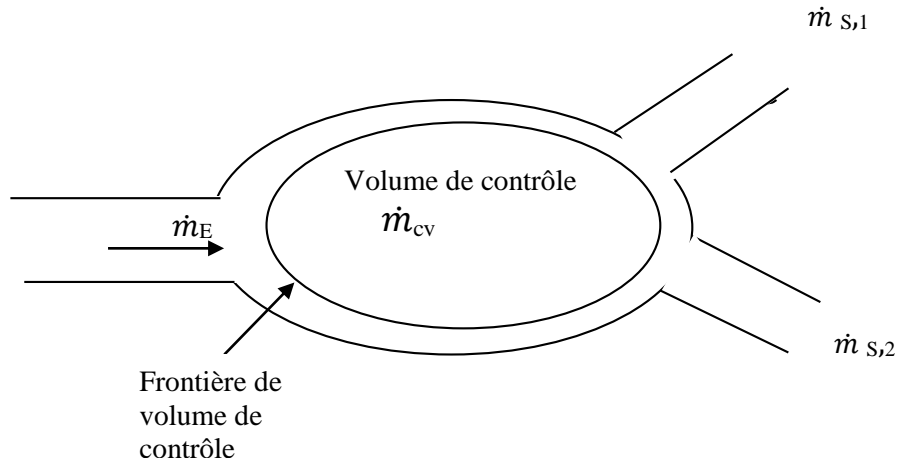


Figure 3.1 : schéma illustrant l'équation du bilan massique.

Donc le principe de la conservation de la masse satisfait l'expression suivante :

$$\dot{m}_E = \dot{m}_f + \dot{m}_c \quad (3.2)$$

$\dot{m}_E$  : est le débit massique introduit dans le tube à vortex.

$\dot{m}_f$  : est le débit d'air sortant dans la région froide.

$\dot{m}_c$  : est le débit d'air sortant dans la région chaude.

La fraction du débit massique froid est définie comme suit :

$$\mu = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_E} \quad (3.3)$$

À partir de (3.3), on peut exprimer les débits chaud et froid comme suit :

$$\dot{m}_f = \mu \dot{m}_E \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_c = (1 - \mu) \dot{m}_E \quad (3.5)$$

Si on maintient la valve complètement fermée, ça veut dire que  $\dot{m}_c = 0$ , et la fraction  $\mu = 1$

### 3.2.2 Bilan énergétique

L'énergie ne peut être créée ni détruite, elle ne peut qu'être convertie d'une forme à une autre, le premier principe de la thermodynamique est le principe de conservation, ce principe permet de lier la variation de l'énergie interne du système aux échanges apportés par le travail et la chaleur. Pour un système au repos on peut exprimer le premier principe sous l'expression suivante :

$$(d\dot{U})/dt = \dot{Q} + \dot{W} \quad (3.6)$$

$dU$  : représente la puissance interne totale et  $t$  le temps

$Q$  : la puissance fournie au système.

$W$  : le travail reçu par le système.

Cependant toutes les sortes d'énergie pour un système en mouvement, contribuent à la variation de l'énergie interne, donc le premier principe pour un fluide en mouvement s'exprime comme suit :

$$\frac{d\dot{U}}{dt} + \Delta[(Hg + \frac{1}{2}v^2 + gz) \dot{m}e] = \dot{Q} + \dot{W} \quad (3.7)$$

$Hg$  : représente l'enthalpie spécifique générée

Dans la dynamique des fluides l'expression de l'énergie cinétique dans un volume de contrôle contient deux parties comme le montre la relation suivante :

$$e_k = e_{k,\text{mean}} + e_{k,\text{turbulence}} \quad (3.8)$$

## CHAPITRE 3 : Analyse thermodynamique

---

tels que :

$e_{k,mean}$  : représente l'énergie cinétique moyenne du flux.

$e_{k,turbulence}$  : représente l'énergie cinétique turbulente.

L'énergie cinétique totale contenue dans le volume de contrôle est :

$$e_k = 1/2 \bar{v}^2 dm + 1/2 dm v'^2 = 1/2 \bar{v}^2 dm + 3/2 (\bar{v} I_{uvw})^2 dm \quad (3.9)$$

$dm$  : est la masse que contient le volume de contrôle.

$\bar{v}$  : la vitesse globale moyenne dans le temps.

$v'$  : fluctuations des vitesse qui varie dans le temps.

$I_{uvw}$  : l'intensité turbulente globale.

Énergie potentielle est donnée comme suit :

$$e_g = dm g Z \quad (3.10)$$

L'énergie potentielle est négligeable puisque la magnitude est presque nul ( $e_g=0, z=0$ )

l'enthalpie spécifique dans un volume de contrôle s'exprime :

$$h = dm c_p \Delta T \quad (3.11)$$

$c_p$  : chaleur spécifique à pression constante.

$\Delta T$  : différence de température.

L'énergie totale peut s'écrire donc :

$$e_t = h + e_k \quad (3.12)$$

### 3.2.3 Bilan entropique :

Le second principe de la thermodynamique peut être exprimé sous la forme du bilan entropique, qui stipule que pour un système thermodynamique, l'entropie d'entrée plus l'entropie générée est égale à l'entropie de sortie plus le changement d'entropie, donc la second loi de la thermodynamique peut être écrite :

$$\sum^E S + S_{\text{gen}} = \sum^S S + \Delta S_{\text{sys}} \quad (3.13)$$

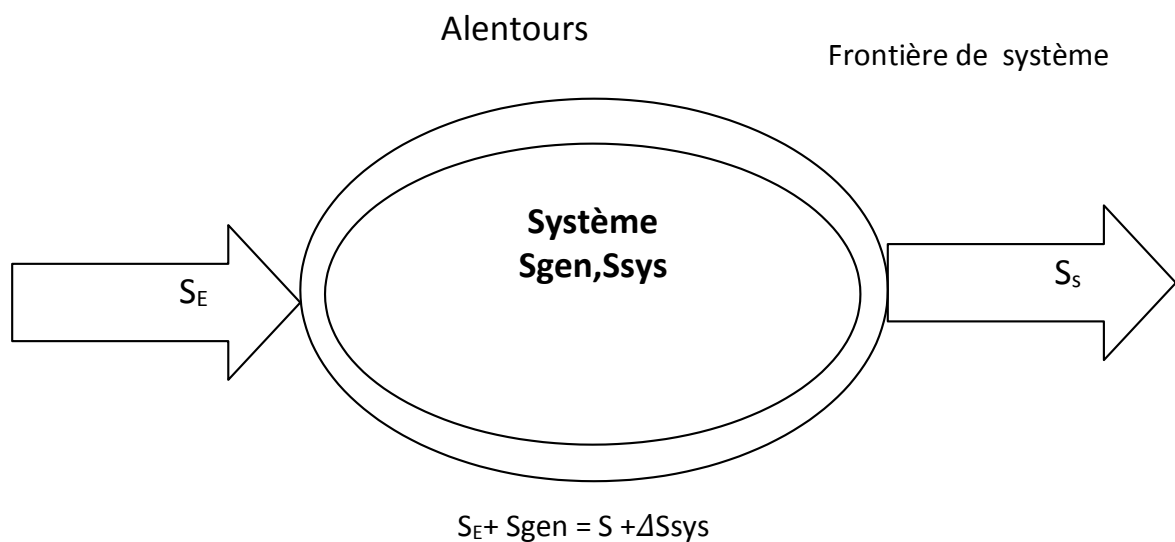


Figure 3.2 : Schéma explicatif de l'équation d'équilibre d'entropie.

avec:

$S_E$  : Entropie totale entrante.  $S_{\text{gen}}$  :

Entropie générée

$S_s$  : Entropie totale sortante

$\Delta S_{\text{sys}}$  : Entropie d'échange du système

## CHAPITRE 3 : Analyse thermodynamique

---

Ici le changement d'entropie d'un système est égal à la différence entre l'entropie finale et initiale  $\Delta S_{\text{sys}} = S_2 - S_1$ . L'équation du bilan entropique peut également être exprimée sous la forme :

$$\sum_E \dot{S} + \dot{S}_{gen} = \sum_S \dot{S} + \frac{dS_{\text{sys}}}{dt} \quad (3.14)$$

La détermination de l'entropie dans un volume de contrôle est très utile, car elle est incluse dans l'analyse exérgétique. Le changement d'entropie est donnée :

$$ds = \frac{\delta Q}{T} \quad (3.15)$$

$\delta Q$  le transfert de chaleur infinitésimal au volume de contrôle et  $T$  est la température d'équilibre du système,  $ds$  est l'entropie d'échange, qui peut être aussi calculée par la relation suivante :

$$Tds = dh - \frac{dp}{\rho} \quad (3.16)$$

$dh$  est le changement d'enthalpie,  $dp$  est le changement de pression et  $\rho$  la masse volumique dans le volume de contrôle. Pour un processus dans un volume de contrôle le changement d'entropie peut se calculer comme suit :

$$S_i - S_0 = C_p \ln \frac{T_i}{T_0} - R \ln \frac{P_i}{P_0} \quad (3.17)$$

$R$  représente la constante du gaz.  $P$  et  $T$  sont respectivement les pressions et les températures.

### 3.3 Analyse idéale

On distingue deux types de machines thermiques :

- Moteur thermique qui transforme la chaleur en travail mécanique à partir d'une source chaude comme le montre la figure suivante :

$$w < 0 \text{ et } Q_f + Q_c > 0$$

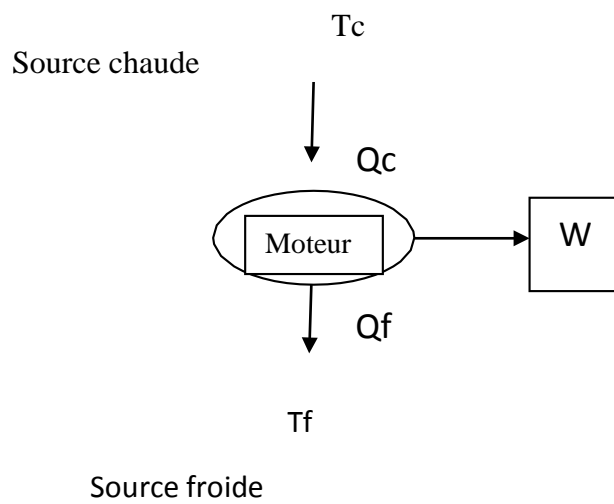


Figure 3.3: Moteur thermique.

La figure ci-dessous représente le principe de transformation d'un travail mécanique en source de chaleur d'une pompe à chaleur ou machine thermique  $W > 0$  Et  $Q_c + Q_f < 0$ .

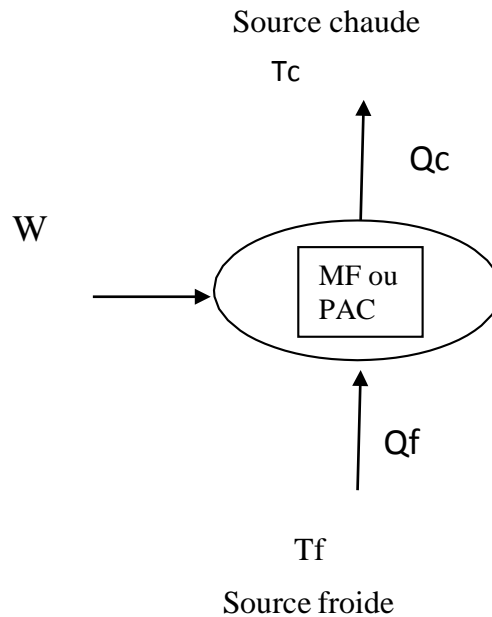


Figure 3.4 : Machine frigorifique ou pompe à chaleur.

Le tube à vortex ne porte aucune pièce mobile, donc on peut le considérer à la fois comme une machine frigorifique et pompe à chaleur, cette pièce présente un double intérêt d'où la production de la chaleur à la sortie chaude en même temps la production du froid à l'autre coté (sortie froide).

### 3.3.1 Efficacité d'une machine frigorifique (COP)

Pour calculer l'efficacité d'une machine frigorifique on doit calculer le rapport entre la chaleur extraite à la source froide  $Q_2$  et le travail nécessaire à cette opération

$$COP = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

La différence entre la température d'entrée et de la sortie froide est définie comme suit :

$$\Delta T_f = T_i - T_f \quad (3.18)$$

## CHAPITRE 3 : Analyse thermodynamique

---

La capacité de réfrigération est définie selon la relation suivante :

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f c_p (T_i - T_f) \quad (3.19)$$

L'énergie totale à l'entrée du tube à vortex peut être exprimé :

$$W = \dot{m}_i R T_i \ln (p_i / p_{atm}) \quad (3.20)$$

Le coefficient de performance idéal de réfrigération pour le RHVT est défini selon la relation suivante :

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}} \quad (3.21)$$

A partir des équations (2), (3) et (4), on peut écrire la relation suivante :

$$COP_{ref} = \frac{T_f}{T_{amb} - T_f} \quad (3.22)$$

Où  $T_i$  représente la température à l'entrée du tube à vortex et  $T_f$  la température à la sortie froide.

### 3.3.2 Efficacité d'une pompe à chaleur

Pour une pompe à chaleur, on s'intéresse au rapport entre la chaleur fournie à la source chaude  $Q_1$  et le travail nécessaire à cette opération. On définit alors l'efficacité :

$$COP = \frac{|Q_1|}{W} = \frac{Q_1}{Q_1 + Q_2} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} > 1$$

## CHAPITRE 3 : Analyse thermodynamique

---

La différence des températures entre l'entrée du tube à vortex et la température chaude de sortie est définie :

$$\Delta T_c = T_c - T_i \quad (3.23)$$

Avec :

$T_c$  : représente la température chaude à la sortie.

La chaleur est définie selon la relation suivante :

$$\dot{Q}_c = m_c C_p (T_c - T_i) \quad (3.24)$$

Si on considère le RHVT comme pompe à chaleur, le coefficient de performance idéal est le rapport de la capacité de chaleur sur la puissance du compresseur consommée

$$COP_{pc} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \quad (3.25)$$

On peut exprimer le  $cop_{pc}$  en fonction des températures comme suit :

$$COP_{pc} = \frac{T_c}{T_c - T_{amb}} \quad (3.26)$$

### 3.4. Conclusion

L'analyse thermodynamique est nécessaire pour l'étude de ce type de système pour mieux comprendre le phénomène de séparation d'énergie et pour mieux évaluer notre dispositif en terme d'efficacité en se basant sur l'application des différents bilans massiques entropique et énergétique obtenus des deux principes fondamentaux de la thermodynamique.

### 4.1 Introduction

Ce chapitre traite les détails des expériences effectuées, de la présentation des résultats et leurs discussions pour obtenir des conclusions appropriées. Les procédures expérimentales détaillées sont présentées dans le chapitre 02.

Dans le cadre de l'analyse phénoménologique, trois groupes de tests sont effectués. Chaque groupe de test se concentre sur la modification d'un paramètre cité ci-dessous tout en fixant le reste des paramètres. Les trois groupes d'expériences sont :

- a. Test des différentes pressions d'entrée
- b. Test des pièces à 2, 4 et 6 buses d'injections
- c. Test des ouvertures de sortie chaude de 0.5mm, 1mm et 2mm.

Tous les trois groupes ont été testés en 2 régimes de compression (en action / au repos), et cela pour montrer l'influence du travail de compression sur le tube à vortex.

### 4.2 Incertitudes de mesures

Afin de déterminer les erreurs de mesures avec des plages de temps considérées, l'étude d'incertitude a été effectuée en déterminant les moyennes de température en utilisant l'équation (4.1), pour ensuite calculer les écarts type de chaque température à différentes pressions à l'aide de l'équation (4.2).

#### 4.2.1 Moyenne

Dans une plage de temps, les mesures sont effectuées pour déterminer plusieurs valeurs de températures. Ces températures sont proches, donc il est nécessaire de calculer la moyenne. La relation donne la moyenne des mesures d'une grandeur X.

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^N \frac{x_i}{N} \quad (4.1)$$

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

---

### 4.2.2 Ecart type

Dans cette partie, on détermine l'erreur de mesures qui est représentée par l'écart type ET de grandeur X. Cette méthode est appelée la méthode de Root-Sum-Square (RSS) de Moffat [29] et Abernethy [30], les étapes de cette méthodologie sont présentées brièvement comme suit [8] :

$$ET = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (Xi - \bar{X})^2}{N-1}} \quad (4.2)$$

Avec:

X : grandeur  
mesurée

ET : représente l'écart type ou bien standards déviation.

N: fréquence de mesure enregistrée.

$\bar{X}$ : La valeur moyenne de X enregistrée N fois.

i : index de paramètre X.

### 4.3 Evolutions des températures en fonction du temps en régime compresseur en action.

Tout au long de ce 1<sup>er</sup> test, nous avons laissé le compresseur en action, l'influence de la pression d'entrée a été étudiée expérimentalement dans la présente étude. Les Figures ci- dessous montrent l'influence de la pression d'entrée pour les différentes buses. La pression a été variée de 1 à 5 bars avec un pas de 1bar pour trois ouvertures différentes de la vanne de réglage, et cela dans le sens croissant.

A partir de ces valeurs, les différences de températures maximales  $T_c - T_f$  sont déterminées sont indiquées dans le tableau 4.1.

#### 4.3.1 Ouverture de 0.5mm

Les figures ci-dessous montrent les variations des températures chaudes/froides, ainsi que leurs différences en fonction des variations de pressions pour les pièces de 2, 4 et 6 buses d'injections à une ouverture de sortie fixée à 0.5mm.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

Les températures ont été mesurées avec les capteurs à sondes mentionnées au chapitre 2.

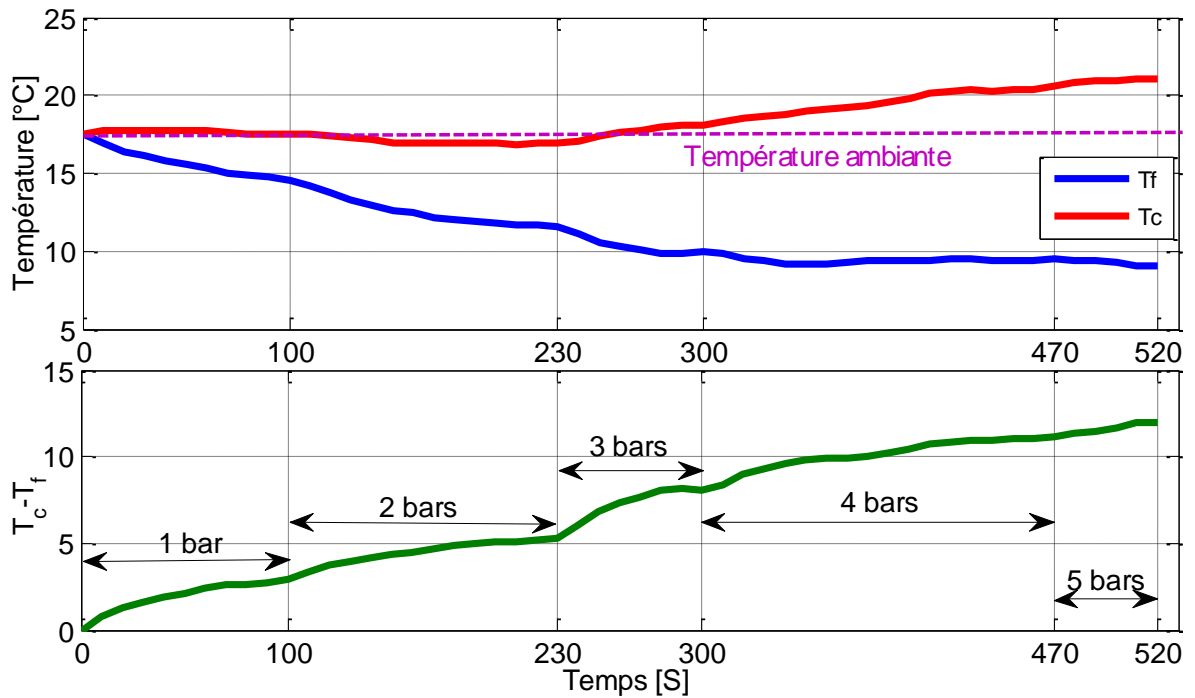


Figure 4. 1 : Evolutions des températures  $T_c-T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 2trous

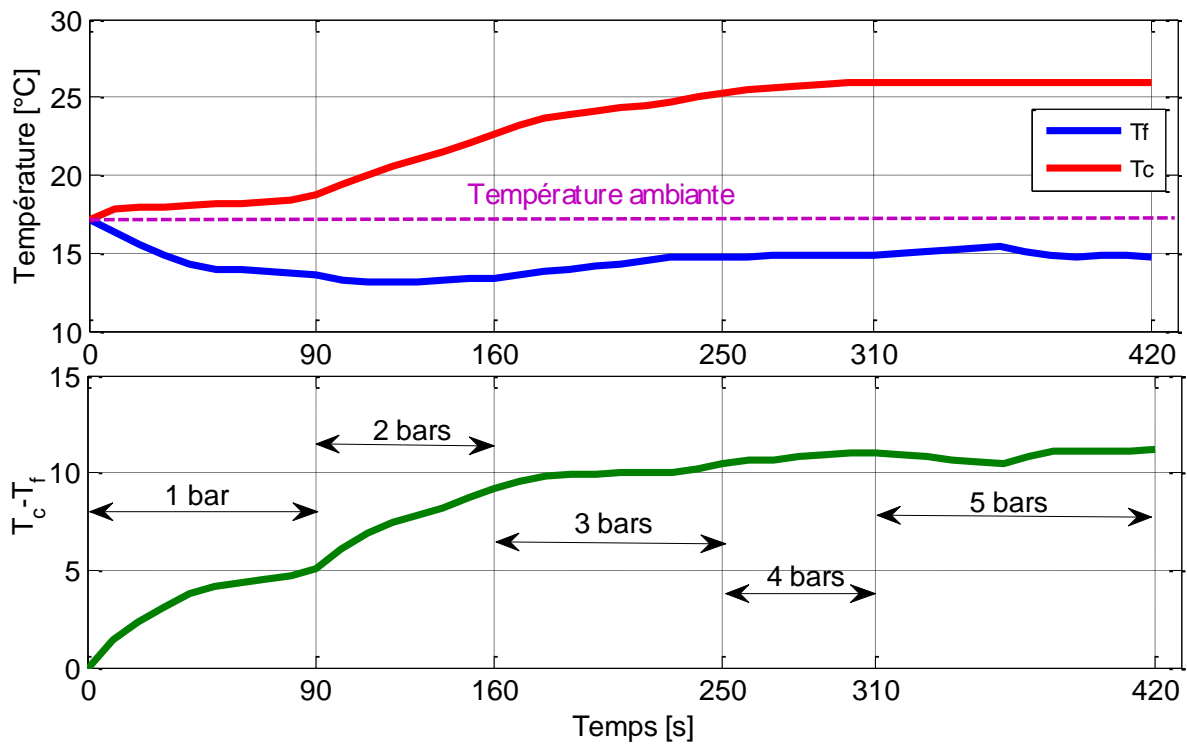


Figure 4. 2: Evolutions des températures  $T_c-T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 4trous.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

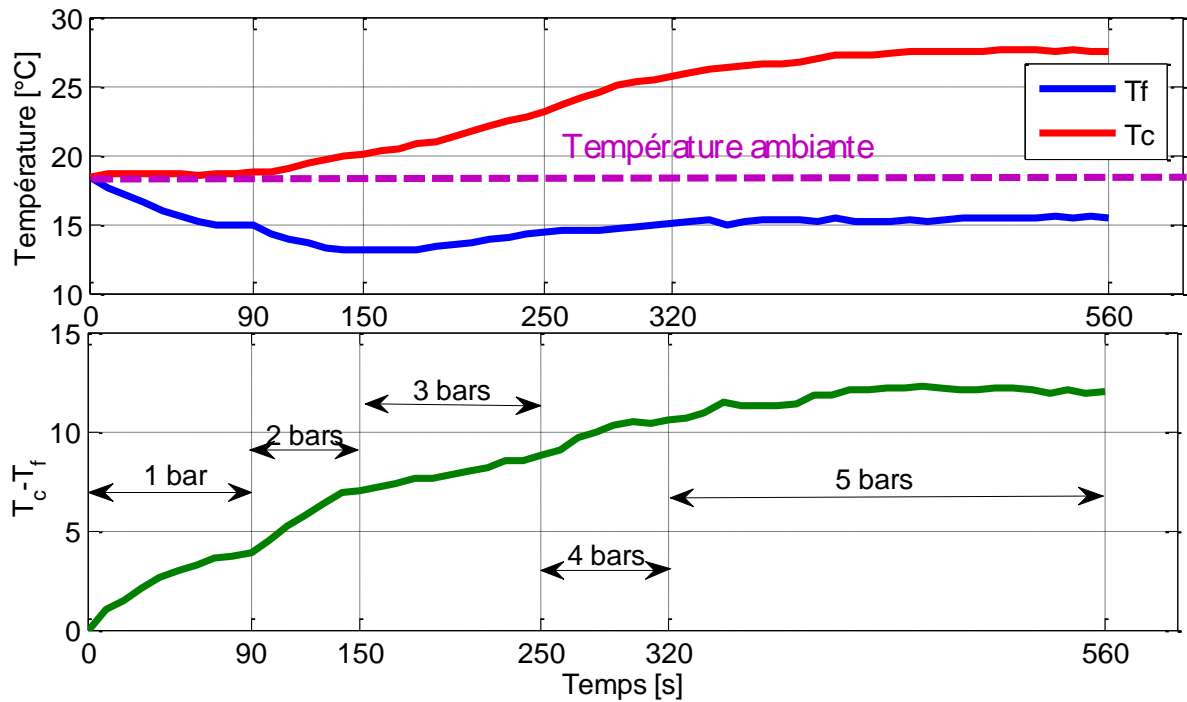


Figure 4.3 : Evolutions des températures  $T_c$ - $T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 6 trous.

Dans ces premières figures, on constate que plus la pression augmente, plus l'écart  $T_c - T_f$  entre les températures est important, à titre d'exemple, pour une pression de 5 bar, la valeur de  $T_c - T_f$  maximale est de 12.3°C. On voit aussi que l'on obtient les températures chaudes plus élevées  $T_c$  aux pressions les plus élevées, contrairement aux températures froides  $T_f$  que l'on obtient à des pressions basses, le tableau 4.1 montre que le nombre de buses influence peu les évolutions de température.

Pour chaque cas de figures les faits suivants ont été remarqués :

- Les basses pressions favorisent les diminutions des températures.
- Les pressions moyennes augmentent brusquement les températures.
- Les hautes pressions favorisent la stabilité des températures où l'écart des deux températures  $T_c - T_f$  se trouve au maximum.
- Les courbes d'évolutions  $T_c - T_f$ , évoluent de façon continue jusqu'à stabilisation à 5 bars.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

### 4.3.2 Ouverture de 1mm

Pour les figures ci-dessous, les variations des températures chaudes/froides et leurs différences sont montrées en fonction des variations de pressions, pour les pièces de 2, 4 et 6 buses avec une ouverture de sortie fixée à 1mm.

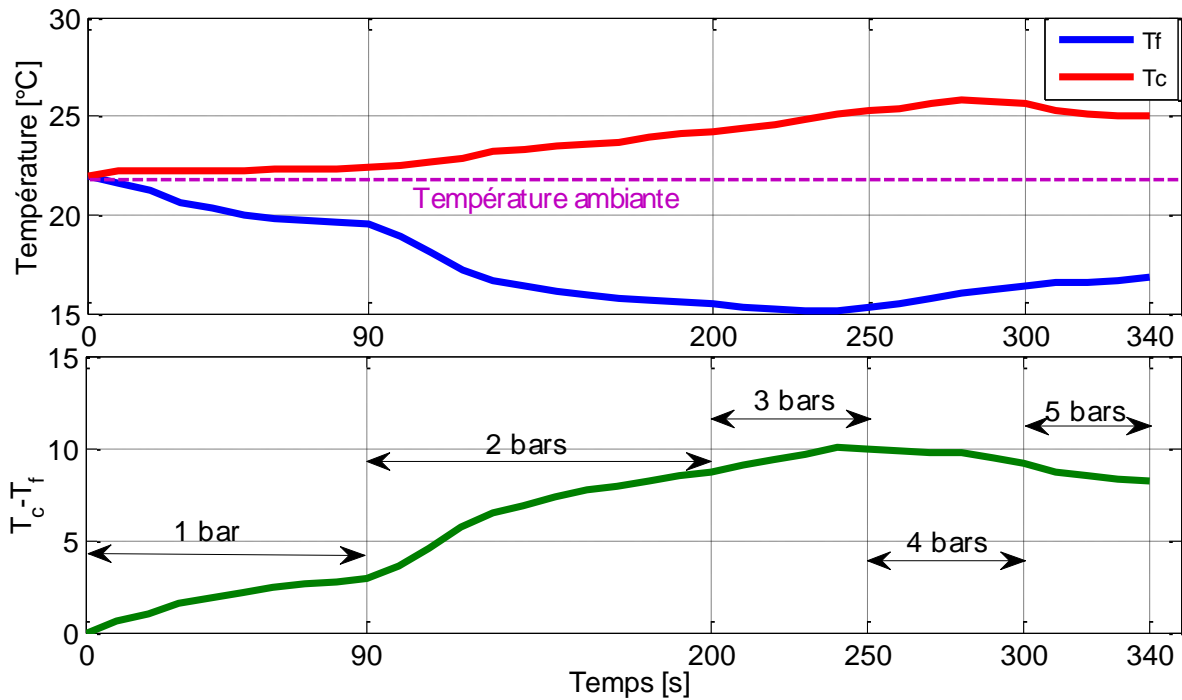


Figure 4. 4: Evolutions des températures  $T_c-T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 2trous.

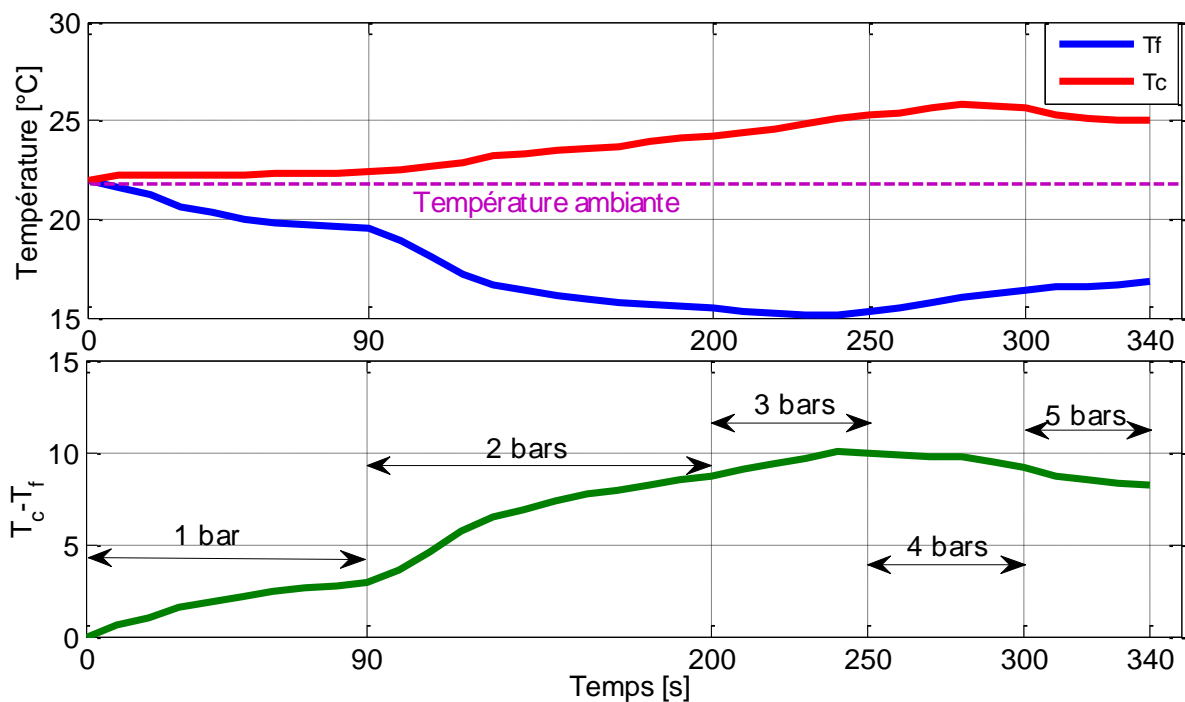


Figure 4. 5: Evolutions des températures  $T_c-T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 4trous.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

Comme pour les figures précédentes, on constate l'existence d'un écart  $T_c-T_e$  maximal, néanmoins, il est de  $10\text{ }^\circ\text{C}$  avec des pressions de 4 à 5 bars. On voit aussi que les températures chaudes  $T_c$  augmentent avec la pression pour les deux pièces de 4 et 2 trous, contrairement aux températures froides  $T_f$  que l'on obtient à une pression basse de 2 bars pour la pièce à 4 trous et à une pression moyenne de 3 bars pour la pièce à 2 trous.

### 4.3.3 Ouverture de 2mm

Pour les figures 4.6, 4.7 et 4.8, la pression a été variée de 1 à 5 bars pour trois buses d'injections différentes. Les variations des températures chaudes et froides, en fonction des pressions sont données par des courbes d'évolutions pour une ouverture de sortie fixée à 2 mm.

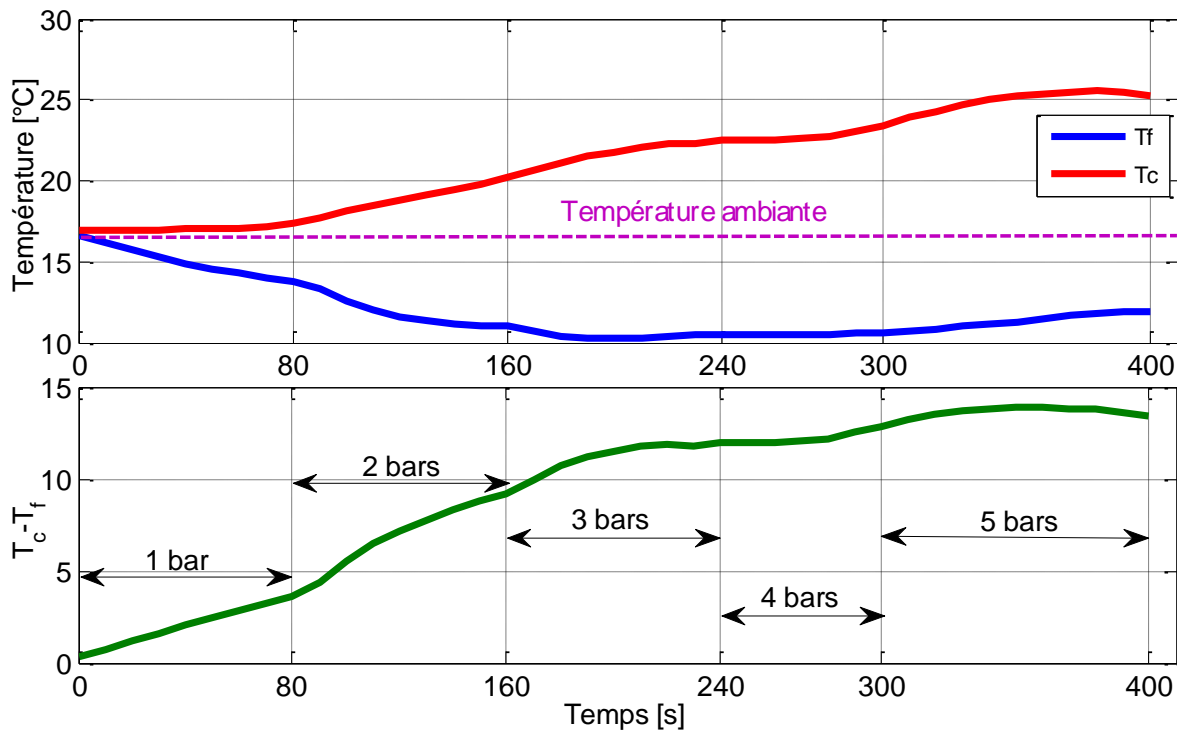


Figure 4. 6 : Evolutions des températures  $T_c-T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 2 trous.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

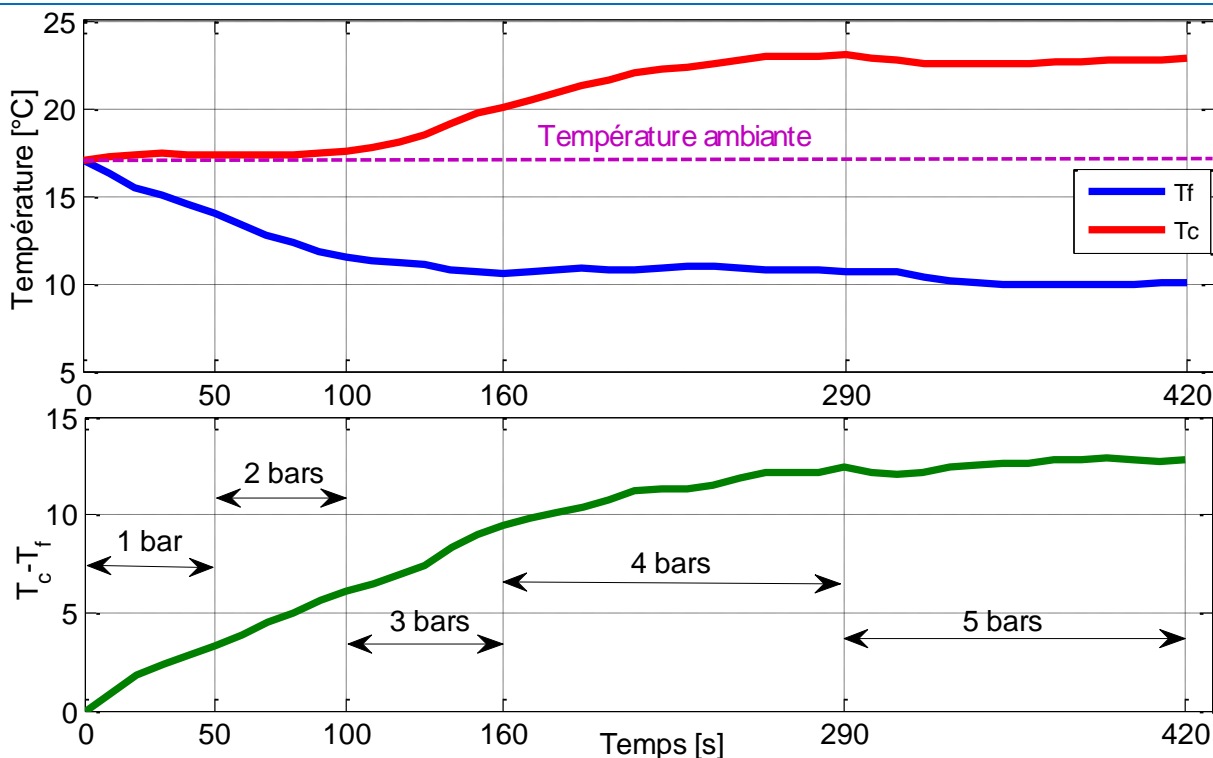


Figure 4. 7: Evolutions des températures  $T_c-T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 4trous.

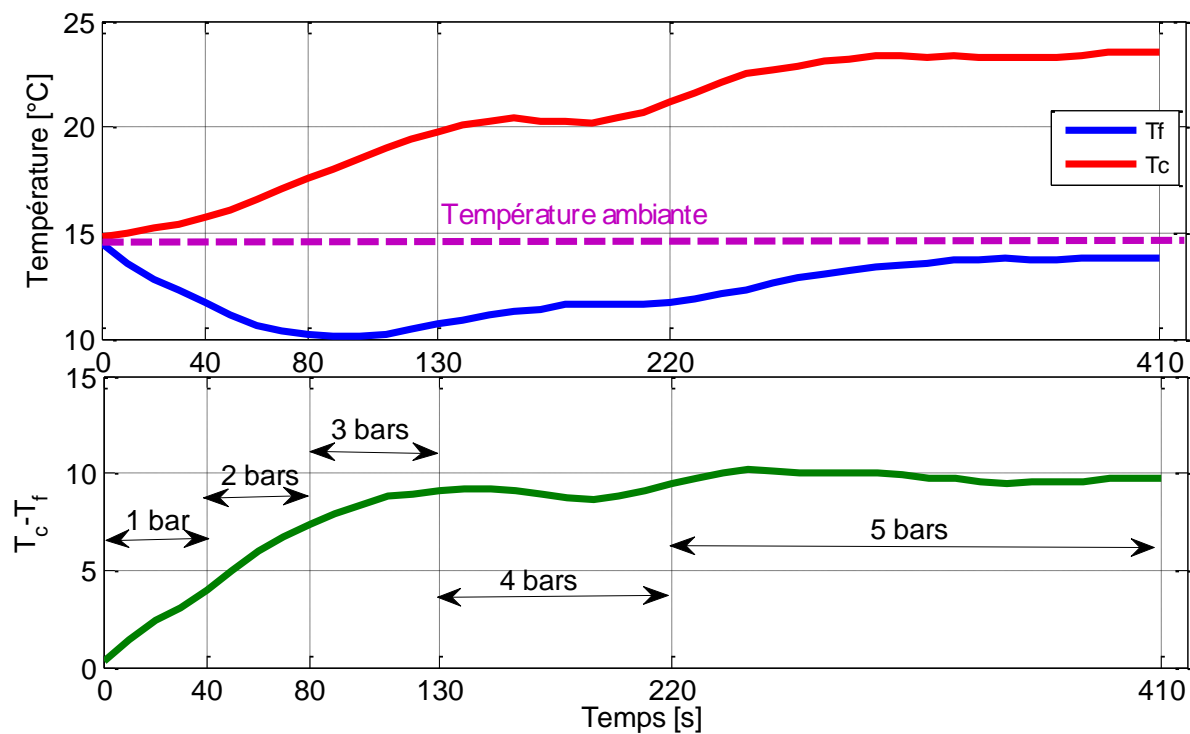


Figure 4. 8: Evolutions des températures  $T_c-T_f$ , en fonction des pressions pour la buse à 6trous.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

A partir de ces figures, on peut constater que pour les trois buses d'injections, les évolutions sont de même formes, c'est-à-dire que pour les basses pressions de 1 à 2 bars, la température  $T_f$  chute tandis que  $T_c$  se trouve au voisinage de la température ambiante.

### 4.3.4 Analyse générale

On remarque que plus la pression est élevée, plus l'écart  $T_c - T_f$  entre les températures est grand. On obtient aussi dans ce cas les températures  $T_c$  maximales. Tous les résultats de ce test montrent que l'évolution de  $\Delta T = T_c - T_f$  se font de manière progressive de façon croissant, ce qui prouve que la séparation d'énergie par phénomène de vorticité a bien eu lieu pour toutes les pièces conçues. Nous avons aussi remarqué que les températures froides sont obtenues à différentes pressions, cela dépend de l'ouverture de sortie chaude et du type de buse utilisé. Le tableau 4.1 illustre le maximum d'écart de température  $\Delta T$  pour chaque génératrice on fonction des ouvertures de la valve de sortie.

	$\Delta T_{\max} = T_c - T_f$ [��C]		
Ouverture de la valve de sortie [mm]	Génératrice �� 2 buses	Génératrice �� 4 buses	Génératrice �� 6 buses
2	13.9	12.9	10.2
1	10	7.9	-
0.5	12.2	11.2	12.3

Tableau 4. 1: mesures  $T_c - T_f$  maximum pour chaque cas de figure précédente

### 4.4 Evolutions des températures en fonction du temps en régime compresseur au repos.

Le deuxième test a été effectué avec un régime de compresseur au repos, avec une pression variante de 1 à 5 bars, nous avons également divisé ce test en trois parties pour chaque buse d'injection. On a choisi cette méthode pour mieux effectuer une analyse comparative entre chaque génératrice en fonction de l'espace d'ouverture de la valve conique pour enfin voir l'influence du temps sur les températures.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

Les figures ci-dessous représentent les évolutions de températures pour différents buses d'injections pour une pression de 5 bars :

### 4.4.1 Pièce à 6 buses d'injections

La première évolution a été faite avec une ouverture de 0.5 mm de la valve de sortie à une température ambiante 17.4 °C comme l'indique la figure 4.9.

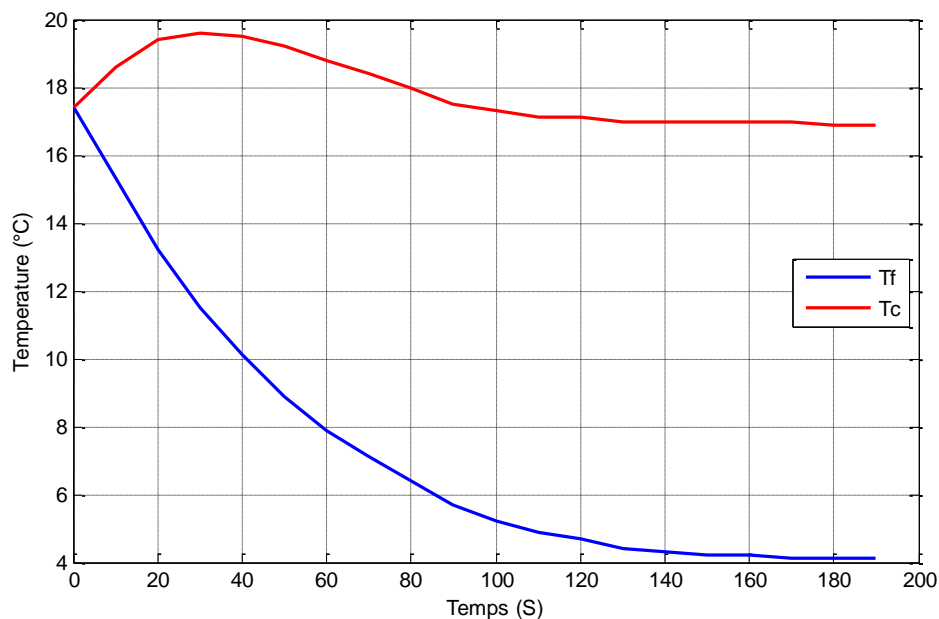


Figure 4. 9: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 0.5 mm

La courbe de température chaude augmente durant l'intervalle de temps 0 à 30s pour atteindre une température chaude maximale de  $T_c = 19,6$  °C. Dans un intervalle de temps de 30 à 120s, la température chaude chute jusqu'au voisinage de la température ambiante.

A partir de 120s la température chaude continue de diminuer au-dessous de la température ambiante afin jusqu'à la stabilisation, contrairement à l'évolution de la température froide, on remarque que dans un intervalle de temps de 0 à 190s celle-ci chute brusquement pour atteindre la température la plus basse  $T_f = 4,1$  °C.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

La deuxième évolution est à 1mm d'espace d'ouverture de la valve conique et avec une température ambiante de 11°C. La figure ci-dessous montre l'évolution des températures en fonction du temps.

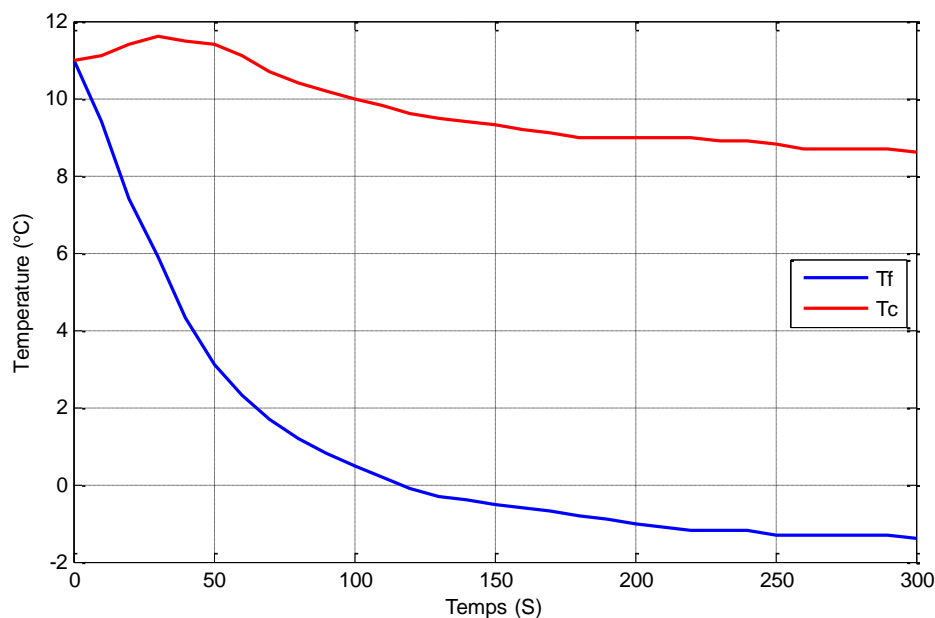


Figure 4. 10: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 1 mm

Dans un intervalle de temps variant de 0 à 30s la température chaude augmente pour atteindre une température maximale de 11,6°C. A partir de 30s, celle-ci chute brusquement en dessous de la température ambiante jusqu'à t=300s.

Dans l'intervalle 0 à 300s la température froide chute brusquement pour atteindre la température la plus basse  $T_f = -1,4^\circ\text{C}$ .

Pour la troisième évolution, la valve conique est ouverte à 2mm avec une température ambiante de 16,6°C, la figure suivante montre l'évolution des températures en fonction du temps.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

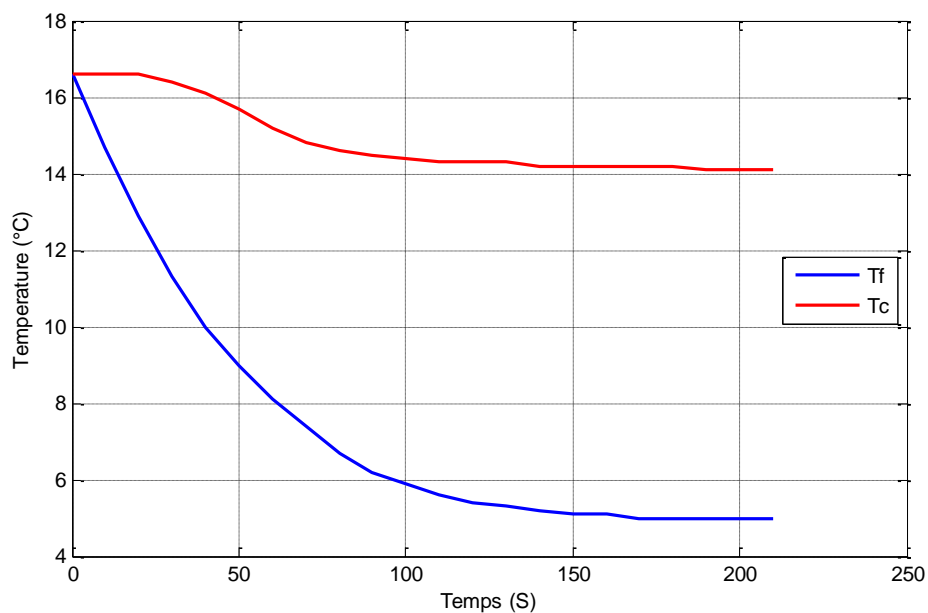


Figure 4. 11: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 2 mm

On remarque que la température chaude est stable dans l'intervalle de temps 0 à 20s, dans ce laps de temps, la température chaude maximale reste constante et égale à la température ambiante  $T_c=16,6^{\circ}\text{C}$ . Par contre, au-delà de 20s, la température chaude est inférieure à la température ambiante où elle se stabilise à partir de 140s, Pour l'évolution de la courbe de température froide  $T_f$  chute, elle est remarquée dans l'intervalle  $[0, 170\text{s}]$  qui finit par se stabiliser à  $T_f=5^{\circ}\text{C}$ .

A partir des trois figures, on peut faire une analyse comparative, en déterminant les écarts de température pour chaque ouverture, les résultats sont donnés dans le tableau suivant :

Pression a 5bars			
Génératrice à 6 buses d'injections.	Espaces d'ouvertures de la valve de sortie (mm)	Ecart de température $\Delta T$ max ( $^{\circ}\text{C}$ )	Temps écoulés (s)
	0,5	12,4	130
	1	9,8	130
	2	9,2	170

Tableau 4. 2: différence de température à 6trous pour une pression a 5bars.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

D'après le tableau ci-dessus on a :

$$(2mm) < \Delta T_{ma}(1mm) < \Delta T_{max}(0.5mm)$$

### 4.4.2 Pièce à 4 buses d'injections

La première évolution de température a été effectuée avec une ouverture de 0.5 mm de la valve de sortie, et une température ambiante de 17.6 °C comme l'indique la figure 4.12.

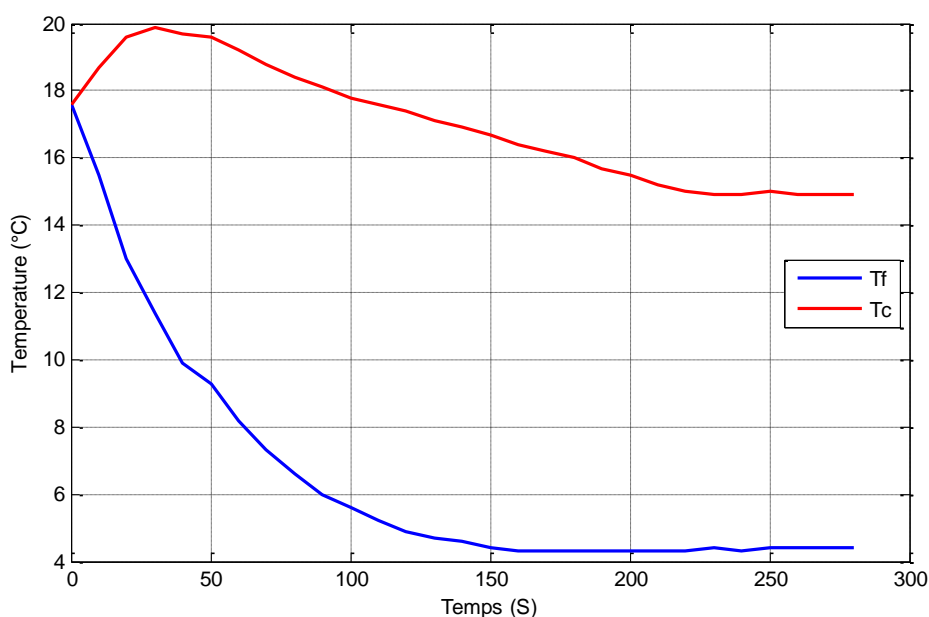


Figure 4. 12: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 0.5 mm

La courbe de température chaude augmente durant l'intervalle de temps 0 à 30 s, et atteint une température chaude maximale de  $T_c = 19,9$  °C.

Dans l'intervalle de temps 30 à 250s, la température chaude chute brusquement. A partir de  $t = 250$ s, la température se stabilise. Par contre pour l'évolution de la température froide, on a remarqué que dans l'intervalle de temps de 0 à 250s la température diminue considérablement pour atteindre la température la plus basse  $T_f = 4,4$ °C puis se stabilise.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

La deuxième évolution a été étudiée à 1mm d'ouverture de la valve conique et une température ambiante de 17°C. La figure ci-dessous montre l'évolution des températures en fonction du temps.

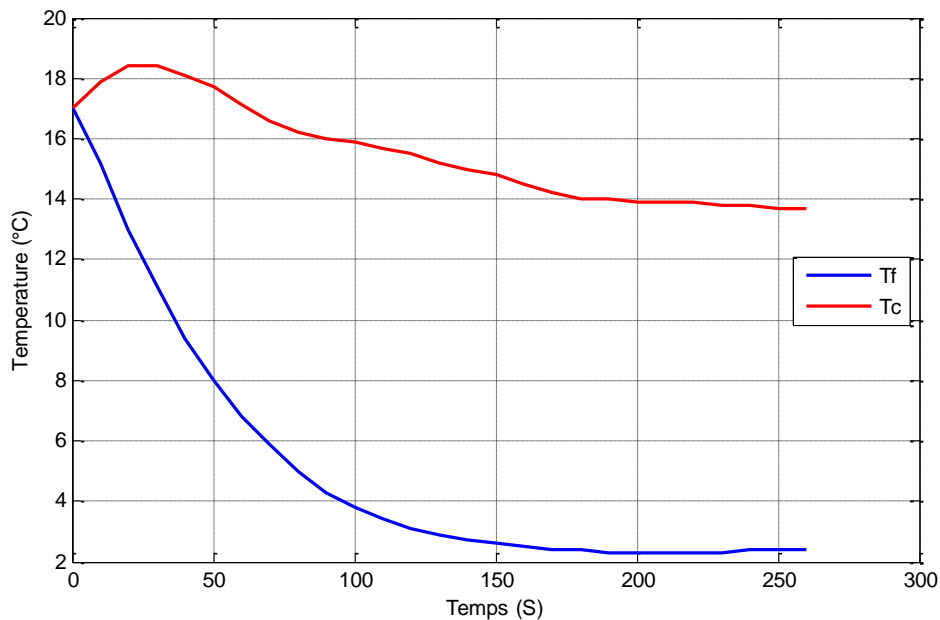


Figure 4. 13: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 1 mm

Dans un intervalle de temps 0 à 30s la température chaude augmente pour atteindre une température maximale de 18,4°C. De 30 à 180s la température chaude chute brusquement en dessous de la température ambiante.

A partir de  $t=180s$ , la température chaude est quasi-stable. Pour l'évolution de la température froide dans l'intervalle 0 à 160s, la température froide chute brusquement pour atteindre la température la plus basse  $T_f = 2,4°C$  qui reste constante à partir de 180s.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

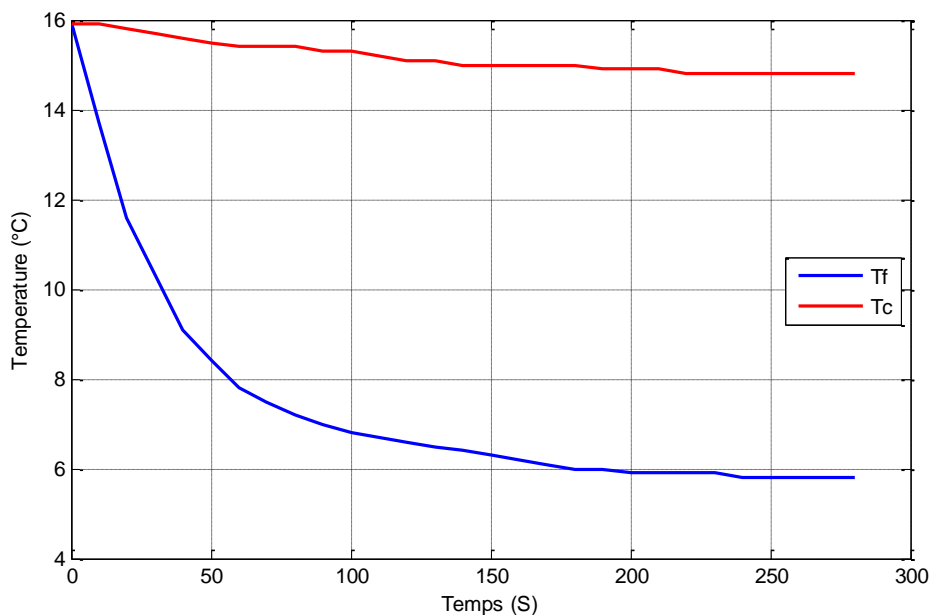


Figure 4. 14: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 2 mm.

Pour la troisième évolution, la valve conique est ouverte à 2mm avec une température ambiante de 15,9°C, figure4.14.

On peut voir que la température chaude est constante dans l'intervalle de 0 à 10s. Dans ce laps de temps la température chaude maximale est égale à la température ambiante de  $T_c=15,9^\circ\text{C}$ , puis de 10 à 130s elle diminue en dessous de la température ambiante pour se stabiliser à partir de 130s.

La température froide chute de 0 à 180s et atteint la température la plus basse  $T_f = 5,8^\circ\text{C}$ , cette température reste constante à partir de 180s.

A partir des trois figures, on peut interpréter le tableau suivant :

Pression a 5bars			
Génératrice à 4 buses d'injections.	Espaces d'ouvertures de la valve de sortie (mm)	Ecart de température $\Delta T$ max ( $^\circ\text{C}$ )	Temps écoulés (s)
	0,5	12,5	120
	1	12,4	120
	2	8,2	140

Tableau 4. 3: différence de température à 4trous pour une pression à 5bars.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats

D'après le tableau, on a

:

$$(2mm) < \Delta T_{ma}(1mm) < \Delta T_{max}(0.5mm)$$

$$max\ 2mm < \Delta T\ max\ 1mm < \Delta T\ max\ 0,5mm$$

### 4.4.3 Pièce à 2 buses d'injections

La première évolution de température a été effectuée avec une ouverture de 0.5 mm de la valve de sortie, et une température ambiante 17.1 °C comme l'indique la figure 5.15

La courbe de température chaude augmente durant l'intervalle de temps 0 à 20s, et atteint une température chaude maximale de  $T_c = 18,4$  °C, puis diminue à partir de 20s jusqu'à 210s. La température chaude reste stable de 210s à 270s.

Pour l'évolution de température froide, on remarque que dans un intervalle de temps variant de 0 à 210s, la température froide diminue considérablement pour atteindre la valeur la plus basse  $T_f = 4,5$ °C puis se stabilise à partir de 210s.

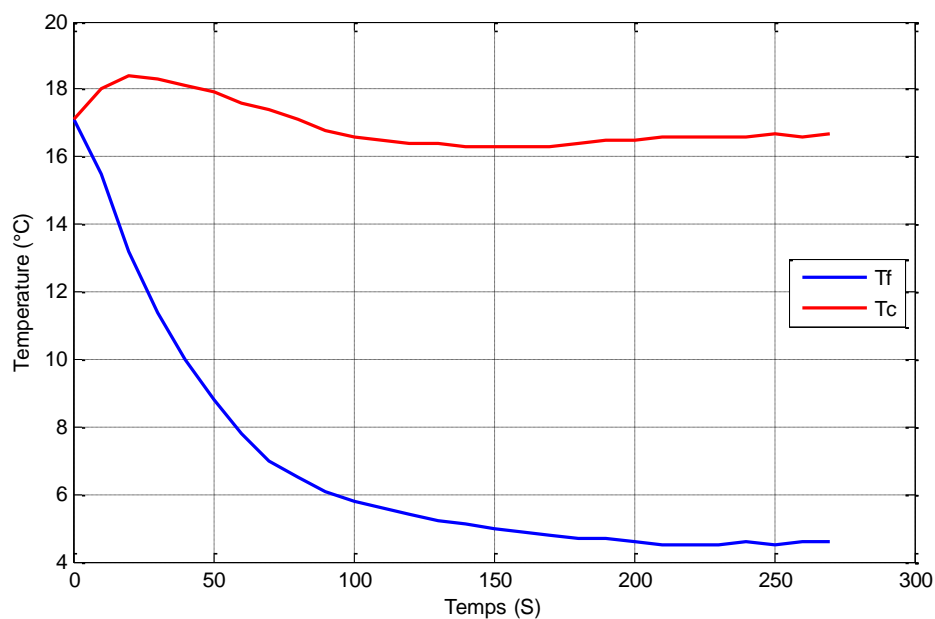
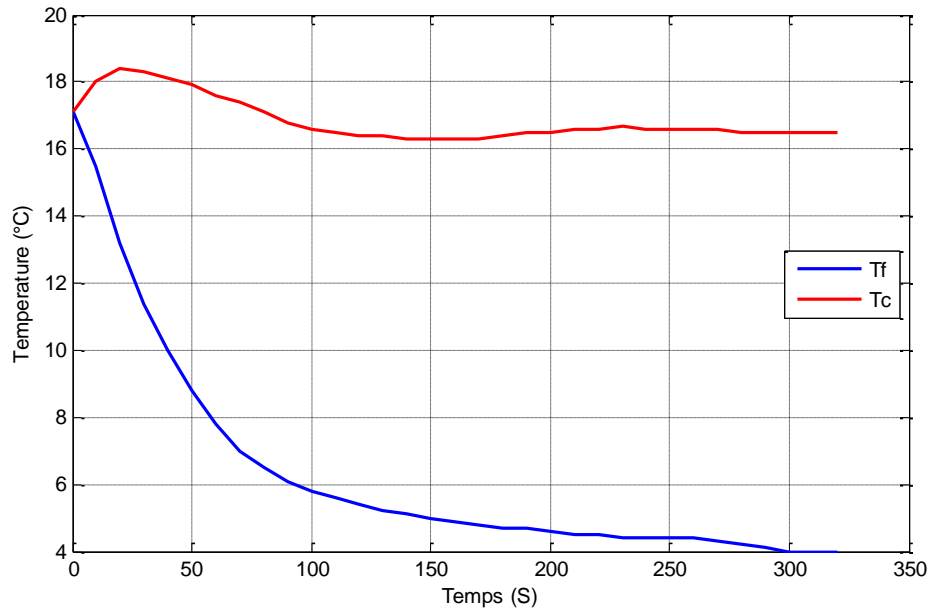


Figure 4. 15: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 0.5 mm

Dans la deuxième évolution, la valve conique est ouverte à 1mm, avec une température ambiante de 17.1°C. La figure ci-dessous montre l'évolution des températures en fonction du temps.



**Figure 4.16: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 1 mm**

Dans l'intervalle de 0 à 20s la température chaude augmente jusqu'à une température maximale de 18,4°C puis tend vers un minimum dans l'intervalle de temps [14-170s]. Tc augmente légèrement au-dessus de 170s puis se stabilise à partir de 240s.

La température froide chute dans l'intervalle de temps de 0 à 300s pour atteindre la température froide la plus basse  $T_f=4^\circ\text{C}$  pour enfin se stabiliser.

Pour la troisième évolution (figure 4.17), la valve conique est ouverte à 2mm avec une température ambiante de 17,4°C.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

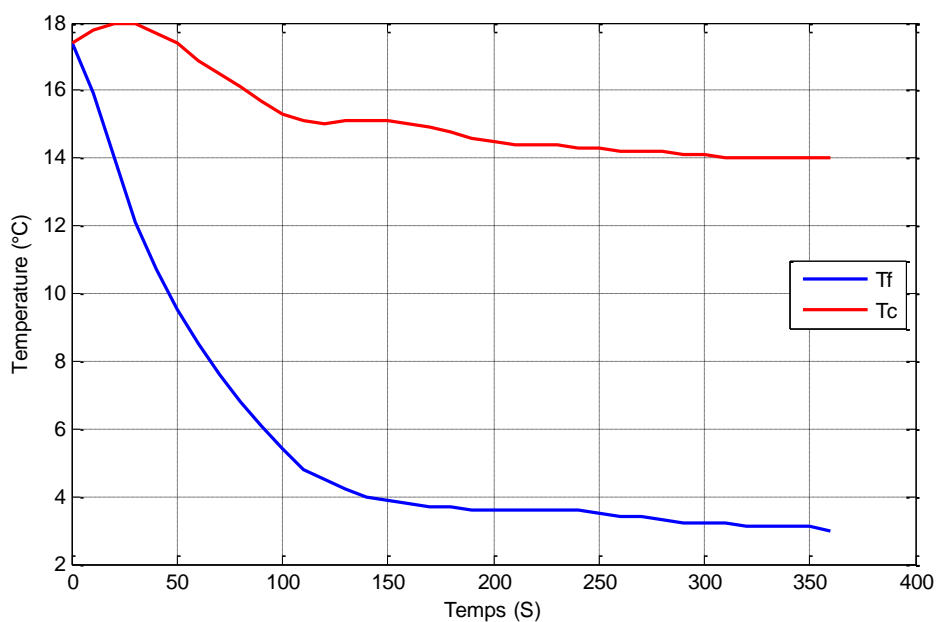


Figure 4. 17: Evolutions des températures en fonction du temps ouverture 2 mm

On peut remarquer que la température chaude augmente dans un intervalle de temps 0 à 30s pour atteindre une température chaude maximale  $T_c = 18\text{ °C}$  puis jusqu'à 310s la température chute pour arriver à la stagnation.

Pour la température froide, une diminution brusque de 0 à 310s est enregistrée jusqu'à atteindre une température de  $T_f = 3\text{ °C}$ , puis se stabilise à partir de 310s.

Pression a 5bars			
Génératrice à 2 buses d'injections.	Espaces d'ouvertures de la valve de sortie (mm)	Ecart de température $\Delta T \text{ max (°C)}$	Temps écoulés (s)
	0,5	12,2	250
	1	12,5	300
	2	11,2	150

Tableau 4. 4: Différence de température à 4trous pour une pression de 5bars.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

---

D'après le tableau 4.4 on a :

$$(2mm) < \Delta T_{ma}(0.5mm) < \Delta T_{max}(1mm)$$

$$\Delta T_{max} 2mm < \Delta T_{max} 0,5mm < \Delta T_{max} 1mm$$

L'étape suivante consiste à comparer les différences de températures maximales des différentes génératrices, d'après les tableaux 5.2, 5.3 et 5.4 on a :

- Pour une ouverture de 0,5mm ;  $\Delta T_{max}$  à 6buses = 12,4 °C, à t = 130s
- Pour une ouverture de 0,5mm ;  $\Delta T_{max}$  à 4buses = 12,5 °C, à t = 120s
- Pour une ouverture de la valve de 1 mm ;  $\Delta T_{max}$  à 2buses = 12,5 °C, a t = 300s

Ce qui nous mène à déduire que :

Les génératrices à 4, 6 buses pour une ouverture de 0.5mm, nous fournissent un écart de températures maximal en un minimum de temps.

### 4.5 Intervalle de confiance

Dans cette partie, on a déterminé les écarts type pour chaque température en gardant le compresseur éteint et en variant les paramètres suivants :

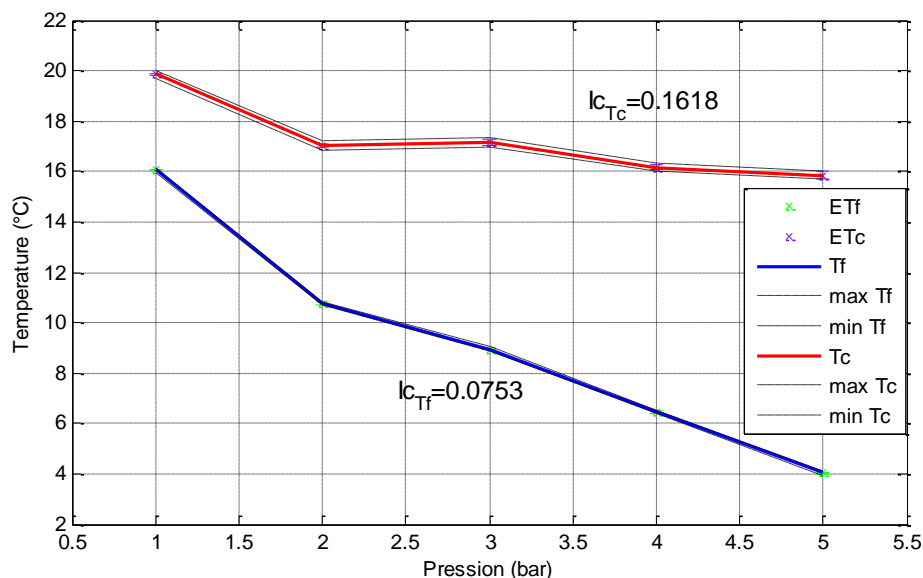
- buse d'injection
- ouverture de la valve de sortie chaude
- pression d'entrée

Nous avons calculé les intervalles de confiance pour chaque génératrice après avoir tracé les courbes d'évolutions des températures où les résultats sont donnés dans les tableaux ci- dessous. Les courbes d'évolutions des températures chaudes et froides sont comprises entre deux courbes que l'on appelle intervalles de confiances. L'écart entre ses deux courbes représente l'incertitude. Les figures suivantes montrent les évolutions de la température chaude et froide avec les intervalles de confiances :

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

### 4.5.1 Pièce à 6 buses d'injections :

La figure ci-dessous représente l'évolution de la température en fonction de la pression pour une ouverture de 0.5mm avec deux intervalles de confiance pour chaque évolution de température chaude et froide :



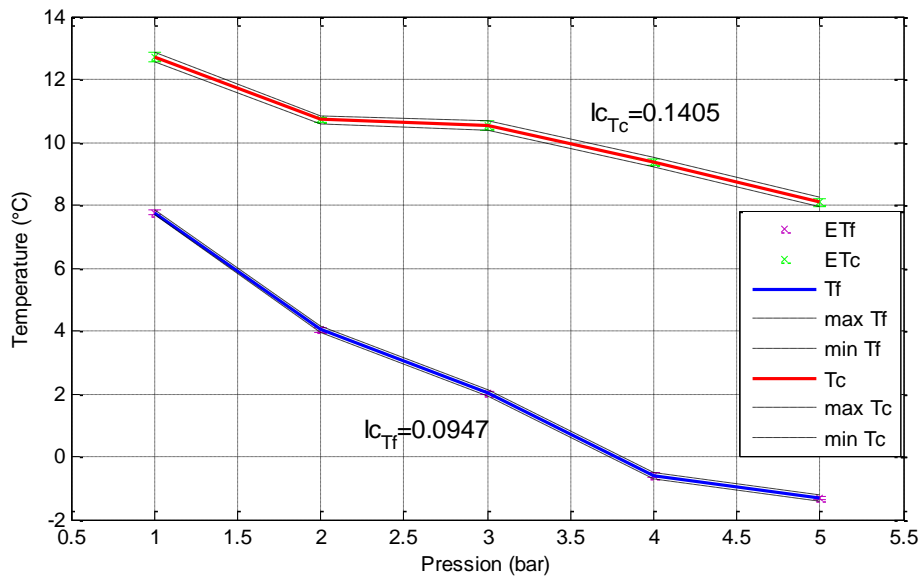
**Figure 4. 18 : Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 0.5mm pour la génératrice à 6 buses.**

Les températures froides et chaudes diminuent lorsque la pression augmente, pour une pression de 1 bar, on a une température chaude maximale de 19,9°C. Pour une pression de 5 bars, la température froide est poussée vers  $T_f = 4^\circ\text{C}$ .

Les incertitudes maximales de température chaude  $T_c$  et froide  $T_f$ , pour une génératrice à 6 buses d'injections, sont respectivement,  $I_{c_{T_c}} = 0.1618$  et  $I_{c_{T_f}} = 0.0753$ .

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

La figure ci-dessous montre l'évolution de température à une ouverture de 1mm.



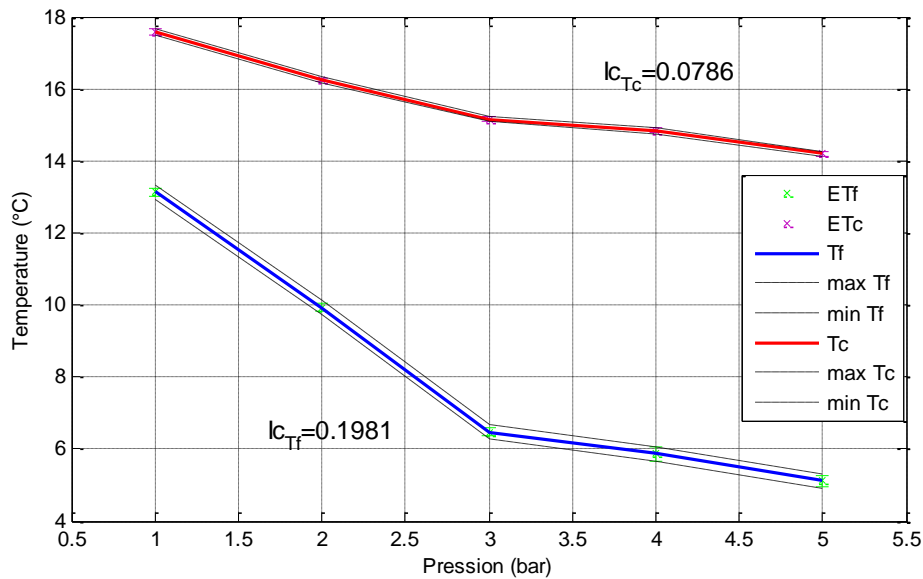
**Figure 4. 19 : Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 1mm pour la génératrice à 6 buses.**

Comme pour la figure précédente, les températures Tf et Tc diminuent lorsque la pression augmente. Pour une pression de 1 bar, on a une température chaude maximale  $T_c = 12,6^{\circ}\text{C}$ , tandis que la température froide atteint la valeur  $T_f = -1,4^{\circ}\text{C}$  pour une pression de 5 bars.

Les incertitudes maximales de températures chaude Tc et froide Tf pour une sortie d'ouverture de 1mm sont respectivement,  $I_{C_{T_c}} = 0.0786$  et  $I_{C_{T_f}} = 0.1981$ .

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

La figure suivante montre l'évolution des températures pour une ouverture à 2mm de sortie chaude.



**Figure 4. 20: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 2mm pour la génératrice à 6 buses.**

A partir de la figure 4.20, il est bien remarquable que les températures et la pression sont inversement proportionnelles. Une augmentation de la pression de 1 à 5 bars provoque une diminution de la température froide de 13 vers 5 °C.

Les incertitudes des températures chaudes et froides sont respectivement  $I_{c_{T_c}}= 0.0786$  et  $I_{c_{T_f}}=0.1981$ .

Pour tous les cas de figures nous avons des évolutions de températures décroissantes. Pour une pression de 1 bar, les températures sont maximales et pour une pression de 5bars les températures sont minimales. Il est donc nécessaire de réguler la pression à 5bar pour avoir la plus basse température de Tf.

Nous pouvons aussi remarquer que les incertitudes sont assez faibles pour les trois figures. L'incertitude maximale est  $I_{c_{max}}= 0.1981^{\circ}\text{C}$ .

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

### 4.5.2 Pièce à 4 buses d'injections

Les figures ci-dessous représentent l'évolution des températures en fonction des pressions pour une ouverture de 0.5, 1 et 2 mm respectivement avec deux intervalles de confiance pour chaque évolution de température :

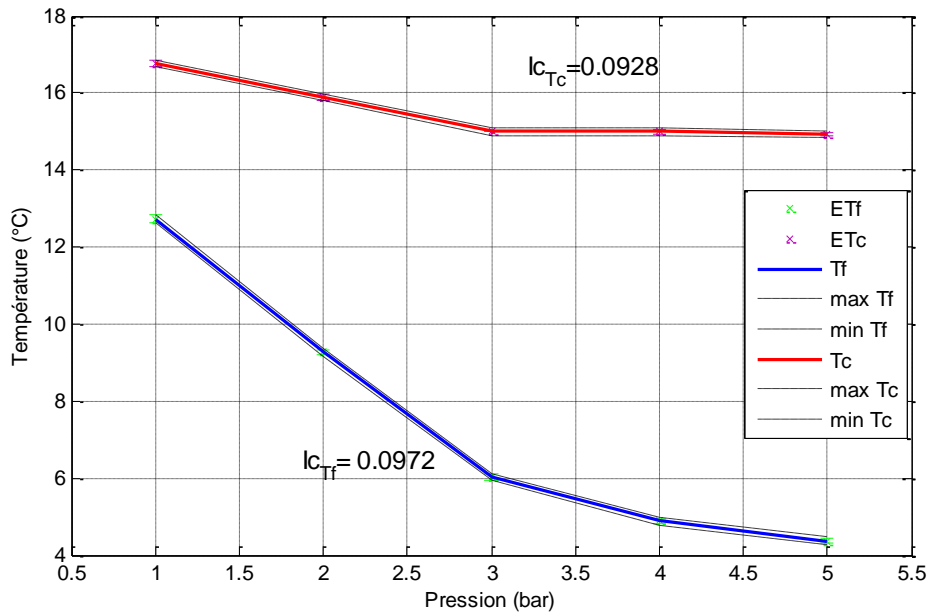


Figure 4. 21: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 0.5mm pour la génératrice à 4 buses

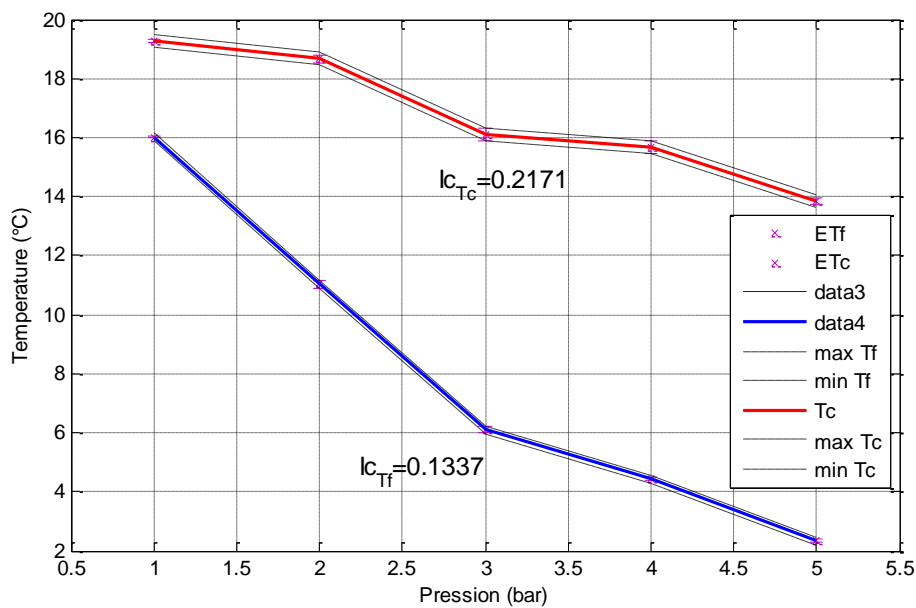


Figure 4. 22: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 1mm pour la génératrice à 4 buses

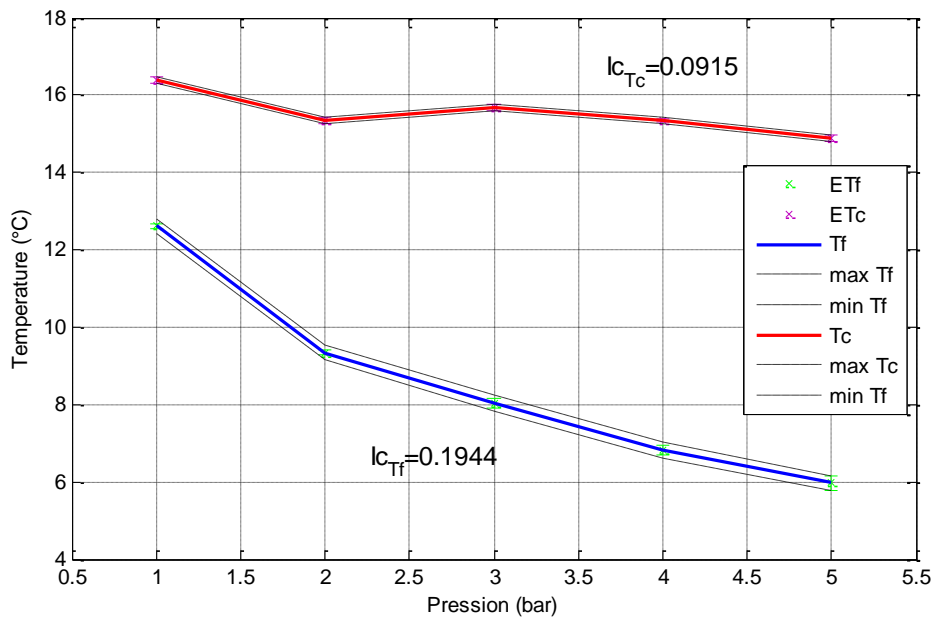


Figure 4. 23: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 2mm pour la génératrice à 4 buses

Comme pour la partie précédente, les températures évoluent de façons décroissantes pour tous les cas de figures. Pour une pression de 1 bar, les températures sont maximales. Tandis que Pour une pression de 5bars les températures sont minimales. Les courbes de températures chaudes diminuent de façon progressives tandis que celles des températures froides chute subitement.

Nous pouvons aussi remarquer que les incertitudes sont assez faibles pour les trois figures. L'incertitude maximale est  $I_{c_{max}} = 0.2171^{\circ}\text{C}$ .

### 4.5.3 Pièce à 2 buses d'injections

Les figures ci-dessous représentent l'évolution des températures en fonction des pressions pour une ouverture de 0.5, 1 et 2 mm respectivement pour la génératrice à 2 buses, avec deux intervalles de confiances pour chaque évolution de température :

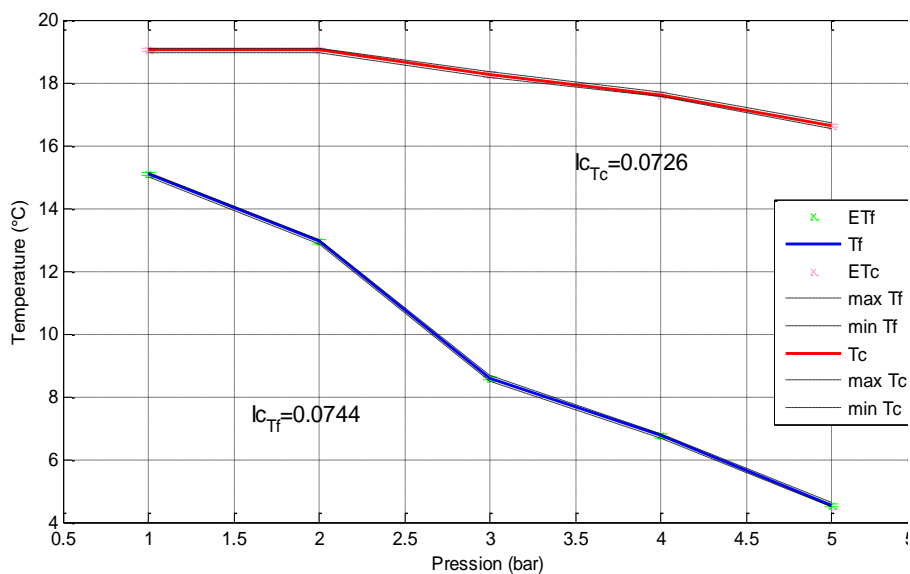


Figure 4. 24: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 0.5mm pour la génératrice à 2 buses.

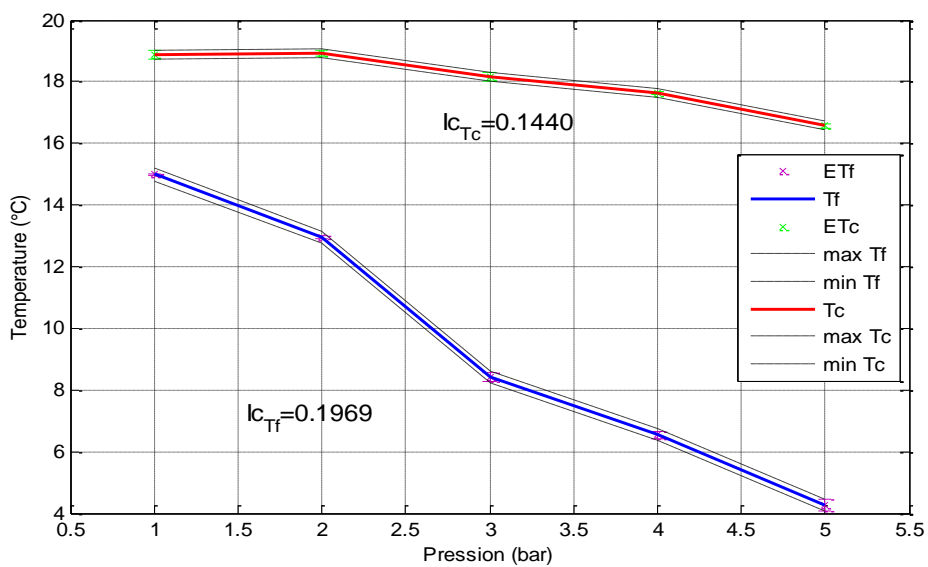
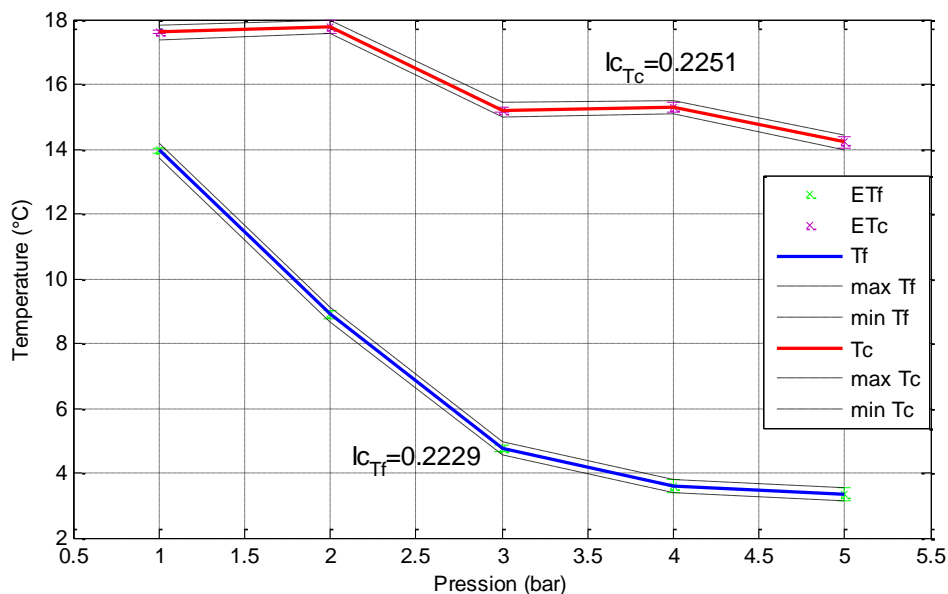


Figure 4. 25: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 1mm pour la génératrice à 2 buses.

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux



**Figure 4. 26: Influence des pressions sur les températures pour une ouverture 2mm pour la génératrice à 2 buses**

Les figures ci-dessus montrent que l'évolution décroissante des températures pour toutes les ouvertures de sorties. Pour une pression de 1 bar, les températures sont maximales avec  $T_c=17.6^{\circ}\text{C}$  et  $T_f=14^{\circ}\text{C}$ . Pour une pression de 5bars, les températures sont minimales ;  $T_c=14^{\circ}\text{C}$  et  $T_f=3.1^{\circ}\text{C}$ . Les courbes de températures chaudes diminuent de façon progressive tandis que celles des températures froides chutent subitement.

Nous pouvons aussi remarquer que les incertitudes sont assez faibles pour les trois figures. L'incertitude maximale est  $I_{C_{\max}}= 0.2259^{\circ}\text{C}$ .

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

### 4.5.4 Résultats obtenus

Les tableaux suivants illustrent les résultats obtenus de chaque paramètre étudié pour les intervalles de tolérances

Ouverture de la valve de sortie (mm)	Type de générateur	Pression (bar)	Température chaude moyenne ( $T_{cm}$ )	Température froide moyenne ( $T_{fm}$ )	Ecart type chaud ETc	Ecart type froid ETf	Intervalle de confiance
0.5 mm	2 Trous	1	19.0375	15.0875	0.0518	0.0354	$I_{c-c} = 0.0726$
		2	19.0375	12.9375	0.0518	0.0744	
		3	18.2556	8.5778	0.0726	0.0441	
		4	17.6250	6.7500	0.0707	0.0535	$I_{c-f} = 0.0744$
		5	16.6286	4.5429	0.0488	0.0535	

Tableau 4. 5: résultats du test pour la pièce à 2 trous ouverture 0.5

Ouverture de la valve de sortie (mm)	Type de générateur	Pression (bar)	Température chaude moyenne ( $T_{cm}$ )	Température froide moyenne ( $T_{fm}$ )	Ecart type chaud ETc	Ecart type froid ETf	Intervalle de confiance
1 mm	2 Trous	1	18.8625	14.9875	0.1408	0.0354	$I_{c-c} = 0.1440$
		2	18.9222	12.9667	0.0972	0.0500	
		3	18.1545	8.4182	0.1440	0.1328	
		4	17.6400	6.5400	0.0516	0.1075	$I_{c-f} = 0.1969$
		5	16.5667	4.3083	0.0651	0.1443	

Tableau 4. 6: résultats du test pour la pièce à 2 trous ouverture 1mm

Ouverture de la valve de sortie (mm)	Type de générateur	Pression (bar)	Température chaude moyenne ( $T_{cm}$ )	Température froide moyenne ( $T_{fm}$ )	Ecart type chaud ETc	Ecart type froid ETf	Intervalle de confiance
2 mm	2 Trous	1	17.5562	13.9688	0.0512	0.0793	$I_{c-c} = 0.2251$
		2	17.8600	8.8867	0.1882	0.1187	
		3	15.1800	4.7600	0.1146	0.0910	
		4	15.3533	3.5933	0.1187	0.2052	$I_{c-f} = 0.2229$
		5	14.2056	3.3444	0.1955	0.2229	

Tableau 4. 7: résultats du test pour la pièce à 2 trous ouverture 2mm

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

Ouverture de la valve de sortie (mm)	Type de générateur	Pression (bar)	Température chaude moyenne ( $T_{cm}$ )	Température froide moyenne ( $T_{fm}$ )	Ecart type chaud ETc	Ecart type froid ETf	Intervalle de confiance
0,5 mm	4 Trous	1	16.8556	12.7222	0.0726	0.0972	$I_{c-c} = 0.0928$
		2	17.6000	9.2571	0.0577	0.0535	
		3	13.8625	5.5125	0.0744	0.0641	
		4	15	4.8778	0.0707	0.0441	$I_{c-f} = 0.0972$
		5	14.9286	4.3714	0.0488	0.0488	

**Tableau 4. 8 : résultats du test pour la pièce à 4 trous ouverture 0.5mm**

Ouverture de la valve de sortie (mm)	Type de générateur	Pression (bar)	Température chaude moyenne ( $T_{cm}$ )	Température froide moyenne ( $T_{fm}$ )	Ecart type chaud ETc	Ecart type froid ETf	Intervalle de confiance
1mm	4 Trous	1	19.2714	16.0143	0.0488	0.0378	$I_{c-c} = 0.2171$
		2	18.6700	11.0300	0.1337	0.1337	
		3	16.7889	6.1111	0.1269	0.1054	
		4	15.8500	4.4300	0.1269	0.0483	$I_{c-f} = 0.1337$
		5	13.8556	2.3444	0.1130	0.0527	

**Tableau 4. 9: résultats du test pour la pièce à 4 trous ouverture 1mm**

Ouverture de la valve de sortie (mm)	Type de générateur	Pression (bar)	Température chaude moyenne ( $T_{cm}$ )	Température froide moyenne ( $T_{fm}$ )	Ecart type chaud ETc	Ecart type froid ETf	Intervalle de confiance
2mm	4 Trous	1	16.3889	12.6111	0.0782	0.0527	$I_{c-c} = 0.0915$
		2	15.3556	9.3444	0.0882	0.0527	
		3	15.6923	8.0308	0.0760	0.1316	
		4	15.3545	6.8182	0.0522	0.1079	$I_{c-f} = 0.1944$
		5	14.8867	5.9733	0.0915	0.1944	

**Tableau 4. 10 : résultats du test pour la pièce à 4 trous ouverture 2mm**

## CHAPITRE 4 : Analyse et discussions des résultats expérimentaux

Ouverture de la valve de sortie (mm)	Type de générateur	Pression (bar)	Température chaude moyenne ( $T_{cm}$ )	Température froide moyenne ( $T_{fm}$ )	Ecart type chaud ETc	Ecart type froid ETf	Intervalle de confiance
0,5 mm	6 Trous	1	19.8556	16.0556	0.0527	0.0527	$I_{c-c} = 0.1618$
		2	17.0333	10.7833	0.0516	0.0753	
		3	17.2143	8.9571	0.0690	0.0535	
		4	16.3200	6.4500	0.0632	0.0527	$I_{c-f} = 0.0753$
		5	16.9667	4.1667	0.0516	0.0816	

**Tableau 4. 11: résultats du test pour la pièce à 6 trous ouverture 0.5m**

Ouverture de la valve de sortie (mm)	Type de générateur	Pression (bar)	Température chaude moyenne ( $T_{cm}$ )	Température froide moyenne ( $T_{fm}$ )	Ecart type chaud ETc	Ecart type froid ETf	Intervalle de confiance
1 mm	6 Trous	1	12.7154	7.7692	0.1405	0.0947	$I_{c-c} = 0.1405$
		2	10.7200	4.0400	0.0789	0.0843	
		3	11.4875	0.0641	0.0641	0.0641	
		4	9.3545	-0.6000	0.1128	0.0775	$I_{c-f} = 0.0947$
		5	8.8462	-1.1769	0.1506	0.1787	

**Tableau 4. 12 : résultats du test pour la pièce à 6 trous ouverture 1mm**

Ouverture de la valve de sortie (mm)	Type de générateur	Pression (bar)	Température chaude moyenne ( $T_{cm}$ )	Température froide moyenne ( $T_{fm}$ )	Ecart type chaud ETc	Ecart type froid ETf	Intervalle de confiance
2 mm	6 Trous	1	17.5727	13.1455	0.0786	0.1128	$I_{c-c} = 0.0786$
		2	16.2455	9.9364	0.0522	0.0924	
		3	15.1600	6.4800	0.0516	0.1033	
		4	14.8385	5.8615	0.0650	0.1981	$I_{c-f} = 0.1981$
		5	14.1900	5.1100	0.0738	0.1449	

**Tableau 4. 13 : résultats du test pour la pièce à 6 trous ouverture 2mm**

### 5 Conclusion

Grâce à l'analyse comparative des courbes d'évolutions des températures, les résultats obtenus de l'étude expérimentale ont montré que la génératrice de vortex à deux buses d'injections a de meilleurs résultats en terme d'écart de température. Le phénomène de séparation d'énergie a lieu. La fidélité de nos mesures en termes de précision a été approuvée par les écarts type et les intervalles de confiances où l'incertitude de mesure maximale ne dépasse pas  $\pm 0.2251^{\circ}\text{C}$ .

Nous avons aussi vu l'influence du régime de compresseur à l'état d'enclenchement et au repos, ce qui nous amène à déduire que lors de l'enclenchement du compresseur, la pression augmente la température du gaz qui influence la température de sortie chaude du tube à vortex, contrairement au régime éteint.

le débit d'air échappé à la sortie chaude est contrôlé par la valve conique qui contrôle aussi la quantité de chaleur évacuée vers l'extérieur et refoulée dans le tube. Pour cela les résultats du prototype à 2 buses d'injections avec une ouverture de 2mm sont meilleurs en termes d'écart de température, et tenant compte du phénomène de séparation qui se produit d'une façon très poussée par rapport aux ouvertures de 1 et 0.5 mm, ceci prouve que le phénomène de séparation d'énergie est en relation directe avec la valve de sortie chaude, la section et le nombre de buse d'injection.

## Conclusion générale

---

Le tube à vortex ou bien le RHVT, fait encore l'objet de beaucoup de recherche à travers le monde. Des études poussées ont été faites à l'aide de matériels technologiques et de mesures précises pour mieux comprendre le phénomène.

Dans cette étude, le travail expérimental a été pour nous une opportunité d'apprendre sur un système aussi particulier et novateur, à savoir le tube à vortex. Malgré les difficultés de fabrications et le manque de moyens de mesure expérimentale auxquels nous avons dû faire face, la conception et l'étude de notre prototype a été menée à bien.

D'après les revues bibliographiques, nous avons déduit que pour mener une expérimentation sur les RHVT, plusieurs paramètres sont nécessaires à la réussite de l'étude, notamment : la géométrie et les dimensionnements du prototype, le matériel utilisé, la matière utilisée, le fluide de travail...etc.

Pour la partie simulation numérique, une centrale de calcul ou bien un ordinateur très puissant est nécessaire pour parvenir à calculer le nombre important de paramètres afin de comprendre l'écoulement du fluide à l'intérieur de la pièce, malheureusement cela n'a pas été mis à notre disposition. Nous avons donc réalisé la géométrie de la pièce sur un logiciel de calcul existant au niveau de notre département. La pièce est subdivisée en 8.910 028 éléments sans pouvoir poursuivre la simulation en raison du plantage du système.

Le but et l'objectif de la présente étude ont été globalement atteints. Le phénomène de séparation d'énergie a été observé avec succès dans la partie expérimentale. Pour toutes les génératrices de 2, 4 et 6 buses d'injections, et grâce aux résultats obtenus nous sommes parvenus à faire une comparaison des paramètres variés en termes de production d'écart de température en fonction du temps, de la pression ainsi que l'influence de l'ouverture à l'extrémité chaude et le régime du compresseur sur le phénomène de la séparation d'énergie.

Compte tenu de la bibliographie, aucune étude connue prend en considération le régime du compresseur. Après quelques études sur ce paramètre nous avons conclu que le régime influence les performances du RHVT, notamment que lors de l'enclenchement du compresseur, la pression augmente la température du gaz qui influence la température de sortie chaude, contrairement au régime éteint qui favorise la baisse des températures froides.

La réalisation de cette analyse dans notre projet de fin d'études, nous a permis de renforcer nos connaissances tant que pratique et théorique dans ce domaine complexe et nouveau des RHVT.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIE

---

- [1] **Orhan Aydin, Burak Markal, Mete Avci.** A new vortex generator geometry for a counter-flow Ranque-Hilsch vortex tube. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 2505-2511.
- [2] **Mohammad O. Hamdan, Ahmed Alawar, Emad Elnajjar, Waseem Siddique.** “*Experimental analysis on vortex tube energy separation performance*“. *Heat Mass Transfer* (2011) 47:1637–1642 DOI 10.1007/s00231-011-0824-6.
- [3] **Yunpeng Xue, Maziar Arjomandi, Richard Kelso.** Experimental study of the thermal separation in a vortex tube. *Experimental Thermal and Fluid Science* 46 (2013) 175–182.
- [4] **Yunpeng Xue, Maziar Arjomandi, Richard Kelso.** Energy analysis within a vortex tube. *Experimental Thermal and Fluid Science* 52 (2014) 139–145.
- [5] **Seyed Ehsan Rafiee, M. M. Sadeghiazad, Nasser Mostafavinia.** Experimental and Numerical Investigation on Effect of Convergent Angle and Cold Orifice Diameter on Thermal Performance of Convergent Vortex Tube [DOI: 10.1115/1.4030639].
- [6] **Xingwei Liu, Zhongliang Liu.** Investigation of the energy separation effect and flow mechanism inside a vortex tube *Applied Thermal Engineering* 67 (2014) 494-506.
- [7] **M. Attalla, H. Ahmed, M. S. Ahmed, and A. A. El-Wafa,** “Experimental investigation for thermal performance of series and parallel Ranque-Hilsch vortex tube systems,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 123, pp. 327-339, 2017
- [8] **Hitesh R. Thakare, Ashok D. Parekh.** Experimental investigation and CFD analysis of Ranque—Hilsch vortex tube, *Energy* (2017), doi: 10.1016/j.energy.2017.05.070.
- [9] **Volkan Kirmaci, Hüseyin Kaya, Ismail Cebeci.** An experimental and exergy analysis of à thermal performance of à counter flow ranque-hilsch vortex tube with different nozzle materials. *International Journal of Refrigeration* S0140-7007(17)30387-0.
- [10] **Hüseyin Kaya, Onuralp Uluer, Evren Kocaoglu, Volkan Kirmaci.** Experimental analysis of cooling and heating performance of serial and parallel connected counter-flow Ranquee—Hilsch vortex tube systems using carbon dioxide as a working fluid. *International Journal of Refrigeration* 106 (2019) 297–307.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIE

---

- [11] **Ines Mokni, Philippe Bournot, Hatem Mhiri.** Séparation d'énergie dans un tube vortex: Modélisation tridimensionnelle. International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET) Vol.8 pp.25-30 ISSN 1737-9296.
- [12] **Mohammed BAGHDAD.** Thèse de Doctorat en science Simulation Numérique de l'Écoulement dans un Tube Vortex. Thesis · June 2013.DOI: 10.13140/RG.2.2.25032.34566.
- [13] **H. Takahama and H. Yokosawa.** Energy separation in vortex tubes with a divergent chamber. Trans. ASME, J. Heat Transfer, 103:196–203, May 1981.
- [14] **Saida BOUKENNA, Yassine BOUHADDA.** Réalisation et Expérimentation d'un Tube Vortex. Promotion 2018 Université de Jijel.
- [15] **S.A. Piralishvili and V.M. Polyaev.** Flow and thermodynamic characteristics of energy separation in a Double-Circuit vortex tube—an experimental investigation. Experimental Thermal and Fluid Science, 12:399–410, 1996.
- [16] **C. Gao,** “Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube,” Ph.D thesis, Eindhoven University of Technology, 2005.
- [17] **M. REZIK, M. BAGHDAD.** Analyse thermodynamique d'un tube vortex Fonctionnant aux fluides frigorigènes, Institut des Sciences et Technologie, Centre Universitaire de Tissemsilt, Algérie, 22ème Congrès Français de Mécanique, Lyon, 24 au 28 Août 2015.
- [18] Tableau tiré du site <https://comprex-air.com/fr-fr/fiac-ab-500-858-tf-t-compresseur-7-5hp-500l-400v.html>. Copyright © 2021 - Comprex.
- [19] Tableau tiré de la fiche technique de la sonde Pt100.
- [20] Fiche technique FC-04 series temperature control meter instruction manual.
- [21] **R. J. Moffat,** Describing the uncertainties in experimental results, Experimental Thermal and Fluid Science 1 (1988), 3-17.
- [22] **R.B. Abernethy, R.P. Benedict, R.B. Dowdell,** ASME measurement uncertainty, Journal of Fluids Engineering 107 (1985) 161–164.