



# Micro-turbine à air chaud avec combustion externe

Dans le cadre de cette thèse la turbine utilisée est une turbine à air chaud, différente des turbines à vapeur et des turbines à eau (centrale hydroélectrique). Dans la suite du chapitre la spécificité ne sera pas rappelée mais induite.

Ce chapitre a pour objet de présenter les deux éléments extérieurs à la production de chaleur que sont l'échangeur de chaleur haute température et l'ensemble micro-turbine. Dans une première partie, une présentation générale du système est effectuée en commençant par le choix du type de turbine. Les caractéristiques de fonctionnement fournies par le concepteur sont ensuite présentées, ainsi que les calculs de rendement de la turbine qui en découlent. Cette première partie se termine par la présentation d'un test de tenue à la température effectué sur le matériau choisi pour réaliser les différentes pièces, le Nickel Alloy HX de chez eos© [130].

La deuxième partie du chapitre est consacrée à l'étude expérimentale et théorique de l'échangeur haute température (high temperature heat exchanger, HTHE), les performances mesurées et calculées sont présentées et confrontées à celles décrites par le concepteur. Dans cette partie l'objectif technique est de réaliser un banc d'essai pour tester l'échangeur de chaleur dans des conditions dites « propres », c'est-à-dire sans encrasser l'échangeur ou le détériorer. Le but est d'obtenir des données sur le transfert thermique et l'écoulement des fluides dans l'échangeur sans perturbation par encrassement. L'objectif scientifique est de réaliser un modèle numérique simplifié de l'échangeur de chaleur, de le comparer avec les données récoltées par l'expérience afin de valider la méthode de modélisation et ainsi permettre d'envisager des modifications sur l'échangeur en les validant grâce au modèle numérique.

L'ensemble micro-turbine est présenté dans la troisième partie ainsi que le banc d'essais mis en place pour étudier son fonctionnement. Les objectifs techniques sont de concevoir un banc d'essai qui permettra de tester la micro-turbine sans perturbation du fait de la combustion et de l'encrassement de l'échangeur, de mettre en rotation la turbine et de mettre en place le matériel nécessaire pour suivre la production électrique. L'objectif scientifique est de récolter les données de fonctionnement pour calculer les rendements isentropiques de compression et de détente afin de calculer les performances réelles de la turbine pour les comparer aux données théoriques fournies par le concepteur de la turbine. Les données récoltées permettront de réaliser le couplage complet de la micro-turbine à combustion externe avec la chaudière.

Le chapitre se termine sur une conclusion générale sur le système de production d'électricité proposé dans le projet AGATCO.

# 1. Etude générale du système

## 1.1. Choix du type de turbine

Il existe une multitude de systèmes de turbines pour la production d'électricité (combustion externe, combustion interne avec ou sans récupérateur, à cycle combiné [131–133], etc.). De la plus simple à combustion interne ou directe (schématisée en Figure 96, à gauche) qui est utilisée en micro-cogénération au gaz naturel [134], à des systèmes plus complexes adaptés à un plus grand nombre de combustibles et de plus en plus performants, ces systèmes sont de plus en plus utilisés. Les turbines à combustion externe (schématisé en Figure 96, à droite), un temps mis de côté, refont leur apparition pour des utilisations liées à des combustibles dont les produits de combustion sont moins « propres » (présence de goudrons ou de particules) et ne pouvant être utilisés sous pression.

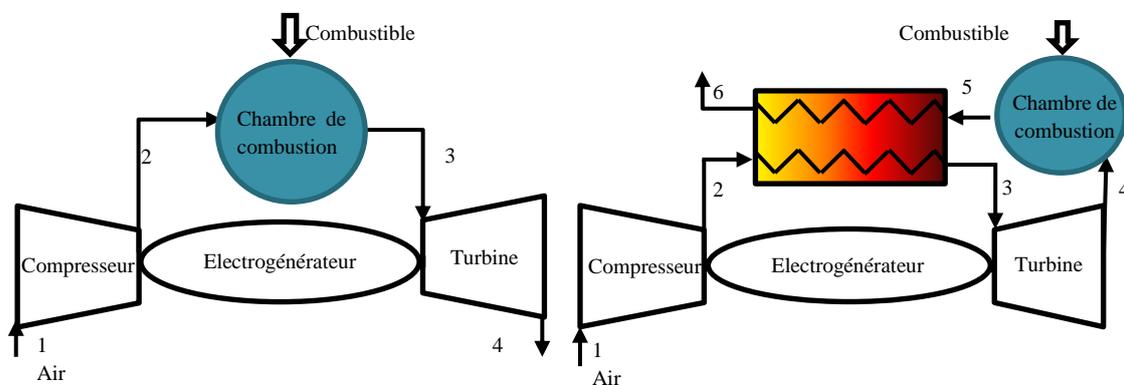


Figure 96 : Représentation schématique d'une turbine à combustion interne à gauche et externe à droite.

Les cycles thermodynamiques des turbines sont représentés par le cycle de Joule-Brayton. Ceux de la turbine à combustion directe et à combustion externe sont représentés en Figure 97 respectivement à gauche et à droite.

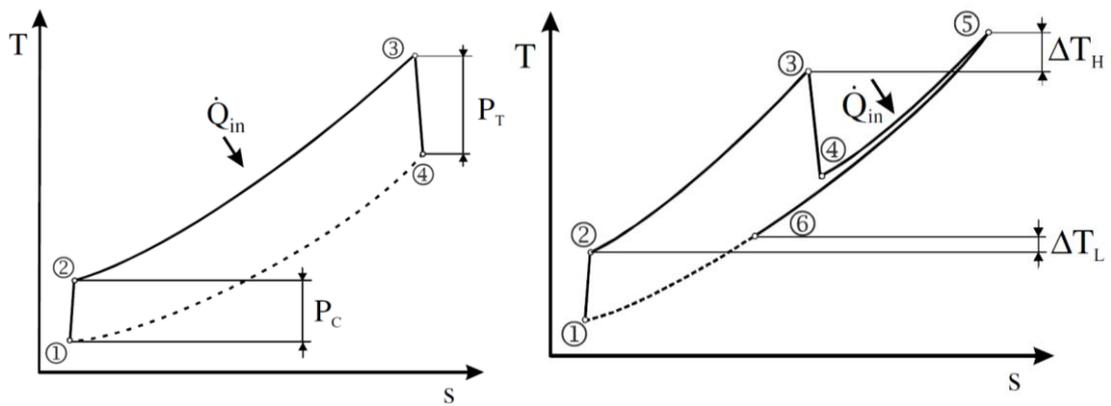


Figure 97 : Cycle de Brayton d'une turbine à gaz simple (à gauche) et d'une turbine à gaz à combustion externe (à droite) [132].

Dans les deux cas, le point 1 est l'entrée dans le compresseur, le 2 la sortie du compresseur, 3 l'entrée dans la turbine et 4 la sortie de la turbine, cette numérotation est conservée dans toute cette partie comme indice de positionnement pour le calcul des propriétés du gaz. Il y a donc une première étape de compression puis le gaz comprimé est chauffé de façon isobare avant d'être détendu dans la turbine. Le travail produit par la détente est en partie consommé par le compresseur, une autre est perdue à cause des pertes mécaniques (frottements) et le reste sert à la rotation du rotor de l'électrogénérateur permettant ainsi la production d'électricité. Les deux systèmes se différencient sur la méthode de production de chaleur pour réaliser la chauffe isobare du gaz. Dans le cas du cycle direct, une combustion sous atmosphère pressurisée est réalisée entre les points 2 et 3, les gaz de combustion transmettent ensuite leur énergie à la turbine. Dans le cas du cycle externe, un échangeur haute température est placé entre 2 et 3, il permet la récupération de l'énergie de la combustion qui a lieu en dehors de la turbine (dans la chaudière à granulés dans notre cas). Le grand avantage thermodynamiquement est que l'air utilisé pour la combustion est celui qui sort de la turbine, celui-ci est alors préchauffé. De plus, les gaz de combustion ne traversent pas la turbine limitant ainsi l'encrassement de cette dernière [135,136]. Cette dernière technologie est donc adaptée pour des combustibles solides tels que le charbon et la biomasse. Néanmoins, il reste possible d'utiliser une turbine à combustion interne avec des combustibles solides en passant par une étape de gazéification (suivi d'une étape de purification) qui conduit à la production d'un gaz qui peut alors se substituer aux combustibles classiquement utilisés (gaz naturel, fioul, ...). [137]. D'un point de vue théorique cette application est possible mais les coûts et les problèmes techniques liés à l'étape de purification freinent considérablement son développement industriel. L'utilisation d'une turbine à combustion externe apparaissait donc comme le meilleur choix dans le cadre du projet AGATCO.

## 1.2. Méthode de fabrication par frittage laser

La fabrication des éléments composant la micro-turbine à combustion externe est réalisée par frittage laser, plus précisément par frittage laser sélectif (ou SLS pour Selective Laser Sintering). C'est un procédé de fabrication additive où un laser vient chauffer et fusionner une poudre en un matériau solide en se basant sur un modèle 3D numérique.

Le procédé d'impression par SLS est présenté dans la Figure 98. Une fine couche de poudre est étalée dans le bac de droite à l'aide d'une raclette. Puis le laser vient balayer la section transversale du model 3D pour faire fusionner les particules sélectionnées, la poudre non fusionnée sert de support pour la pièce.

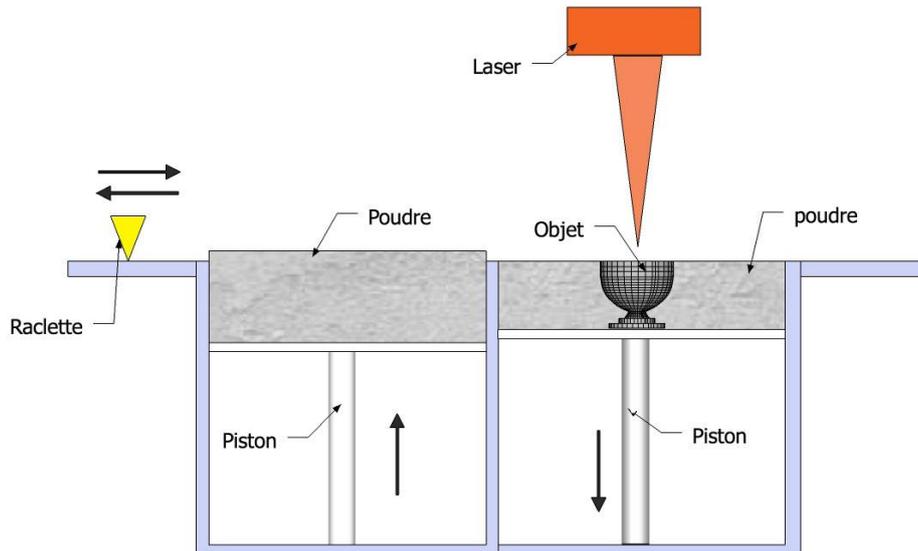


Figure 98 : Schéma de principe du frittage laser sélectif

Une fois la couche terminée, la zone de fabrication s'abaisse et une nouvelle couche de poudre est déposée et le laser balaye la section transversale suivante. Ces étapes se répètent jusqu'à la fin de l'impression. Une fois finie et refroidie, la pièce est retirée puis nettoyée pour retirer l'excès de poudre. La poudre récupérée peut être réutilisée après élimination des grosses particules par filtration.

Durant les travaux de la thèse, les pièces mobiles de la turbine ont été réalisées chez BOYKO Center, les éléments statiques par l'école nationale d'ingénieur de St Etienne et enfin la fabrication de l'échangeur a été confiée à Phénix system un fabricant de machine de frittage.

### 1.3. Caractéristiques concepteur

Les données transmises ici sont tirées du rapport de BOYKO [120] qui décrit les caractéristiques de la turbine et de l'échangeur de chaleur du projet. Les caractéristiques sont données pour une micro-turbine en céramique, aucune nouvelle spécification n'a été fournie lorsque le choix du matériau de fabrication a changé pour le Nickel Alloy HX. Le changement de matériau a été réalisé car le Nickel Alloy Hx présente des caractéristiques compatibles avec la haute température. De plus, le frittage laser avec ce matériau est maîtrisé et son tarif d'achat est largement plus faible que celui de la céramique. Le Tableau 16 présente les performances visées par le concepteur pour le compresseur, la turbine et l'électrogénérateur.

Tableau 16 : Performances visées pour le compresseur, la turbine et l'électrogénérateur [120].

		Désignation	Unité	Valeur
Compresseur	Air en entrée	Température d'entrée	$T_1$	°C
		Pression	$P_1$	MPa
				15
				0,1013

		Débit	$\dot{m}_1$	g/s	16
		Taux de compression	$\pi_c$	$\frac{P_2}{P_1}$	2,3
		Fuite sur le circuit	$G_f$	%	1
Turbine	Air en entrée	Température	$T_3$	°C	1100
		Pression	$P_3$	MPa	0,2
		Débit	$\dot{m}_3$	g/s	15,84
	Taux de détente	$\pi_T$	$\frac{P_3}{P_4}$	2,261	
Puissance électrique de l'électrogénérateur			$N_e$	kW	1,447
Rendements	Isentropique Compresseur		$\eta_{is}^c$	%	71
	Isentropique Turbine		$\eta_{is}^T$		73
	Electrogénérateur		$\eta_{EG}$		90
	Mécanique		$\eta_M$		99

A partir des données du constructeur, il est possible de calculer les températures de sortie de l'air du compresseur et de la turbine (**l'ensemble du système étant considéré adiabatique**). Les caractéristiques de fonctionnement de l'échangeur de chaleur sont ensuite déduites et la température de sortie des fumées de l'échangeur calculée. Une fois toutes ces données rassemblées, le diagramme Température/ Entropie du cycle thermodynamique de la micro-turbine est tracé.

### 1.3.1. Calculs des températures de sortie compresseur et turbine

Les données concepteur indiquent les températures d'entrée dans chacun des éléments (compresseur et turbine), le taux de compression et de détente ainsi que les rendements isentropiques de compression et de détente. Ces valeurs permettent de calculer les températures de sorties de compresseur et de turbine.

#### 1.3.1.1. Température de sortie compresseur

La température de sortie du compresseur (qui est aussi la température d'entrée de l'air comprimé dans l'échangeur de chaleur) est calculée en fonction du taux de compression et du rendement isentropique du compresseur. Le rapport thermique de compression ( $\lambda_C$ ) permet de calculer la température isentropique en sortie de compresseur ( $T_{2is}$ ) :

$$\lambda_C = (\pi_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{2is}}{T_1} \quad (53)$$

Avec :

$\gamma$  : Le rapport des capacités calorifiques  $C_p/C_v$ , la valeur est prise moyenne entre  $T_2$  et  $T_1$  dans [125].

$\pi_C$  : Le taux de compression

Puis la température de sortie de compresseur ( $T_2$ ) pour un cycle irréversible est calculée grâce au rendement isentropique de compression ( $\eta_{is}^c$ ) donnée par le concepteur :

$$T_2 = T_1 \times \left( 1 + \frac{\lambda_C - 1}{\eta_{is}^c} \right) = \frac{T_{2is} - T_1}{\eta_{is}^c} + T_1 \quad (54)$$

La température de sortie du compresseur est donc théoriquement de 397 K soit 124°C.

#### 1.3.1.2. Température de sortie turbine ( $T_4$ )

La température de sortie de la turbine est calculée à partir du rapport thermique de compression ( $\lambda_T$ ) et du rendement de détente ( $\eta_{is}^t$ ). La valeur du rapport des capacités calorifiques est prise moyenne entre  $T_3$  et  $T_4$  dans [125] :

$$\lambda_T = (\pi_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_{4is}}{T_3} \quad (55)$$

$$T_4 = T_3 \times \left( 1 - \eta_{is}^t \times \left( 1 - \frac{1}{\lambda_T} \right) \right) = \eta_{is}^t (T_3 - T_{4is}) + T_3 \quad (56)$$

La température de sortie de la turbine ( $T_4$ ) est donc théoriquement de 1189 K soit 916°C.

### 1.3.2. Caractéristiques de l'échangeur de chaleur

Les caractéristiques de l'échangeur de chaleur ont été déterminées en fonction des besoins de la micro-turbine. Les fumées de la combustion doivent entrer dans l'échangeur à  $T_5 = 1200^\circ\text{C}$ , et l'air comprimé entre à  $T_2 = 124^\circ\text{C}$  et doit sortir à  $T_3 = 1100^\circ\text{C}$  pour entrer dans la turbine.

A partir de la température d'entrée de l'air comprimé dans l'échangeur, de la température de sortie de l'air comprimé de l'échangeur, la température d'entrée des fumées dans l'échangeur et les débits de part et d'autre de l'échangeur il est possible de calculer l'efficacité que doit atteindre l'échangeur ainsi que la puissance de l'échange. Puis une fois la puissance échangée connue, la température de sortie des fumées de l'échangeur ( $T_6$ ) peut être calculée.

#### 1.3.2.1. Calcul du flux échangé

Le flux échangé correspond au débit d'énergie nécessaire pour que le fluide réalise la variation de température souhaité :

$$\Phi = \dot{m}_3 \times \bar{C}_p \times (T_3 - T_2) = 16,9 \text{ kW} \quad (57)$$

Ce résultat permet de relever un premier indicateur, l'énergie apporté par le combustible est de seulement 15 kW et l'énergie à fournir à l'échangeur de chaleur est supérieur. L'air chaud revenant de la turbine est donc primordial pour pouvoir réussir à répondre à la demande énergétique. Cet air apporte en plus du combustible 16,5kW d'énergie.

#### 1.3.2.2. Calcul de l'efficacité de l'échangeur

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est le rapport entre la quantité d'énergie réellement échangée  $\Phi$  et le flux maximum échangeable  $\Phi_{max}$  dans un échangeur idéal (contre-courant, longueur infinie et parfaitement isolé de l'extérieur) [138].

Le flux maximum échangeable correspond au débit d'énergie nécessaire pour effectuer la variation de température maximale sur le circuit dont le débit calorifique (produit du débit massique avec la capacité calorifique) est le plus faible, ce circuit étant dit limitant :

$$\Phi_{max} = (\dot{m} \times C_p)_{min} \times \Delta T_{max} \quad (58)$$

La variation de température maximale correspond à la différence entre les températures d'entrée des différents fluides. Dans notre cas, le circuit possédant le débit calorifique le plus faible est celui dans lequel le fluide froid circule :

$$(\dot{m} \times C_p)_{min} = (\dot{m}_3 \times C_{p3}) < (\dot{m}_5 \times C_{p5}) \quad (59)$$

Le calcul de l'efficacité donne donc :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_3 \times \overline{C_{p3}} \times (T_3 - T_2)}{\dot{m}_3 \times \overline{C_{p3}} \times (T_5 - T_2)} \quad (60)$$

Soit :

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2} = 0,90 \quad (61)$$

Pour la faible taille de l'échangeur, une efficacité de 0,9 représente un défi.

### 1.3.2.3. Calcul de la température de sortie des fumées de l'échangeur ( $T_6$ )

Selon la solution de combustion choisie, sans recyclage ou avec recyclage (cf. Chapitre 2, 3.2), les températures de sortie de l'échangeur vont légèrement différer du fait de la petite variation de débits entre les deux solutions proposées car nous avons fait le choix de limiter le refroidissement de la chambre de combustion dans le cas du recyclage. Les données concernant la solution sans recyclage sont indiquées par l'indice SR, et pour la solution avec recyclage par l'indice R.

L'échangeur est considéré comme adiabatique, donc la totalité de l'énergie délivrée par les fumées chaudes est transmise à l'air comprimé froid.

Les résultats regroupés dans le Tableau 17 prennent en compte la variation du  $C_p$  moyen entre l'entrée et la sortie pour les calculs, les fluides étant assimilés à de l'air pour les deux circuits. Le solveur d'Excel est utilisé pour réaliser le calcul par itération sur la température  $T_6$ , avec comme valeur cible la puissance échangée, comme cellule variable  $T_6$  et comme contrainte que la puissance échangée sur l'air comprimé (entre 2 et 3) soit égale à la puissance échangée sur les fumées (entre 5 et 6).

**Tableau 17 : Résultats du calcul des températures en sortie des fumées de l'échangeur.**

Calcul des températures en sortie de l'échangeur du côté fumées					
Energie récupéré par l'air comprimé					
	$T_2$ (°C)	$T_3$ (°C)	$\dot{m}_3$ (g/s)	$P_{ech a}$ (W)	$C_p$ moyen ( $J \cdot g^{-1} \cdot K^{-1}$ )
	122	1100	15,84	16974	1,111
Calcul de T6					
	$T_5$ (°C)	$T_6$ (°C)	$\dot{m}_5$ (g/s)	$P_{ech f}$ (W)	$C_p$ moyen ( $J \cdot g^{-1} \cdot K^{-1}$ )
Sans recyclage	1200	673	27,615	16974	1,166
Avec Recyclage	1200	660	27	16974	1,165

### 1.3.3. Tracé du cycle thermodynamique sur un diagramme T/s

Les résultats précédents permettent de tracer sur un diagramme T/s le cycle thermodynamique du fonctionnement de la turbine à combustion externe utilisé pour le projet AGATCO.

Le cycle présenté en Figure 100 fait apparaître les points  $4_{SR}$  et  $4_R$  qui n'ont pas été représentés sur la Figure 97. La Figure 99 permet de mettre en évidence les différences existantes entre un cycle à combustion externe classique (Figure 96 à droite) et les systèmes envisagés dans cette étude.

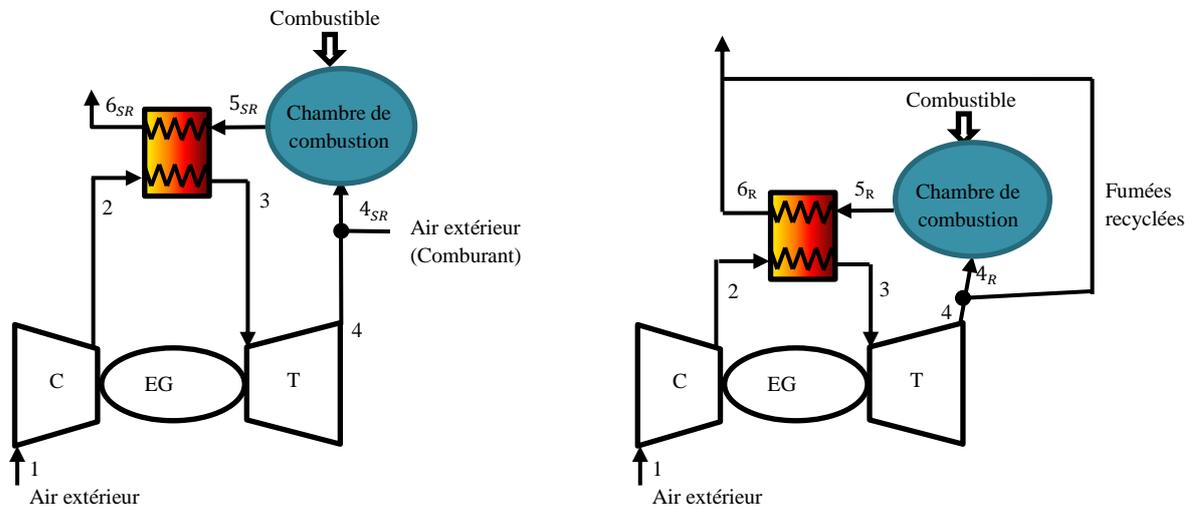


Figure 99 : Représentation schématique des cycles sans recyclage (à gauche) et avec recyclage (à droite).

Ces deux points correspondent aux températures d'entrée dans la chambre de combustion en fonction du système de combustion choisi, avec dans l'ordre d'apparition sans recyclage et avec recyclage. Les températures  $T_{4_{SR}}$  et  $T_{4_R}$  résultent du mélange de l'air de sortie de la turbine avec dans le premier cas de l'air frais et dans le deuxième cas des fumées chaudes pour atteindre le débit de fumée exigé. Les résultats des calculs des températures des mélanges sont indiqués dans le Tableau 18.

Tableau 18 : Résultats du calcul des températures du mélange gazeux entrant dans la zone de combustion.

	Calcul de la température de mélange (cas sans recyclage)		
	Débit (g/s)	Température (°C)	Cp moyen
Air sortie de turbine	15,84	916	1,164
Air frais	10,629	16,9	1,001
Mélange d'air	26,469	582	1,106
	Calcul de la température de mélange (cas avec recyclage)		
	Débit (g/s)	Température (°C)	Cp moyen
Air sortie de turbine	15,84	916	1,164
Fumées chaudes	10	660	1,117
Mélange gazeux	25,84	831	1,148

Sur la Figure 100, les points numérotés de 4 à 6 ne sont pas placés exactement sur leur ligne de pression pour faciliter la lisibilité du cycle, la pression de l'ensemble de ces points étant proche d'une Atmosphère. Le cycle formé permet de se rendre compte facilement de l'augmentation du besoin énergétique pour passer de l'étape 4 à 5 en fonction de la méthode choisie pour atteindre le volume de fumée exigé.

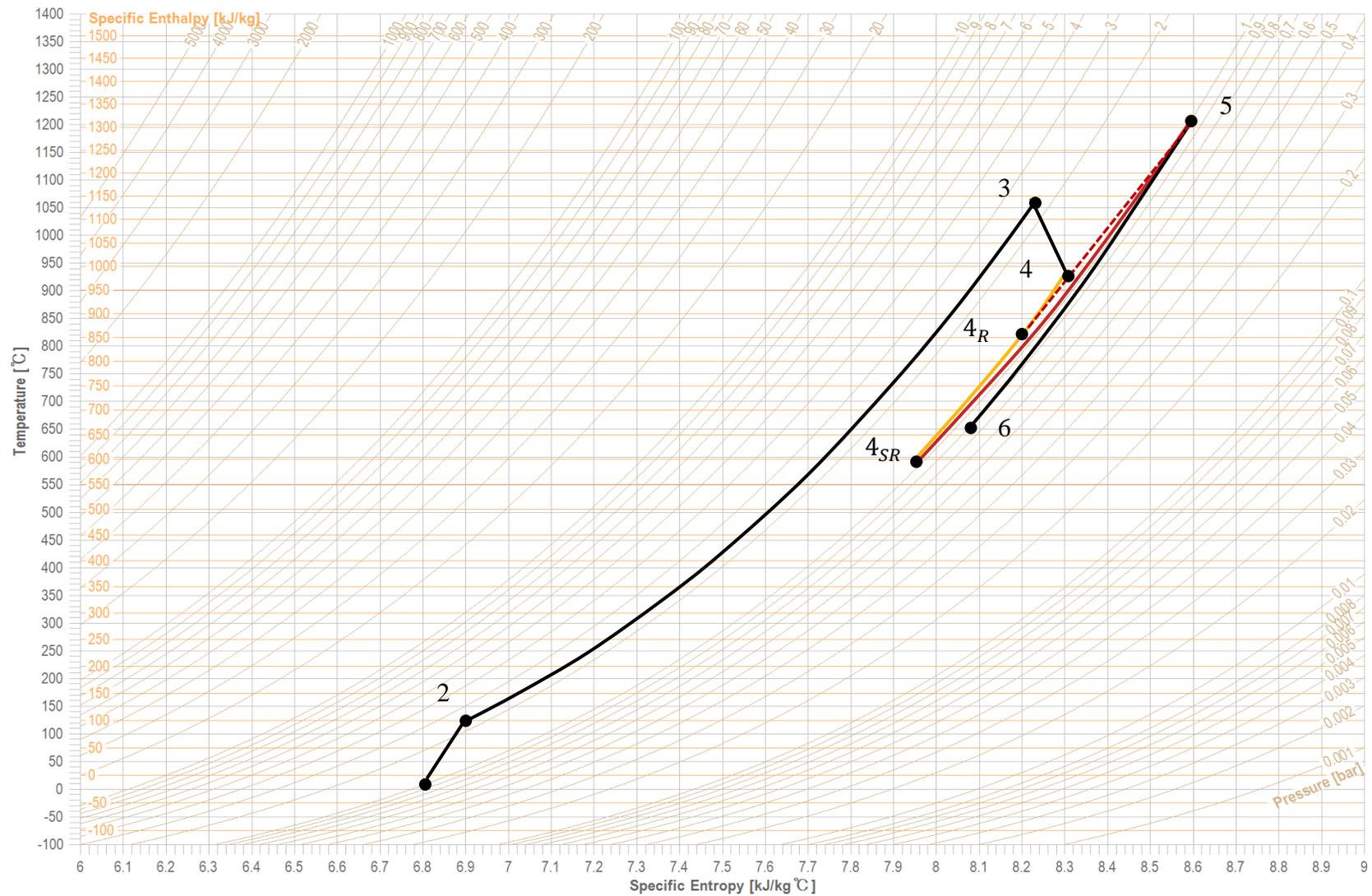


Figure 100 : Diagramme thermodynamique T/s du cycle irréversible de la turbine.

Les données présentées dans la Figure 100 montrent bien l'importance de la température d'entrée de l'air dans la chambre de combustion. L'abaissement de la température dans les deux cas de figure traités impose une augmentation de l'apport en énergie pour atteindre la température de 1200°C, d'où le fait que la solution sans recyclage nécessite une plus grande puissance en combustible vis-à-vis de la solution avec recyclage.

#### 1.4. Calcul du rendement théorique du système

Le rendement électrique du système est le produit du rendement de la turbine avec celui de l'électrogénérateur ( $\eta_{EG}$ ). Le rendement de la turbine est quant à lui égal au produit du rendement thermique avec le rendement mécanique ( $\eta_M$ ). Le rendement thermique est le rapport entre la différence du travail produit dans la turbine avec celui consommé par le compresseur par rapport à la quantité d'énergie entrante dans le système [139], le rendement électrique se calcule alors par la méthode suivante :

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_C}{\dot{Q}_{entrant}} \times \eta_M \times \eta_{EG} = \eta_{th} \times \eta_M \times \eta_{EG} \quad (62)$$

Dans l'article [140], Baina, Malmquist, Alejo et Fransson présentent ( $\dot{Q}_{entrant}$ ) comme l'énergie produite par la combustion du combustible :

$$\dot{Q}_{entrant} = \dot{m}_{comb} \times PCI \quad (63)$$

M. Kautz et U. Hansen [113], proposent une formule simplifiée du rendement thermique, mais elle ne prend pas en compte la possible variation de débit entre la sortie de turbine et l'entrée des fumées dans l'échangeur, ni même la variation de la capacité calorifique :

$$\eta_{th} \approx \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_5 - T_4)} \quad (64)$$

Dans le cas de notre turbine, il est difficilement concevable de réaliser la simplification proposée dans l'équation (64) car il faudrait considérer l'étape de dilution de l'air sortant de la turbine comme neutre thermodynamiquement. Cette étape augmente le débit et abaisse la température de l'air entrant dans la chambre de combustion, la conséquence directe est l'élévation du besoin en énergie (et donc la quantité de combustible) pour atteindre la température d'entrée des fumées dans l'échangeur de chaleur (cf. Figure 100).

Pour le calcul du rendement, il est nécessaire de calculer le travail de compression et de détente.

Le travail fourni pour la compression :

$$\dot{W}_C = \dot{m}_2 \times Cp * (T_2 - T_1) \quad (65)$$

Le travail produit par la détente :

$$\dot{W}_T = \dot{m}_3 \times C_p * (T_4 - T_3) \quad (66)$$

Le Tableau 19 donne les résultats du calcul de rendement de l'ensemble micro-turbine à combustion externe pour les deux solutions de gestion de la combustion proposées plus tôt. Les valeurs de la puissance combustible sont celles données dans le Chapitre 2 3.2.

**Tableau 19 : Résultats du calcul du rendement Electrique de la micro-turbine.**

	Puissance combustible (W)	Travail de compression (W)	Travail de détente (W)	Travail utile (W)	Rendement thermique	Puissance électrique	Rendement Electrique
Sans recyclage	21300	1753	3418	1665	8%	1483	7%
Avec Recyclage	15000	1753	3418	1665	10%	1483	9%

La différence de puissance de combustible utilisé vient des choix réalisés au chapitre précédent pour favoriser la production de 27g/s de fumée à 1200°C.

Le rendement théorique calculé est faible vis-à-vis de celui espéré en début de projet, celui-ci était annoncé à 30%. Ce résultat se retrouve lorsque le calcul utilise l'équation (64) :

$$\eta_{th} \approx \frac{(1100 - 916) - (124 - 16,9)}{(1200 - 916)} = 0,27 \quad (67)$$

### **1.5. Test de tenue à la température du Nickel Alloy Hx**

L'échangeur de chaleur ainsi que les pièces de la micro-turbine sont réalisés par frittage laser en alliage de référence Nickel Alloy Hx. Ces pièces sont soumises au cours de leur utilisation à de fortes variations de température entre 20 et 1200°C. Lors des étapes de réglage de la machine de frittage laser, des pièces de la turbine ont été en partie fabriquées. Les éléments non définitifs et non réutilisables pour la conception ont été récupérés pour faire des essais de tenue en température du matériau.

Le distributeur récupéré est une pièce statique dans laquelle est placé le rotor turbine, il a pour objectif de distribuer l'air dans les canaux de la turbine. Dans cette zone la température de l'air est de 1100°C. Les tests réalisés avaient pour objectifs de vérifier la tenue du matériau aux températures et aux refroidissements rapides et de vérifier la stabilité dimensionnelle des éléments.

#### **1.5.1. Protocole d'essais**

Le distributeur (cf. photographie Figure 101) avant essai est pesé, la masse mesurée sera la référence pour la suite des mesures, elle est notée  $m_0$ . Les dimensions de la pièce sont mesurées. Sur le distributeur est placé un thermocouple (type K) de façon à mesurer la température à l'intérieur d'un des canaux. La Figure 101 montre une photographie du distributeur avec le thermocouple positionné, la pièce n'ayant pas encore été soumise à la température.



**Figure 101 : Photographie du distributeur avec le thermocouple avant d'être soumis à la température.**

Un four à moufles (model SF 14/S de la marque STUART SCIENTIFIC) est porté à une température de 800°C. Une fois la température atteinte, la pièce est placée dans le four pendant 30 minutes dans le four puis est retirée. Une fois refroidie la pièce est pesée et ses côtes sont reprises. L'opération est renouvelée pour les températures de 900, 1000, 1100 et 1200°C.

Pour observer l'effet de la température sur un temps plus long, la pièce a ensuite été introduite dans le four à moufles à température ambiante. Puis la température a été augmentée jusqu'à 1150°C pendant 24h. Elle est alors pesée, puis replacée dans le four à 1150°C pendant une nouvelle période de 24h.

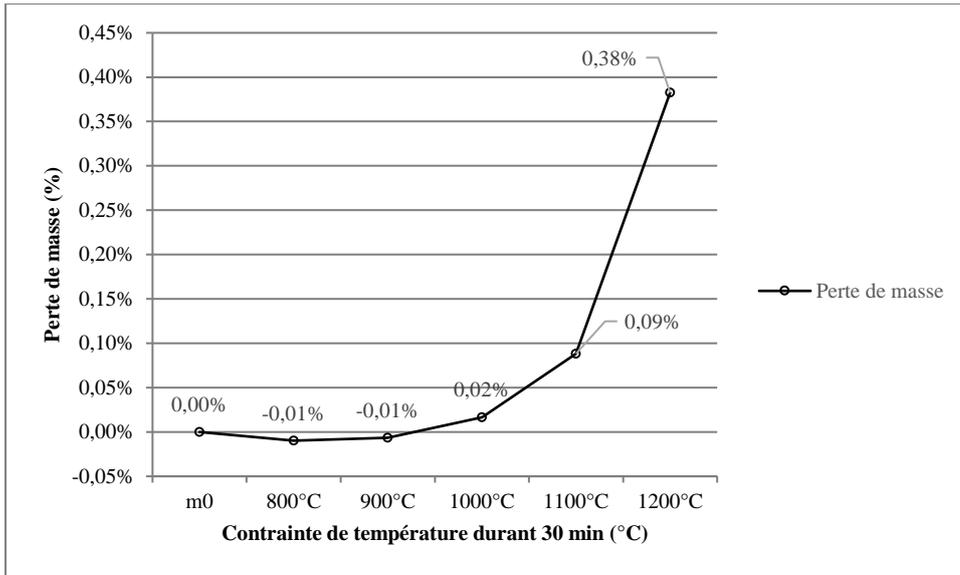
### **1.5.2. Résultats des essais**

Les résultats montrant la variation de la température dans la pièce pendant la montée en température et le refroidissement, ainsi que les résultats sur la variation dimensionnelle de la pièce sont placés en Annexe 3. La mesure de la variation dimensionnelle n'a pas montré de variation importante. En revanche, la perte de masse a montré quelques résultats pertinents présentés ci-après.

#### **1.5.2.1. Impact sur la masse**

##### **a) Essais de 30 min**

L'objectif était de vérifier la tenue à la température du matériau. Au niveau macroscopique aucun signe de dégradation n'a été remarqué. Le suivi de la masse du distributeur en fonction du niveau de contrainte (Figure 102) montre qu'à partir de 1100°C la masse diminue légèrement.

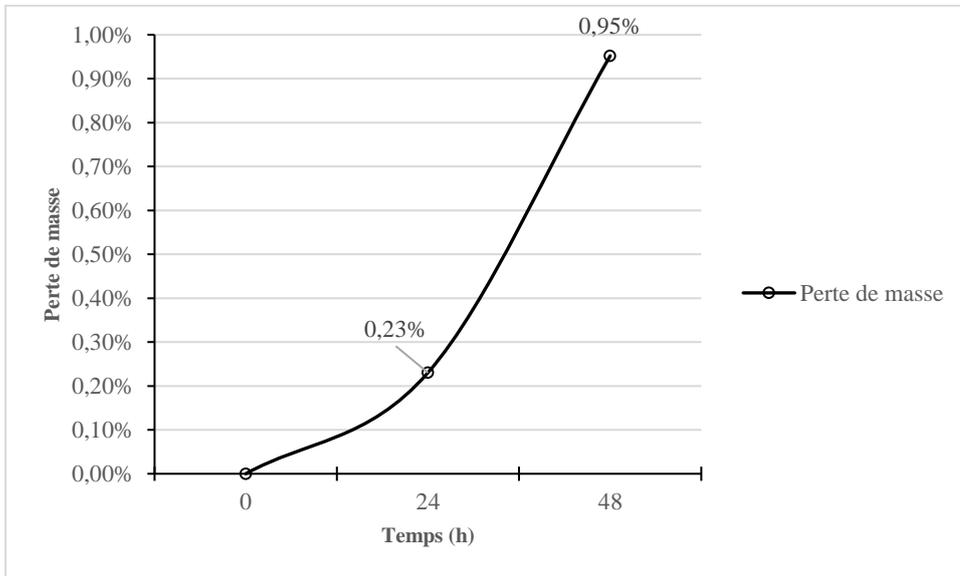


**Figure 102 : Graphique regroupant les masses du distributeur après contrainte.**

Il apparaît cependant que la perte de masse est faible (inférieure à 0,1%) dans tous les cas jusqu'à 1100°C. A 1200°C, il semble qu'une perte plus importante existe. C'est pour cette raison que des tests de plus longue durée ont été réalisés à 1200°C.

### **b) Essai sur 48h**

Les Figure 103 et Figure 104 montrent les effets sur la pièce d'essai après 48h à 1150°C. La perte de masse après 48h atteint près de 1%.



**Figure 103 : Variation de la masse du distributeur sur 48h à 1150°C.**

On remarque de plus un état de surface détérioré (cf. photo Figure 104) avec l'apparition de grains et une surface modifiée.



**Figure 104 : Photographie du distributeur après 48h à 1150°C.**

### **1.5.3. Conclusion**

Les essais réalisés sur le distributeur ont montré que le matériau possède une bonne tenue à la température jusqu'à 1000°C. Au niveau géométrique tant qu'au niveau de la masse aucune variation significative n'a été notée. En revanche, pour des niveaux de température plus importants, une perte de masse dépendante du temps d'exposition est mesurée. Ceci signifie qu'il y a endommagement du matériau au moins en surface.

Ces résultats sont confirmés avec plus de précision dans la littérature. Ganesan et Smith [141] apportent une réponse sur la dégradation en surface du Nickel Alloy Hx avec des résultats qui indiquent une dégradation en surface au-delà de 1000°C et cela sur une période de 1008 heures. Ce matériau est donc certainement suffisant pour nos tests, mais devra être remplacé pour une conception fiable sur un prototype global. La céramique, écartée au début du projet, est un matériau qui peut à nouveau être envisagé. Les progrès techniques réalisés sur le frittage laser et les connaissances accrues sur la céramique permettent d'envisager l'utilisation d'un tel matériau pour monter à des températures de l'ordre de 1200°C.

## **2. Etude de l'échangeur de chaleur haute température**

L'échangeur de chaleur haute température a été spécialement conçu pour être installé dans la chaudière aux granulés de bois, juste à la sortie de la chambre de combustion, c'est-à-dire à l'endroit théoriquement le plus chaud.

Lors de la conception de l'échangeur de chaleur, il a fallu prendre en compte certaines de contraintes :

- Dimensions faibles, il doit pouvoir s'intégrer facilement dans la chaudière sans trop augmenter l'encombrement de cette dernière ;
- Résistance à des contraintes thermiques fortes, il doit être adapté à une montée en température rapide, une température de service de 1200°C et une différence de température inter-fluides importante ;
- Efficacité de 0,9 ; elle est nécessaire pour obtenir une température importante à l'entrée de la turbine ;
- Pertes de charge faible (<1%)

Pour répondre à ces contraintes, il a été choisi de réaliser un échangeur à contre-courant monobloc en Nickel Alloy Hx, cette décision ayant été prise en tenant compte des résultats obtenus lors du projet TURMIQUE (cf. Chapitre 1 – 4).

Les spécifications initiales données pour cet échangeur à contre-courant sont d'accepter 0,026 kg/s de gaz chaud à pression atmosphérique et à une température de 1200°C pour échanger avec 0,015 kg/s d'air comprimé à 0,23 MPa (pression absolue) à 20°C. Compte tenu des résultats précédents sur la tenue du matériau et pour des raisons techniques, l'échangeur est testé jusqu'à une température de 900°C.

## 2.1. Matériels et Méthode

### 2.1.1. Description de l'échangeur

Le HTHE est fabriqué avec la technologie de fabrication additive (impression 3D par frittage laser) en utilisant une poudre de Nickel Alloy HX produit par EOS ®. Le matériau a été choisi pour ses caractéristiques à haute température [142], sa faisabilité de fabrication par frittage et son coût moins élevé que des céramiques.

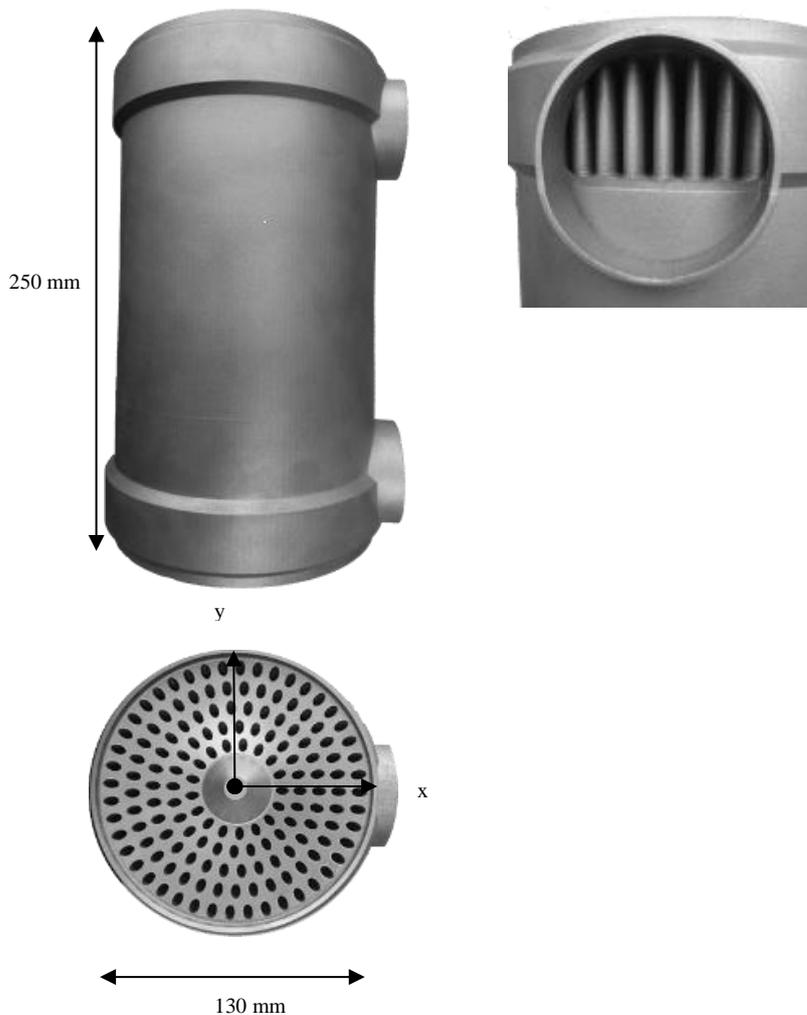


Figure 105 : Photos et dimension de l'échangeur de chaleur final.

La Figure 105 illustre l'échangeur de chaleur à contre-courant qui a été fabriqué par frittage laser en une seule pièce, la plus grande difficulté étant d'évacuer, en fin de production, la poudre piégée à l'intérieur durant la fabrication. L'entreprise chargée de la fabrication par frittage laser de l'échangeur autorise une épaisseur minimale de parois de 0,2 millimètres afin de garantir l'imperméabilité. En raison de cette restriction l'ensemble des plans a dû être revu. Les raccords sont en acier inox AISI 314 et sont soudés à l'échangeur de chaleur. Avant la caractérisation, aucune fuite n'avait été décelée à 0,4 MPa d'injection d'air avec le HTHE immergé dans l'eau (Figure 106).



Figure 106 : échangeur de chaleur immergé dans l'eau avec injection d'air à 0,4MPa, Aucune trace de fuite visible.

### 2.1.2. Description du banc d'essai du laboratoire :

La Figure 107 présente le schéma du banc d'essais développé et utilisé pour caractériser l'échangeur de chaleur à haute température.

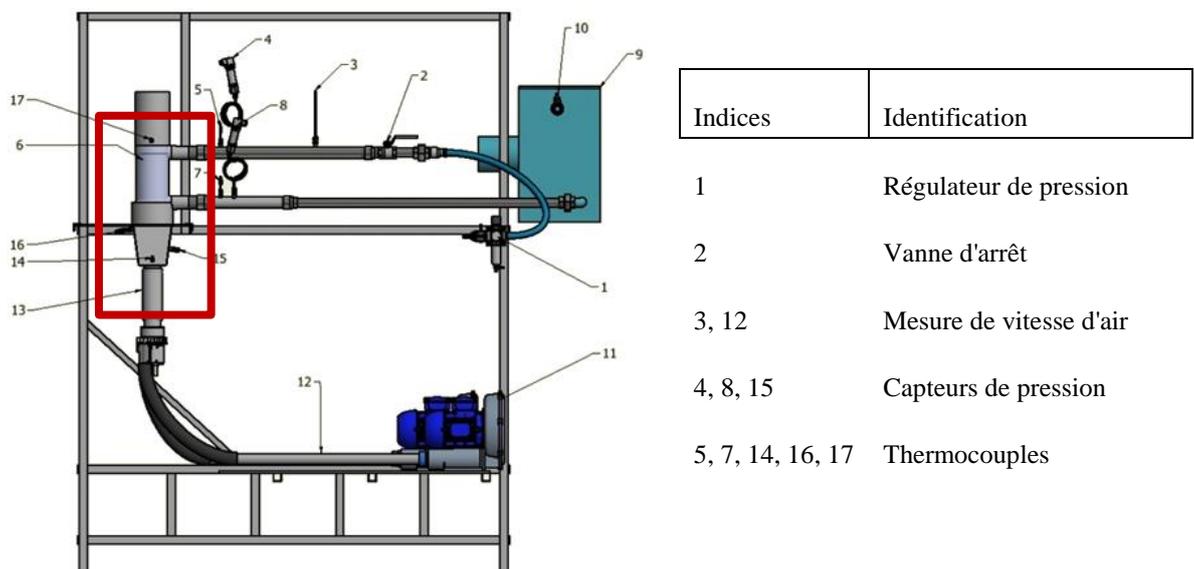


Figure 107 : Schéma de l'échangeur de chaleur banc d'essai.

Le circuit chaud débute par deux ventilateurs (11) qui donnent la possibilité de faire varier le débit d'entrée. Ensuite, l'air est chauffé par deux réchauffeurs d'air électriques (13) (11 kW chacun), la température peut atteindre 900°C maximum à la sortie du réchauffeur d'air. Ces températures sont légèrement inférieures aux 1200°C prévues au début, mais permettent de caractériser l'échangeur. Les essais sur le matériau, comme les niveaux de température atteints lors de la combustion sont en bonne adéquation avec ces aspirations. Comme l'air perd quelques degrés entre le chauffe-air et l'entrée du HTHE, les températures sont mesurées aux deux endroits (14 & 16).

Enfin, après avoir traversé l'échangeur l'air chaud est rejeté à l'atmosphère. Les mesures effectuées sur le circuit chaud donnent la perte de pression (15), le débit (12) et les températures d'entrée et de sortie (16 et 17).

Pour le circuit froid, l'air pressurisé est fourni par le réseau d'air comprimé du laboratoire, la pression souhaitée est réglée en amont (1). Cette régulation n'est pas très stable et des variations régulières sont enregistrées. Après le passage dans l'échangeur de chaleur, un aérotherme (9) est utilisé pour réduire la température avant la vanne pointeau (10) qui n'est pas adaptée pour des températures élevées. Cette vanne permet d'ajuster les pertes de charge pour parvenir à la pression prescrite à l'intérieur de l'échangeur de chaleur. La mesure effectuée sur le circuit froid donne le débit massique (3), la différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur (4 & 8) et la température d'entrée et de sortie du HTHE (5 & 7).

La partie à l'intérieur du rectangle rouge est isolée avec 50 mm de fibres de céramique pour réduire les pertes thermiques et considérer l'échangeur de chaleur comme adiabatique.

Un système de pilotage contrôle les différentes parties du banc d'essais et enregistre toutes les données disponibles. Le HTHE est testé sur une plage de 500°C à 900°C.

L'entrée d'air froid n'est pas réglée en température, celle-ci correspond aux conditions ambiantes (environ 20°C ± 2°C). La pression d'entrée de la voie froide est réglée entre 1,4 bar et 3,4 bar de pression moyenne, la pression de la voie d'entrée chaude n'est pas réglée et est proche de la pression atmosphérique. Le débit massique est maintenu constant pendant toute l'expérience pour les deux côtés, 15 g/s pour le côté froid et 26 g/s pour le côté chaud. Des variations de débit sur le circuit d'air froid ont été mesurées en raison du manque de stabilité de la pression dans le réseau d'air comprimé, mais les valeurs restent proches de la consigne.

Pour le traitement des données, seules les phases sur plus de 10 min minimum sont conservées.

### ***2.1.3. Description des méthodes de simulation***

En parallèle des essais expérimentaux, un modèle numérique a été développé avec le logiciel COMSOL® pour modéliser l'échangeur de chaleur afin de déterminer les performances théoriques de l'échangeur et pouvoir les confronter aux résultats expérimentaux ainsi qu'aux données constructeur en termes d'efficacité et de pertes de charge. La modélisation de l'échangeur dans son ensemble en tenant compte du couplage mécanique de fluides / transferts thermiques n'a pas été possible du fait d'une trop forte complexité géométrique ajoutée à une puissance de calcul limitée. C'est pourquoi la modélisation a été scindée en 3 parties distinctes :

- Modèle de transfert thermique couplé à la mécanique des fluides sur la zone linéaire de l'échangeur (Modèle n°1 : calcul de l'efficacité de l'échangeur et des pertes de charge sur la zone linéaire du circuit froid)
- Modèle de mécanique des fluides pour l'entrée et la sortie du circuit d'air comprimé (Modèle n°2 : calcul des pertes de charge sur la zone non linéaire du circuit froid)
- Modèle en mécanique des fluides pour un seul canal pour le circuit chaud, entrée et sortie comprises (Modèle n°3 : calcul des pertes de charge totales du circuit chaud)

Le premier modèle permet de simuler les échanges thermiques qui se produisent dans l'échangeur, seule la partie linéaire de l'échangeur est prise en compte. Les autres modèles permettent de déterminer les pertes de charge globales dans chacun des circuits. Pour le circuit froid, la totalité de l'entrée et de la sortie doit être prise en compte du fait de la complexité de la géométrie. Les pertes de charge globales sur ce circuit équivalent à la somme des pertes de charge linéaires calculées dans le modèle n°1 et singulières issues du modèle n°2. Pour le circuit chaud, les entrées et sorties sont plus simples géométriquement, et il est possible de simplifier l'échangeur en ne prenant en compte qu'un seul tube (en faisant l'hypothèse que la répartition des flux soit homogène). Les pertes de charge globales du circuit chaud résultent alors du modèle n°3.

### 2.1.3.1. Modèle de transfert thermique couplé à la mécanique des fluides sur la zone linéaire de l'échangeur

Le logiciel COMSOL multiphysique ® version 5.3 avec le module de transfert de chaleur est utilisé pour calculer le couplage de l'écoulement des fluides avec le transfert de chaleur le long de l'échangeur de chaleur. Sur la Figure 108, la zone 1 montre l'utilisation du modèle géométrique et les limites à l'entrée et à la sortie. Dans le schéma, le liquide froid est en bleu, le chaud en rouge et le solide en gris. Ce calcul est réalisé en régime stationnaire en couplant les échanges de chaleur et la dynamique des fluides dans la matrice de l'échangeur contre-courant avec une répartition uniforme des débits d'entrées. Le modèle ne prend en compte que la partie droite de l'échangeur de chaleur et néglige l'entrée et la sortie. Sur la Figure 108, la zone 2 donne un détail de la matrice de l'échangeur.

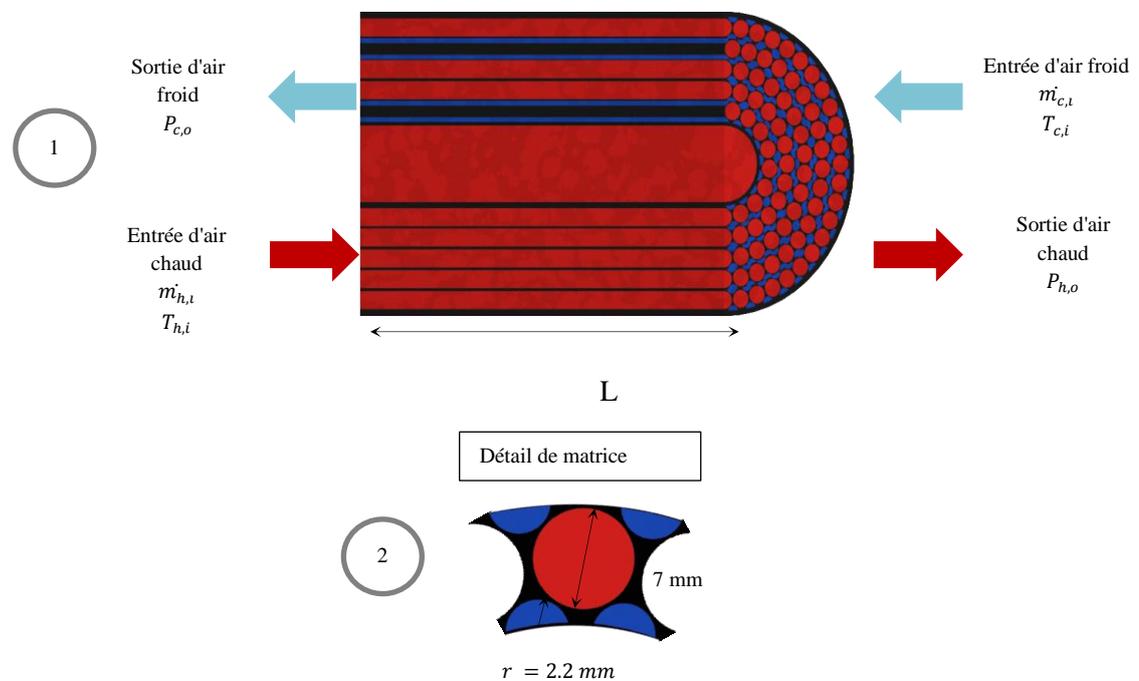


Figure 108 : Schéma du modèle de transfert de chaleur avec le détail de la matrice.

Les fluides froid et chaud sont assimilés à de l'air et leurs propriétés thermo-physiques issues de la bibliothèque matérielle de COMSOL, la partie solide est en alliage de nickel et ses propriétés sont tirées de la littérature [130,143].

Les équations de conservation de la masse (68), de la quantité de mouvement (69) et de l'énergie (70) sont prises pour les écoulements laminaires et compressibles ( $Ma < 0.3$ ) (Equation de Navier-Stokes), ici présenté en régime stationnaire (pas de dépendance avec le temps) :

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (68)$$

$$\rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}) + F \quad (69)$$

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot k \Delta T = Q \quad (70)$$

Avec :

$\rho$  : La masse volumique ( $\text{kg/m}^3$ ) ;

$\mathbf{u}$  : Le vecteur vitesse ( $\text{m/s}$ ) ;

$p$  : La pression ( $\text{Pa}$ ) ;

$\mu$  : La viscosité dynamique ( $\text{Pa.s}$ ) ;

$T$  : La température ( $\text{K}$ ) ;

$F$  : La force volumique ( $\text{N/m}^3$ ), peut être utilisée pour ajouter l'effet de la gravité ;

$C_p$  : La capacité calorifique à pression constante ( $\text{J/(kg.K)}$ ) ;

$k$  : Conductivité thermique ( $\text{W/(m.K)}$ ) ;

$Q$  : La source de chaleur ( $\text{W/m}^3$ ).

La condition de frontière sur les parois est de non-glissement ( $\mathbf{u} = 0$ ). Ce travail est axé sur le transfert de chaleur par la conduction et la convection, le rayonnement ayant été négligé du fait du faible rapport entre le diamètre de passage dans les canaux et leur longueur. La gravité a également été négligée en raison de son faible impact sur le résultat des calculs (du fait du faible diamètre des canaux dans la matrice), mais aussi car sa prise en compte augmente très significativement la durée de calcul. En raison d'une faible baisse de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur de chaleur, la dissipation visqueuse et le travail effectué par les changements de pression sont également négligés.

Une étude paramétrique est utilisée pour la variation de la température d'entrée du fluide chaud de  $400^\circ\text{C}$  à  $900^\circ\text{C}$  par pas de  $100^\circ\text{C}$ . Pour chaque pas de température, la pression à l'entrée du fluide froid varie de 1,4 bar absolu à 3,4 bars absolu par pas de 0,2 bar. L'efficacité est calculée pour chaque situation selon l'équation (61). Pour obtenir la perte de pression dans l'échangeur, des modèles complémentaires de l'entrée et de la sortie sont développés et complètent ces calculs réalisés sur la zone linéaire. Ceux-ci sont présentés ci-après.

### **2.1.3.2. Modèle de mécanique des fluides pour l'entrée et la sortie du circuit d'air comprimé.**

L'échangeur de chaleur a une géométrie complexe qui ne permet pas de créer une simulation globale pour des temps de calculs faibles. Ainsi, pour la perte de pression dans le circuit froid, il a

été décidé de séparer les différentes parties. Le calcul des pertes de charges globales est la somme des pertes de pression singulières et régulières. Les pertes de charge régulières sont données par la simulation de transfert de chaleur (cf. 2.1.3.1) et les pertes singulières correspondent à l'entrée et à la sortie. Afin de simplifier le modèle et de rendre possible la convergence rapide du calcul, la température du fluide dans ces deux zones a été considérée comme constante, les transferts thermiques étant très limités. C'est pourquoi le modèle n'inclut que la mécanique des fluides.

La Figure 109 présente la géométrie de l'entrée avec les caractéristiques du modèle. Les surfaces colorées en gris correspondent au plan de symétrie du modèle. Sur les parois du système une limite de non-glissement ( $\mathbf{u} = 0$ ) est fixée.

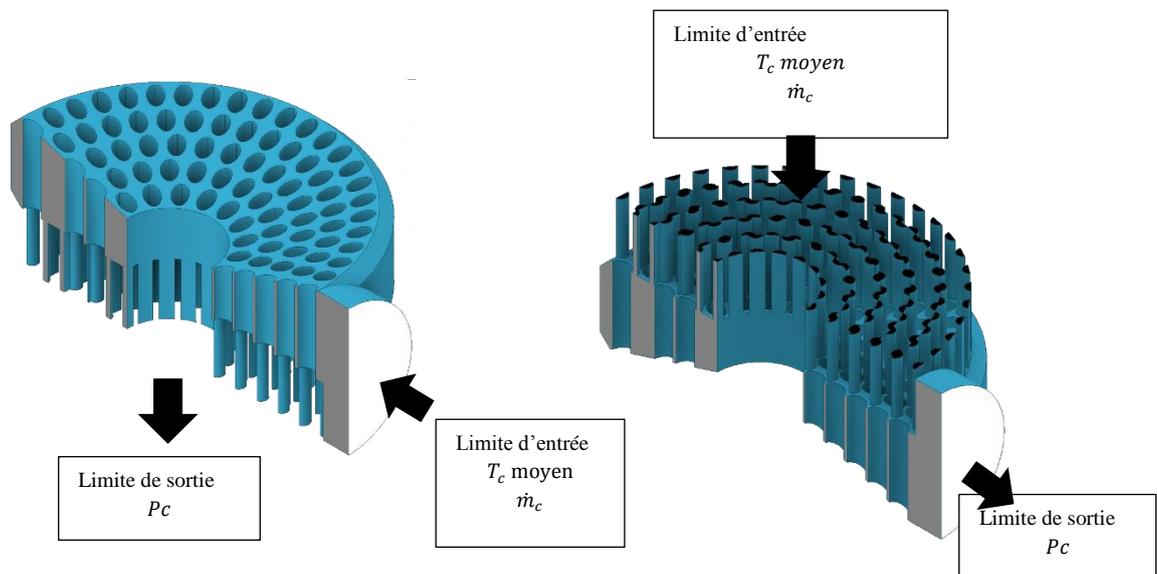


Figure 109 : Schémas de l'entrée (à gauche) et de la sortie (à droite) du circuit froid.

Le modèle résout la mécanique des fluides dans des conditions laminaires, le fluide étant considéré comme non compressible (en raison de la faible baisse de pression entre l'entrée et la sortie). La température du fluide est donnée constante avec une valeur correspondant à la température moyenne de la solution donnée par le modèle développé dans la partie précédente 2.1.3.1. La différence entre les modèles entrée et sortie du circuit froid schématisés sur la Figure 109 relève uniquement de l'orientation du flux.

### 2.1.3.3. Modèle de mécanique des fluides pour un seul canal pour le circuit chaud.

Un modèle simplifié a été utilisé pour calculer les pertes de pression globale dans le circuit chaud. En effet, les capacités de calcul requises pour un modèle global seraient trop importantes. Il a donc été décidé de créer un modèle simplifié sur un canal complet du circuit chaud (entrée et sortie incluse). Le canal choisi pour la simulation a une longueur égale à la moyenne de la longueur des canaux traversés par l'air chaud. Les résultats de la simulation peuvent donc être considérés comme représentatifs de la chute de pression globale dans le circuit chaud [144].

La Figure 110 présente le schéma d'un tube du circuit chaud avec quelques données utilisées dans le modèle. Pour le modèle, un demi-tube est utilisé avec une contrainte de symétrie, les autres parois (hors entrée et sortie) ont une contrainte de non-glissement. Le modèle ne résout que le débit du fluide dans des conditions laminaires, le fluide étant considéré comme non compressible (en raison de la faible baisse de pression entre l'entrée et la sortie). La température du fluide est donnée constante avec une valeur correspondant à la température moyenne de la solution donnée par le modèle de transfert thermique (i.e. 2.1.3.1).



Figure 110 : Schéma d'un tube du circuit chaud.

Pour ce modèle, la dépendance envers le maillage a été étudiée avec le premier niveau de température ( $T_h = 400 \text{ °C}$ ). Les pressions d'entrée ont été calculées pour différentes qualités de maillage (nombre de points de maille).

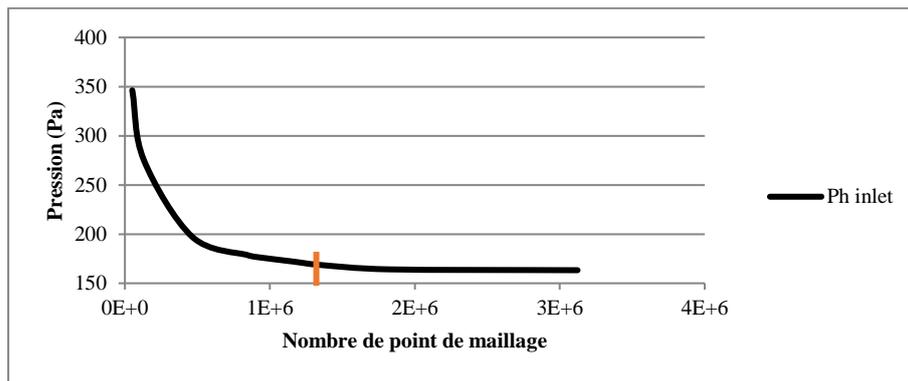


Figure 111 : Graphique de la pression d'entrée du circuit chaud en fonction du nombre de points de maille.

Les résultats sont tracés dans la Figure 111. Une taille de maille avec 1,3 million de points (trait orange sur le graphique) est considérée comme correcte et suffisante car la variation du résultat devient faible.

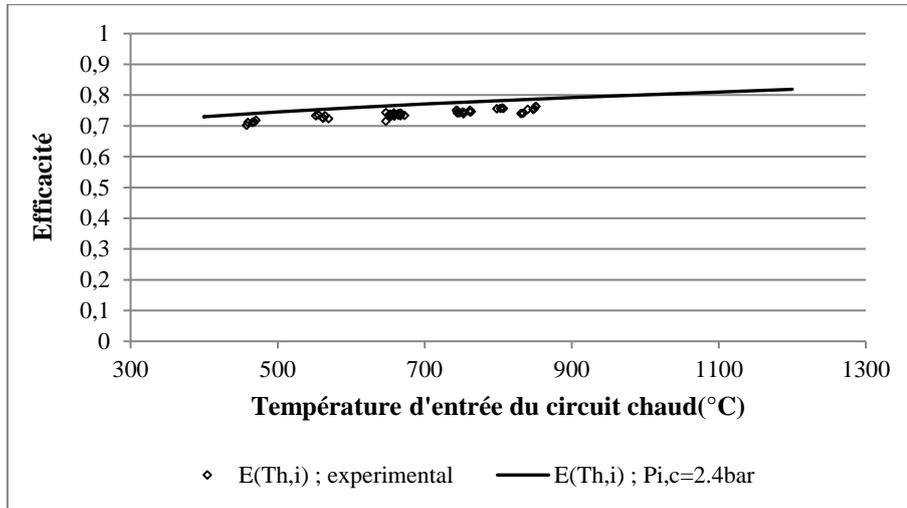
## 2.2. Résultats

### 2.2.1. Variation de l'efficacité

L'efficacité (définie au Chapitre 3 - 1.3.2.2) pourrait idéalement atteindre 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant de longueur infini.

Dans la Figure 112, les résultats des données expérimentales et numériques en fonction de la température d'entrée de l'air chaud sont présentés, la température d'entrée du fluide froid est

toujours identique et égale à 20°C. La tendance observée est une augmentation de l'efficacité avec l'accroissement de la température d'entrée de l'air chaud. Les pentes de la courbe expérimentale et des données du modèle numérique sont identiques même si l'efficacité du modèle numérique est légèrement supérieure à celle obtenue expérimentalement.



**Figure 112 : Efficacité en fonction de la température d'entrée du circuit chaud à débits massiques constants (données expérimentales : points ; Données théoriques : courbes).**

La Figure 113 confronte l'efficacité de l'échangeur à la pression de l'entrée du circuit froid. Les résultats montrent que les variations de pression ont une influence négligeable sur l'efficacité, donc sur le transfert de chaleur. Les courbes représentent les résultats de la simulation et les points représentent les résultats expérimentaux.

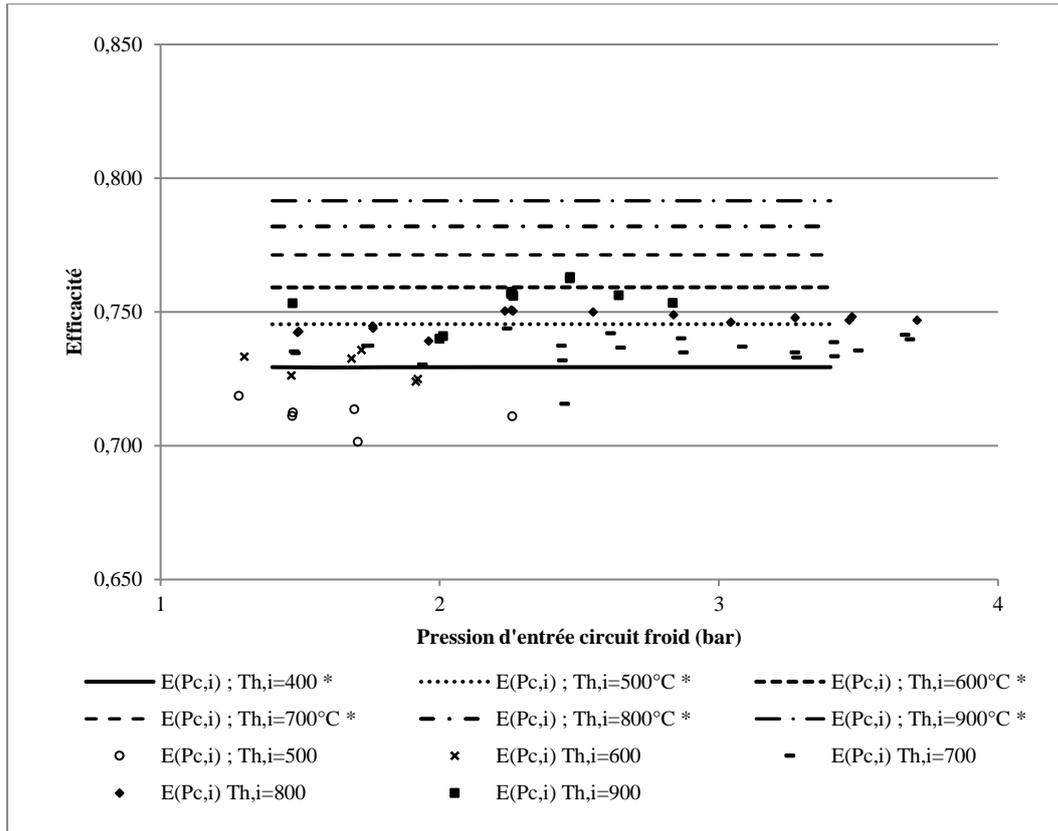


Figure 113 : Efficacité en fonction de la pression d'entrée dans le circuit froid à débits massiques constants (données expérimentales : points ; Données théoriques : courbes).

### 2.2.2. Variation des pertes de pression :

La Figure 114 présente l'évolution des pertes de pression globales dans le circuit chaud en fonction de la température moyenne de l'air dans le circuit chaud. Le modèle numérique donne une bonne représentation des résultats expérimentaux.

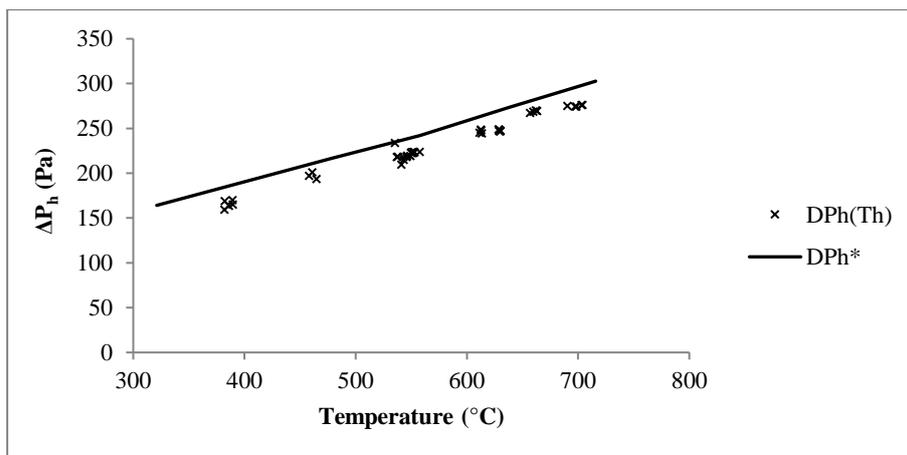


Figure 114 : Pertes de pression en fonction de la température moyenne de l'air à travers le circuit chaud à débits massiques constants (données expérimentales : points ; Données théoriques : courbes).

La chute de pression linéaire a un impact très faible sur la perte de pression globale en raison de la courte longueur des canaux. Le changement de section du flux transversal à l'entrée est la cause de la plus grande partie de la chute de pression.

La Figure 115 présente les variations de pression dans le circuit froid. Le graphique (a) montre la variation de la différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur en fonction de la pression d'entrée pour différentes températures. Les résultats du modèle et les résultats expérimentaux fournissent des données très proches. Une diminution de la différence de pression est mise en évidence lorsque la pression d'entrée augmente.

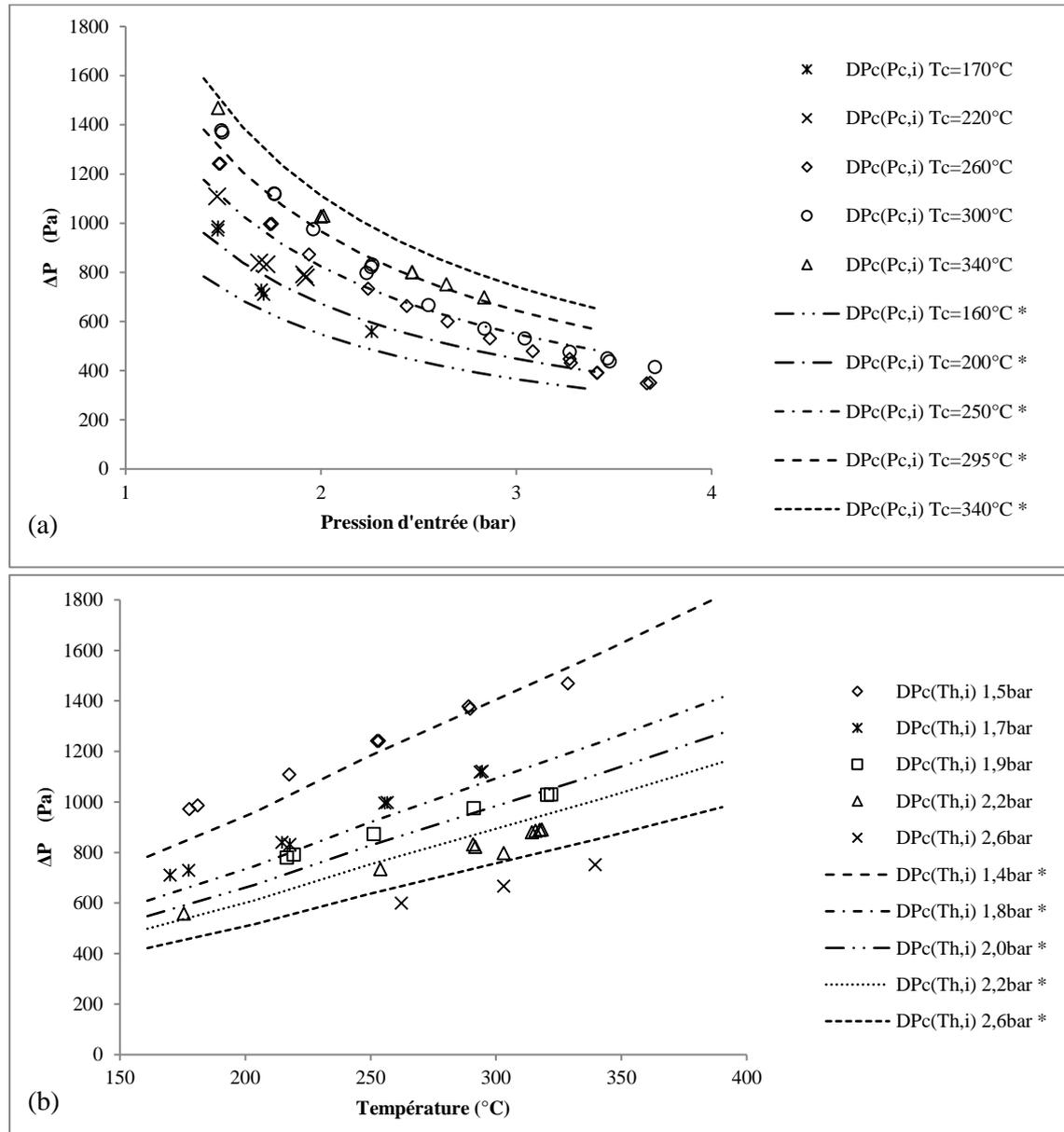


Figure 115 : Pression différentielle sur le circuit froid à débits massiques constants, pertes de charge en fonction de la pression d'entrée (a) et pertes de charge en fonction de la température (b).

En ce qui concerne l'effet de la température, graphique (b) de la Figure 115, les résultats donnés par la simulation montrent un effet plus important que ceux décrits par les données expérimentales.

En effet, par exemple pour une pression d'entrée de 1,5 bar, la chute de pression calculée est comprise entre 800 Pa (à 200°C) et 1600 Pa (à 340°C) alors que la mesure expérimentale donne une variation entre 1000 Pa (à 200°C) et 1500 Pa (à 340°C).

### **2.2.3. Répartition des vitesses dans l'échangeur**

Les résultats sur l'efficacité et sur la perte de pression ne tiennent pas compte de la distribution des vitesses dans l'échangeur, qui est la même que la distribution de débit massique car les différents canaux sont de même dimension. Ainsi, pour comprendre la différence d'efficacité entre le modèle et l'expérience, des tests complémentaires ont été effectués, entraînant la cartographie de la température de sortie du circuit chaud (le long d'une surface perpendiculaire à l'écoulement très proche de la sortie pour éviter le mélange d'air).

La mesure expérimentale des températures en sortie du circuit chaud montre des variations significatives des températures en fonction de la position du thermocouple sur une même hauteur. Cette anomalie peut expliquer que les performances calculées par le modèle sont plus élevées que celles observées lors des expériences. Le circuit chaud présente une distribution de vitesse homogène, alors que celle du circuit froid présente des variations. L'hypothèse d'une distribution d'air non uniforme est vérifiée et peut être corrélée à la variation de la température de sortie.

La Figure 116 met en confrontation la variation de la coloration de l'échangeur de chaleur et d'une part les mesures des températures en sortie du circuit chaud et d'autre part les vitesses calculées dans les canaux du circuit froid. Les vitesses sont obtenues à partir du modèle de mécanique des fluides pour l'entrée du circuit d'air comprimé (cf. 2.1.3.2) en utilisant la vitesse moyenne de sortie de l'air vers les canaux selon une direction transversale donnée (x ou y, voir Figure 116).

La coloration de l'échangeur illustrée sur la Figure 116 montre bien que le profil de température sur le plan transversal de l'échangeur n'est pas horizontal. En effet, il apparaît clairement (sur la photo de gauche Figure 116) que le front de température est bien plus haut à gauche que du côté droit, celui des entrée/sortie du circuit froid. Cela implique que le circuit chaud est mieux refroidi sur le côté droit, donc qu'il y a plus d'échange thermique aux abords des entrée/sortie du circuit froid. Ceci est corrélé par les vitesses d'air froid plus importante sur la partie droite de l'échangeur.

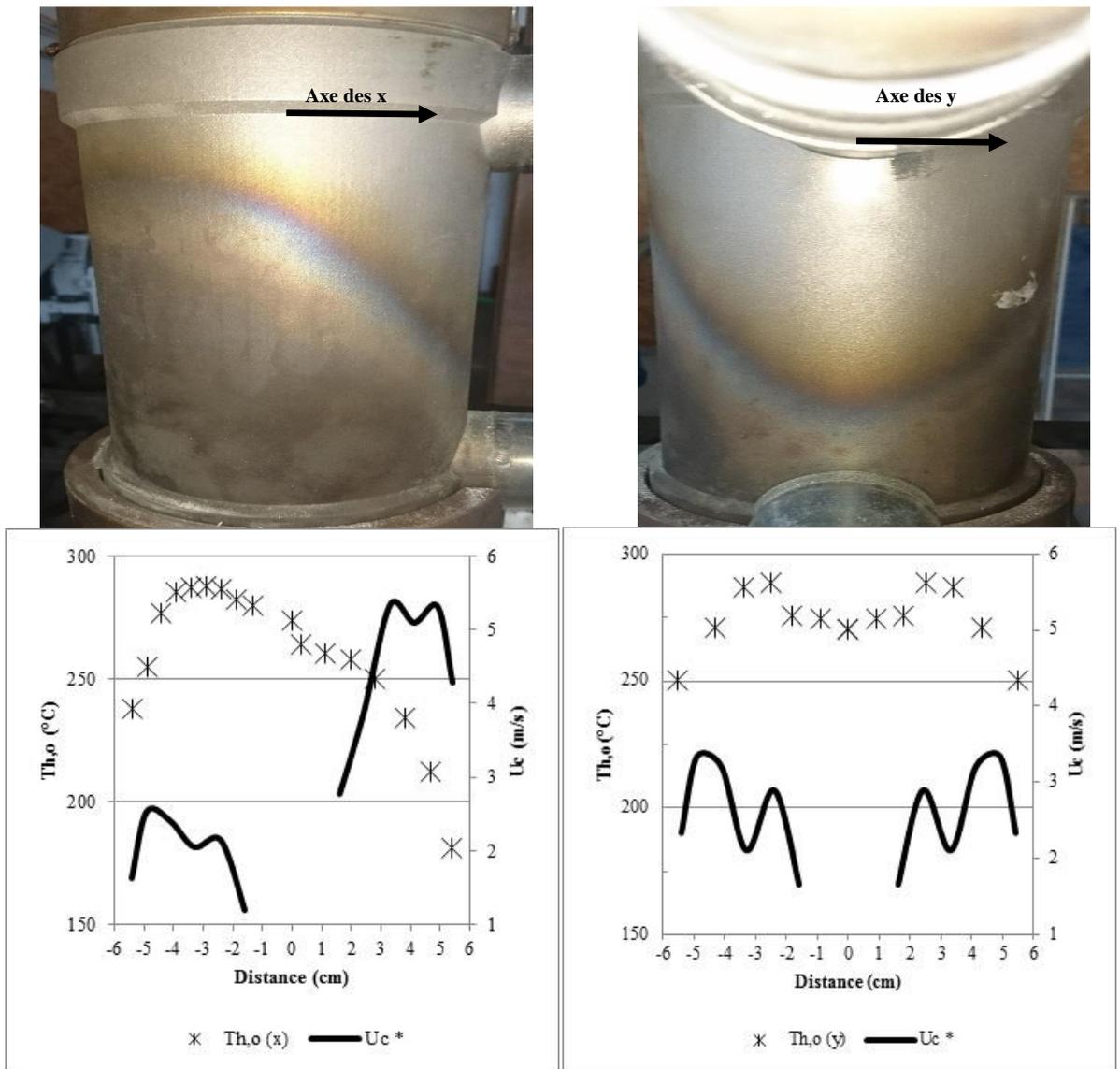


Figure 116 : Photographies de l'échangeur de chaleur après les essais de caractérisation, en vue de côté (à gauche) et en vue depuis les entrée/sortie du circuit froid (à droite). Accompagné par une cartographie des températures de sortie du circuit chaud et des vitesses moyennes dans les canaux du circuit froid en fonction de l'axe x et y (Températures expérimentales : points ; Vitesses théoriques : courbes).

De même, sur la photo de droite Figure 116, la variation de la coloration est symétrique, comme la mesure des températures et des vitesses. Les zones où les vitesses d'air froid sont les plus importantes induisent des échanges plus importants ce qui se répercute sur la température de sortie du circuit chaud par une baisse de température. La non homogénéité de la répartition du débit d'air froid influe donc sur la qualité de l'échange global dans l'échangeur. Des améliorations sur la répartition des débits sur le circuit froid sont donc nécessaires pour améliorer les performances de l'échangeur.

## **2.3. Discussions**

### **2.3.1. Efficacité**

Les résultats sur l'efficacité montrent que l'augmentation des températures d'entrée a une influence positive sur l'efficacité, alors que la variation de la pression n'en a pas. Le transfert de chaleur entre les deux fluides est facilité par l'amélioration de la conductivité thermique de l'alliage de nickel HX lorsque la température augmente. A cet effet, s'ajoute l'augmentation de la vitesse du fluide (augmentation de température à débit massique constant) conduisant à une amélioration du coefficient d'échange convectif à la paroi et une différence de température plus importante.

La différence entre le modèle et l'expérimentation peut être attribuée en partie à l'évolution des propriétés physiques de l'alliage de nickel HX. Les propriétés physiques sont tirées de la littérature [130,143] et non d'un test spécifique du matériau fritté. Cet échangeur de chaleur ayant été réalisé par fabrication additive, le processus peut affecter significativement les propriétés physiques comme la densité, la porosité et la conductivité thermique. Le transfert thermique est calculé uniquement sur la partie linéaire et ne prend pas en compte les entrées et sorties des fluides, c'est une source de déviation non négligeable des résultats. Une autre source d'erreur identifiée est liée à la non-uniformité de la vitesse, non prise en compte dans le modèle, qui conduit à une mauvaise répartition du débit massique à l'intérieur de l'échangeur de chaleur pour le fluide froid.

Lorsqu'on compare cette fois les résultats du modèle avec les données constructeur, une grande différence est observée, i.e. 0,9 à 1200°C ((données constructeur) contre 0,81 pour le modèle. Ces différences peuvent être attribuées à deux facteurs. La non prise en compte des échanges thermiques au niveau des entrées/sorties dans le modèle et le changement d'épaisseur des parois des canaux qui passent de 0,1 mm (constructeur) à 0,2 mm en réalité et pour le modèle, conjointement à la réduction du diamètre des canaux qui en découle.

Les tests expérimentaux au-delà de 900°C n'ont pas pu être réalisés pour des questions techniques déjà évoquées. Néanmoins, il est possible d'extrapoler la courbe (Figure 112) et d'estimer l'efficacité qui aurait été obtenue expérimentalement à 1200°C, soit environ 0,8. Cet écart significatif met en évidence le fait que la température souhaitée (1100°C) en sortie du circuit comprimé soit en entrée de la turbine ne pourra pas être atteinte avec l'échangeur actuel.

### **2.3.2. Pertes de charge**

Afin d'expliquer les tendances observées expérimentalement et validées par les simulations (résolutions des équations de Navier-Stokes), il convient de s'appuyer sur la théorie. Les deux parties suivantes ont pour objectif de démontrer en utilisant des relations théoriques que les variations observées sur les pertes de charge en fonction de la température et de la pression sont cohérentes.

### 2.3.2.1. Calcul des pertes de charge régulières

Les pertes de charge régulières sont calculées par l'équation de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = f_D \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad (71)$$

Avec :

$\Delta P$  : Les pertes de charge régulières (Pa) ;

$f_D$  : Le coefficient de pertes de charge ;

$L$  : La longueur du tube (m) ;

$D_h$  : Le diamètre hydraulique :  $D_h = \frac{4 \times \text{Aire}}{\text{Périmètre}}$  (m) ;

$\rho$  : La masse volumique ( $\text{kg/m}^3$ ) ;

$u$  : La vitesse (m/s).

Le flux de fluide est laminaire donc le coefficient de pertes de charge  $f_D$  est égale à :

$$f_D = \frac{64}{\mathcal{R}_e} \quad (72)$$

Avec :

$\mathcal{R}_e$  : Le nombre adimensionnel de Reynolds :  $\mathcal{R}_e = \frac{\rho \times u \times D}{\mu}$

Le développement de l'équation de Darcy-Weisbach pour le flux laminaire donne :

$$\Delta P = \frac{128 \cdot L \cdot R \cdot \dot{m}}{D^4 \cdot M \cdot \pi} * \frac{\mu \cdot T}{P} \quad (73)$$

Avec :

$L$  : Longueur de la conduite (m) ;

$M$  : La masse molaire (g/mol) ;

$R$  : La constante des gaz parfaits (8,314 J/(mol.K)) ;

$\dot{m}$  : Le débit massique (g/s) ;

$D$  : Le diamètre de la conduite (m) ;

$\mu$  : La viscosité dynamique (Pa.s) ;

$T$  : La température (K) ;

$P$  : La pression (Pa).

Comme le débit massique est constant, le premier membre de l'équation est constant et il est indépendant de la température ou de la pression. La viscosité dynamique dépend de la température et de la pression, mais dans notre gamme de pression de travail sa variation est négligeable. La viscosité de l'air augmente avec la température donc elle varie dans le même sens que la température.

Les pertes de charge linéaires représentent un faible pourcentage sur la totalité des pertes mesurées sur l'échangeur (~5%). Ceci est dû au fait que la longueur de l'échangeur est très faible.

### 2.3.2.2. Calcul des pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières sont calculées avec l'expression suivante :

$$\Delta P = K_s \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad (74)$$

Avec :

$K_s$  : Le coefficient de pertes de charge ;

$\rho$  : La masse volumique ( $\text{kg/m}^3$ ) ;

$u$  : La vitesse ( $\text{m/s}$ ).

Le coefficient de pertes de charge dépend de la géométrie et du nombre de Reynolds. Dans notre cas, le nombre de Reynolds varie très faiblement donc ce coefficient a une faible variation. Ainsi la variation de pertes de charge peut être écrite en fonction de la température et de la pression :

$$\Delta P = K_s \cdot \frac{\dot{m}^2 \cdot R}{2 \cdot \Omega^2 \cdot M} * \frac{T}{P} \quad (75)$$

Avec :

$K_s$  : Le coefficient de pertes de charge ;

$\dot{m}$  : Le débit massique ( $\text{g/s}$ ) ;

$R$  : La constante des gaz parfaits ( $8,314 \text{ J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$ ) ;

$\Omega$  : La surface de passage ( $\text{m}^2$ ) ;

$M$  : La masse molaire ( $\text{g/mol}$ ) ;

$T$  : La température ( $\text{K}$ ) ;

$P$  : La pression ( $\text{Pa}$ ).

Les pertes de charge singulières représentent la grande majorité des pertes mesurées et calculées.

### 2.3.2.3. Conclusion sur les pertes de charge

Le développement des calculs théoriques des pertes de charge qu'elles soient régulières ou singulières montrent que celles-ci sont croissantes avec la température (de façon presque linéaire du fait d'une faible variation de la viscosité) et décroissante avec la pression selon une fonction inverse.

Les Figure 114 et Figure 115 (b) révèlent une variation linéaire des pertes de charge avec la température (pour une pression donnée) et la Figure 115 (a), une variation des pertes de charge en fonction de la pression (à température constante) suivant une fonction inverse. Ces résultats sont donc en total accord avec la théorie.

Les résultats obtenus expérimentalement et par simulation sont très proches. Pourtant, la mauvaise distribution de l'air dans la partie linéaire de l'échangeur n'a pas été prise en considération dans le modèle numérique (cf. Chapitre 3 - 2.1.3.1). Les pertes théoriques totales ont été calculées en additionnant les pertes singulières et régulières calculées par les différents modèles. La

cohérence des résultats entre l'expérience et la simulation s'explique par la faible participation des pertes de charge régulières au total des pertes.

Les objectifs sur les pertes de charge de l'échangeur sont atteints, soit moins de 1% de pertes de charge sur le circuit chaud (valeur proche de 0,5 %) et moins de 3% sur le circuit froid (valeur proche de 1,5%).

## **2.4. Conclusion sur l'échangeur de chaleur haute température**

L'échangeur de chaleur à haute température produit par fabrication additive a été caractérisé par expérimentation et simulation. Les deux méthodes donnent des tendances similaires et des résultats cohérents avec la théorie. L'augmentation de la température a un impact positif sur le transfert de chaleur, mais augmente les pertes de charge linéairement. L'augmentation de la pression du liquide froid n'a pas d'impact sur le transfert de chaleur mais permet une réduction significative des pertes de charge.

Les performances mesurées et calculées sont proches des données du constructeur pour les pertes de charge mais inférieures en ce qui concerne l'efficacité impactée négativement par une mauvaise répartition du flux d'air dans le circuit froid.

L'échangeur de chaleur est fonctionnel en l'état, même s'il ne permettra pas d'atteindre la température souhaitée à l'entrée de la turbine. Ses performances pourront néanmoins être améliorées simplement, par exemple, en augmentant le nombre de points d'entrée/sortie et en les répartissant sur tout le pourtour de l'échangeur. Des améliorations plus innovantes de la géométrie sont aussi envisageables en utilisant tout d'abord la simulation numérique comme outil d'optimisation. L'objectif est de tester, en simulant la mécanique des fluides, les différentes géométries envisagées et de rechercher celle qui garantira la meilleure combinaison entre la répartition des débits et la minimisation des pertes de charge. La fabrication additive (frittage laser) permet la réalisation de géométries complexes, donc la recherche d'une géométrie optimale n'est pas bridée par la faisabilité. L'amélioration de la répartition des entrées de fluide dans les échangeurs est aujourd'hui très souvent étudiée, notamment dans les échangeurs à plaques dont les performances peuvent encore être améliorées significativement [145–148].

### **3. Etude de la micro-turbine**

Les données théoriques de la micro-turbine ont été présentées dans la partie 1.3 de ce chapitre. Durant le projet AGATCO, le LERMAB était chargé de valider le fonctionnement de la micro-turbine. Il s'agissait notamment d'étudier les différentes parties du cycle de fonctionnement : démarrage en mode moteur, transition du mode moteur au mode générateur et le fonctionnement nominal. Pour réaliser des essais de validation, un banc d'essais a été créé et mis en place.

L'étude de la micro-turbine se développe en trois sous-parties. La première est une description du système et de sa conception. Puis dans un second temps sont décrits les moyens mis en œuvre pour répondre aux objectifs fixés et les résultats obtenus sur le fonctionnement de la turbine. La dernière sous-partie permettra de conclure l'étude et de donner des pistes pour l'amélioration du système.

#### **3.1. Etude de la conception de la turbine**

Cette sous-partie se base sur le rapport final rendu par BOYKO concernant la conception de la micro-turbine [149].

Cette micro-turbine bénéficie d'une conception nouvelle utilisant des micro-canaux hélicoïdaux à la place d'ailettes. Les bénéfices apportés par la conception de la turbine pour le projet AGATCO sont :

- Une baisse importante du jeu entre les ailettes et le carter ;
- Une suppression des fuites inter-aubes ;
- L'axe sert de rotor à l'électrogénérateur, cela permet de réduire significativement l'encombrement ;
- Très petite dimensions.

La Figure 117 présente le dessin de l'ensemble rotatif de la micro-turbine. Il est composé de trois parties principales : 1 la roue de la turbine, 2 la roue du compresseur, 3 le rotor de l'électrogénérateur (fabriqué avec des disques en titane (5) qui renferment les anneaux d'aimants permanents en alliage de Samarium – Cobalt (4)). Le rotor de l'électrogénérateur est fixé à la roue de compression à l'aide d'un écrou crénelé (6), puis cet ensemble est fixé à la roue de turbine par un système de fixation de type baïonnette à trois dents avec un poinçon de positionnement (7). Les aimants permanents en alliage de Samarium – Cobalt ont la particularité de pouvoir être utilisés jusqu'à une température d'environ 350°C et possèdent une bonne résistance à la corrosion.

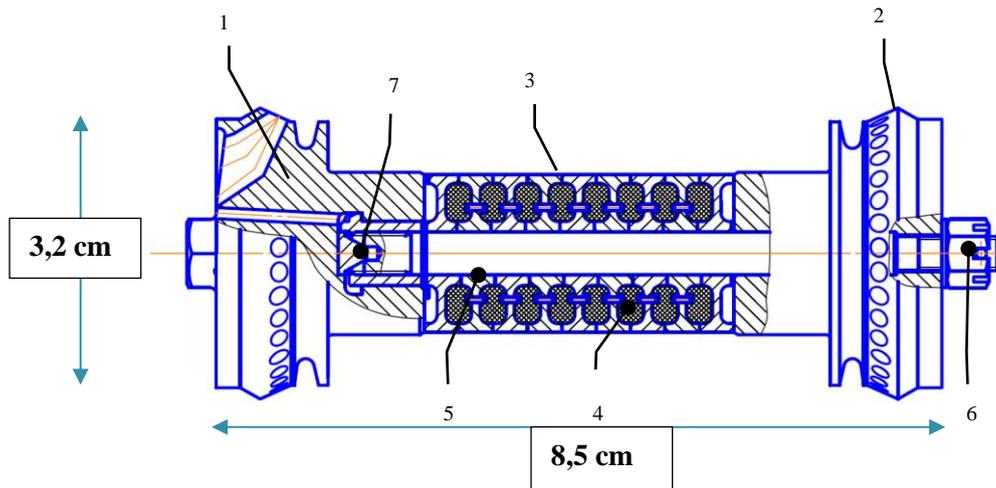


Figure 117 : Dessin de la partie rotor de l'ensemble micro-turbine. (1 : Roue de turbine ; 2 : Roue de compression ; 3 : Rotor de l'électrogénérateur ; 4 : Aimant permanent ; 5 : Disque de titane ; 6 : Ecrou annelé ; 7 : Fixation baïonnette.

L'ensemble a une dimension de 3,2 x 8,5 cm et doit permettre de produire 1,5kW électrique pour une vitesse de rotation de l'ordre de 200000 tours/min

La Figure 117 montre que la roue de turbine et la roue de compression ne possèdent pas d'aube mais des canaux hélicoïdaux. Cette technologie a pour objectif d'améliorer les rendements en limitant les pertes par effet de bord entre les roues et les carters. La Figure 118 présente une photo de la turbine montée ainsi que le détail des canaux côté compresseur.

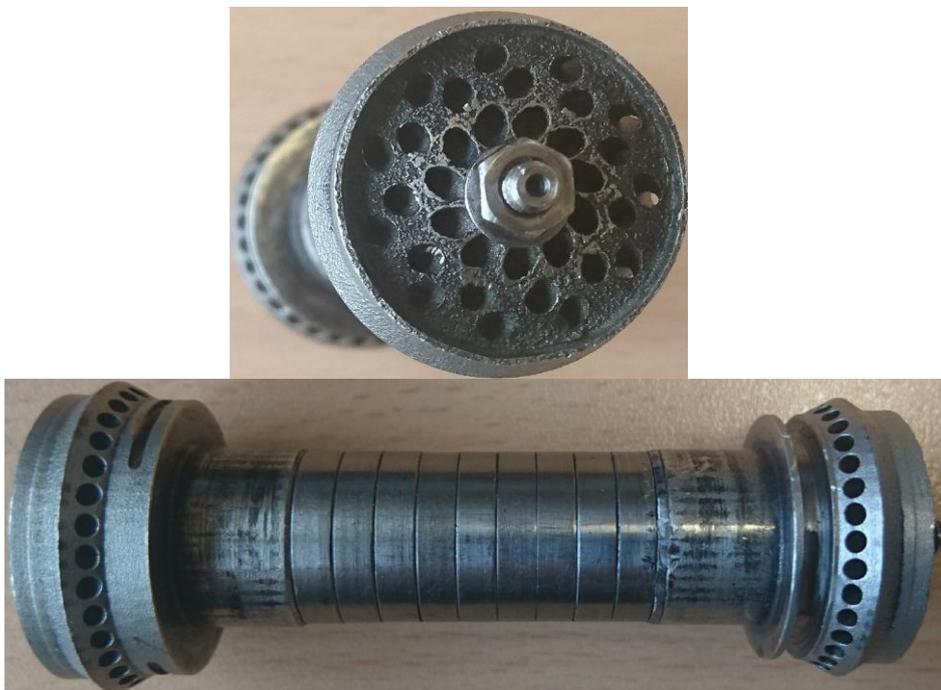


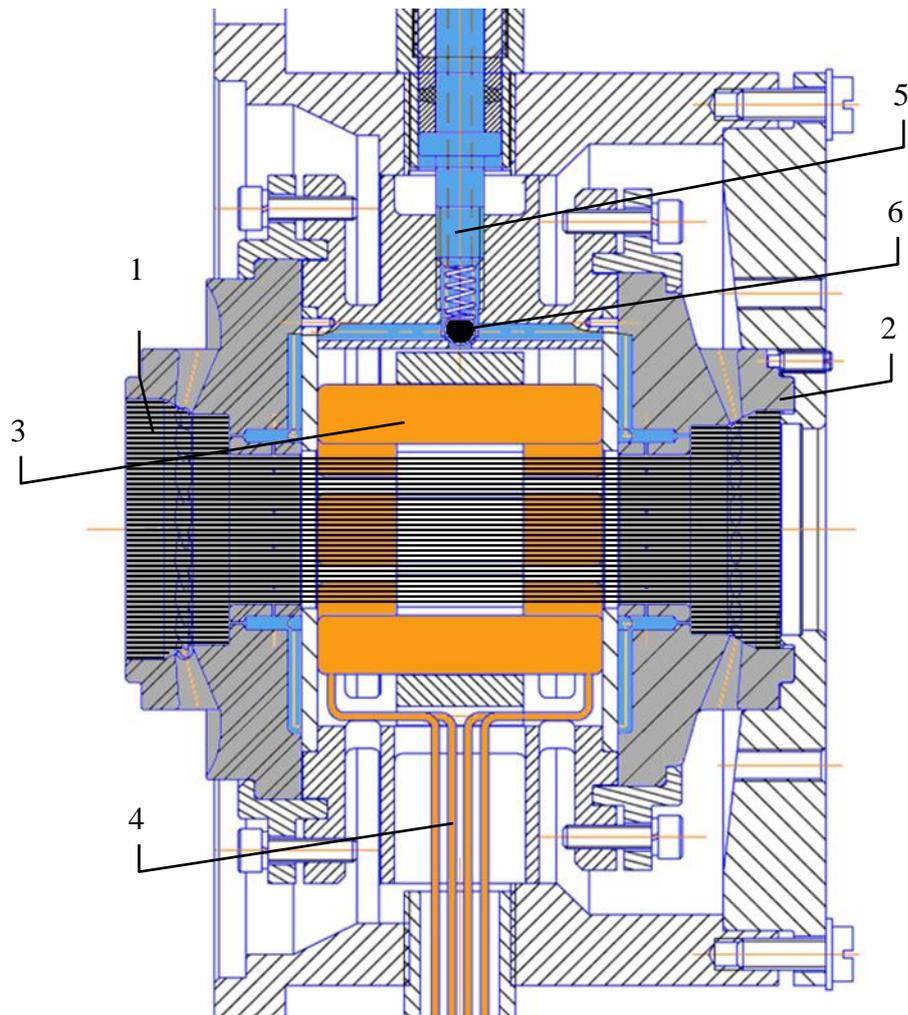
Figure 118 : Photographie de la partie rotative de la micro-turbine.

Les propriétés théoriques de la turbine sont résumées dans le Tableau 20.

**Tableau 20 : Propriétés de la turbine AGATCO**

Débit	g/s	15
Rendement mécanique	%	99
Rendement électrique	%	90
Rendement isentropique turbine	%	73
Rendement isentropique compresseur	%	71
Puissance électrique maximale	kW	1,5
Taux de compression		2,3
Température d'entrée turbine	°C	1100
Vitesse de rotation	tpm	200 000

Le dessin de la partie fixe est présenté en Figure 119. Le système rotatif vient se placer au milieu (zone rayée), la roue de compression prend place dans le diffuseur, le rotor de l'électrogénérateur est placé au centre des bobines et enfin la roue de turbine vient bloquer le système dans la partie fixe, grâce à son système de fixation baïonnette, en s'emboitant dans le distributeur. Le distributeur et le diffuseur sont réalisés par frittage laser en Nickel Alloy HX. Le roulement de la partie rotative est facilité par la mise en place de paliers à air, le réseau de distribution de l'air apparaît en bleu sur la Figure 119. L'air comprimé est tout d'abord injecté via un compresseur extérieur, puis lorsque la compression de l'air par le compresseur de la micro-turbine est suffisante pour alimenter les paliers qui deviennent autonomes. La valve indiquée 6 ferme alors l'alimentation en air comprimé extérieur. Le choix des paliers à air s'est imposé au vu de la configuration et de la température du système. L'air entrant dans la turbine est à une température de 1100°C, il faut donc refroidir la zone centrale sous peine de désaimanter le rotor. L'air des paliers a donc une double utilité : mettre en suspension le rotor pour supprimer les frottements lors de la rotation et maintenir la température des aimants à un niveau acceptable.



**Figure 119 : Schéma de l'ensemble statique de la micro-turbine. 1 : Distributeur ; 2 : Diffuseur ; 3 : Bobinage (couleur cuivre) ; 4 : Fils de connexion ; 5 : Circuit d'air comprimé pour les paliers à air (couleur bleu) ; 6 : Valve de différentiel de pression.**

Le distributeur et le diffuseur de la turbine ont été réalisés par l'école nationale d'ingénieur de Saint-Etienne, le carter et l'ensemble rotatif par BOYKO. La micro-turbine a été assemblée en Russie chez notre prestataire BOYKO. Ce dernier a réalisé l'équilibrage de la turbine à l'aide d'une machine d'équilibrage universelle de type ATM-003 K produite par « AKPOH-3 », cf. Figure 120.

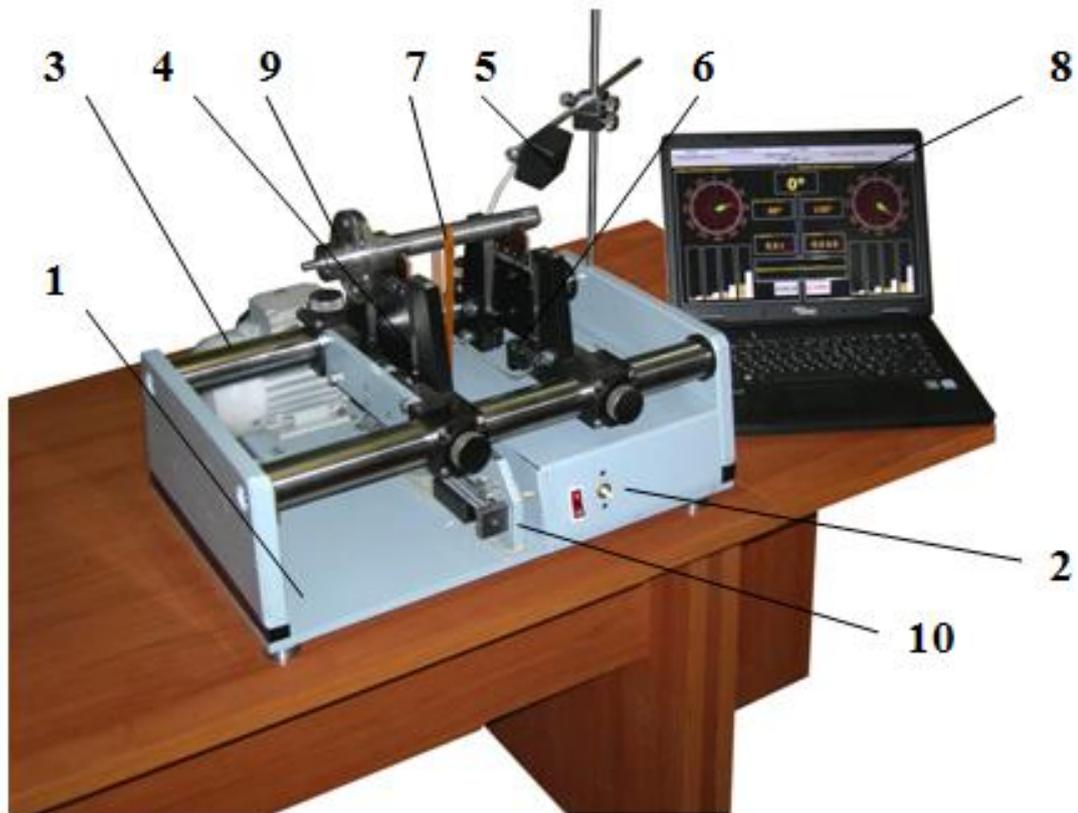


Figure 120 : Vue générale de la machine ATM-003 K. 1 : Support ; 2 : Panneau avant ; 3 : Guides ; 4 : Système oscillant ; 5 : Capteur de position ; 6 : Capteur de vibration ; 7 : Courroie d'entraînement ; 8 : Système de mesure ; 9 : Rotor équilibré ; 10 : bande de réglage.

Avant d'être envoyé au LERMAB pour la réalisation des essais de fonctionnement, le prestataire indique dans son rapport final qu'il a réalisé un test du système de palier à air sans donner plus d'informations. Les paramètres de ce test n'ont pas été fournis, aucune information sur la réussite ou l'échec de ce test n'a été transmise.

## 3.2. Essais de la micro-turbine

La micro-turbine a été réceptionnée et montée pour la réalisation de sa caractérisation. Notons que pour le démarrage, nos collègues russes de Boyko étaient présents.

### 3.2.1. Matériels et méthode

#### 3.2.1.1. Circuit d'air

Le banc d'essais utilisé pour tester la micro-turbine reprend celui de l'échangeur, la micro-turbine vient se connecter à l'échangeur. La Figure 121 montre les connections entre l'échangeur et la turbine le tout avec les différents points de mesures installés.

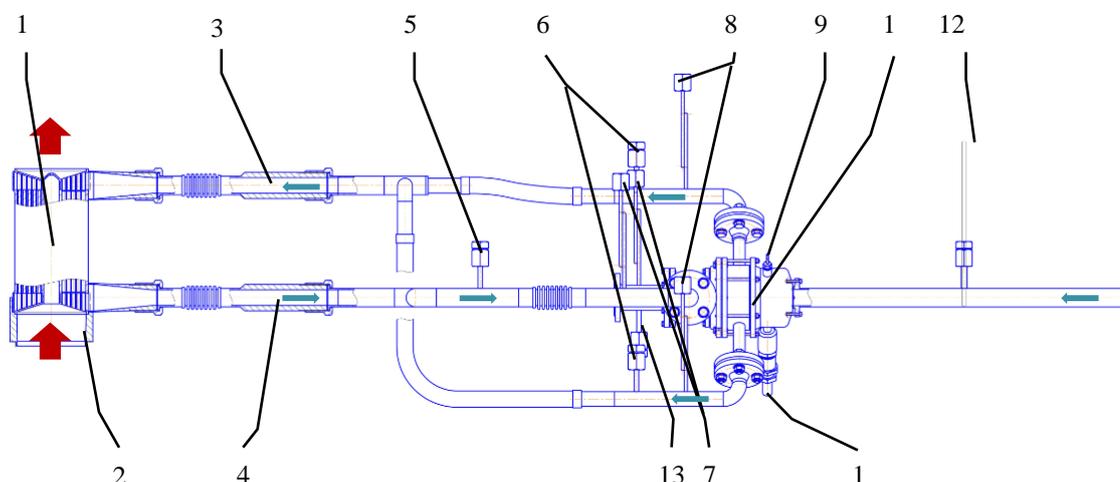


Figure 121 : Dessin de l'ensemble échangeur et turbine avec les connections et positionnement des capteurs (Plan fourni par BOYKO center).

Tableau 21 : Détails des éléments numérotés de la Figure 121.

1	Echangeur de chaleur	7, 8	Capteurs de pression
2	Support échangeur	9	Entrée de l'air comprimé pour les paliers à air
3	Circuit d'air comprimé « froid »	10	Sortie des fils de l'électrogénérateur
4	Circuit d'air comprimé « Chaud »	11	Carter de la micro-turbine
5, 6, 13	Capteurs de température	12	Mesure du débit d'air entrant

Le débit d'air entrant est mesuré avec un anémomètre à fil chaud (12). Pour caractériser les propriétés du compresseur, des mesures de pression (8) et de température (6) sont réalisées en sortie du compresseur. Elles permettent de connaître le taux de compression et de calculer le rendement isentropique de compression. L'air comprimé va ensuite récupérer de l'énergie lors de son passage dans l'échangeur de chaleur avant d'arriver à la turbine. Une mesure de température (5) et une mesure de pression (6) en entrée ainsi qu'une mesure de température en sortie de la turbine permettront de caractériser son fonctionnement. Les variations de pressions et de températures permettent de recalculer son rendement isentropique. Sur l'échangeur de chaleur l'ensemble des

éléments de la partie air chaud expliqués précédemment (cf.2.1.2 de ce Chapitre) sont présents et permettent de calculer l'énergie fournie au système. L'ensemble des données collectées permet de calculer le rendement de la turbine.

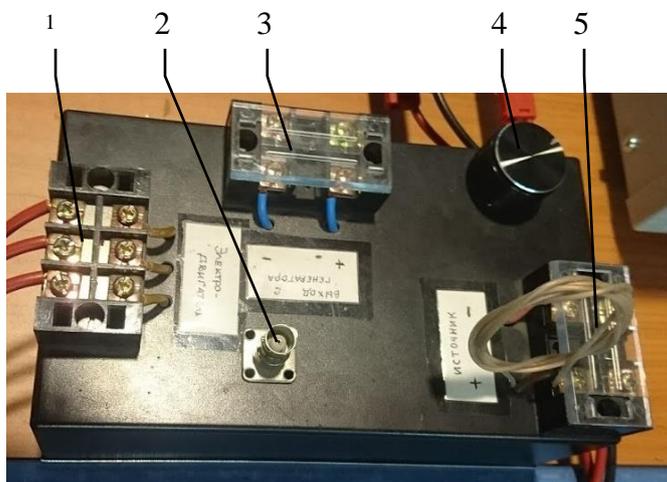
### 3.2.1.2. Circuit électrique

Pour démarrer, la turbine fonctionne en mode moteur : elle doit être alimentée électriquement pour être mise en rotation. Une fois que l'énergie mécanique produite par la détente est suffisante pour entraîner l'ensemble de la turbine, l'alimentation électrique est coupée et la turbine devient génératrice d'électricité. Ces paramètres ont été déterminés par BOYKO et sont regroupés dans le Tableau 22 [150].

**Tableau 22 : Paramètre de démarrage de l'électrogénérateur.**

Paramètres	Dimension	Valeurs des paramètres durant la phase
Voltage (phase)	V	40
Vitesse de rotation	rpm	70 000
Fréquence	Hz	2333
Courant (phase)	A	3,6
Puissance consommée	W	300

Le démarrage de la turbine se fait avec un dispositif de commande apporté par notre prestataire. Cet outil permet de passer automatiquement du mode moteur au mode générateur quand les conditions sont remplies.



**Figure 122 : Dispositif de commande du démarrage de la turbine. 1 : Vers l'électrogénérateur (un fil par phase) ; 2 : Retour des données ; 3 : Sortie de l'électrogénérateur ; 4 : Variateur de fréquence ; 5 : Source électrique.**

Pour vérifier le courant et le voltage entrants dans l'électrogénérateur, un voltmètre et un ampèremètre sont placés entre la commande et l'électrogénérateur.

### 3.2.1.3. Déroulement des essais

Ces essais ont été réalisés en présence de notre prestataire. Ainsi avant leur arrivée, la micro-turbine n'a pas été manipulée, et le montage sur le banc d'essais est réalisé par le prestataire lui-même.

Les essais de la micro-turbine se déroulent selon trois phases où la validation d'une phase permet d'accéder à la phase suivante :

- Test des paliers à air, l'objectif est de valider la mise en suspension de la turbine et l'utilisation de l'électrogénérateur en mode moteur. Donc, aucun ajout d'énergie thermique n'est réalisé au niveau de l'échangeur de chaleur.
- Test du passage du mode moteur au mode générateur, l'objectif est de valider la transition entre l'apport d'énergie pour mettre en rotation la turbine et la production d'électricité. Dans ce cas, il est nécessaire de fournir de l'énergie thermique au niveau de l'échangeur de chaleur, un minimum d'environ 700°C est attendu en entrée de turbine pour le passage en mode générateur.
- Test d'obtention du régime nominal, l'objectif est de pousser au maximum de ses capacités la turbine dans les conditions d'utilisation du régime nominal (200000 rpm ; 1,5kW ; 1100°C en entrée turbine).

### 3.2.2. Résultats et commentaires

La turbine est montée par l'équipe de Boyko. Une fois le montage réalisé (cf. Figure 123), la première phase de test est lancée. L'air comprimé est injecté à 2,3 bars dans les paliers, le démarrage de la rotation est difficile, la turbine fait un quart de tour avant de s'arrêter.



Figure 123 : Micro-turbine AGATCO dans son carter monté sur le banc d'essai.

Après la vérification des branchements des phases de l'électrogénérateur, contrôle du bon ordre pour permettre la rotation, et le retrait de la valve de différentiel de pression pour faciliter l'accès de l'air comprimé au palier, le test est de nouveau conduit. Après quelques tours la turbine se bloque à nouveau. Le prestataire décide de démonter la totalité de la turbine pour faire une vérification globale du système. L'étanchéité de l'ensemble est améliorée et les canaux pour l'air des paliers sont nettoyés pour s'assurer qu'ils ne soient pas obstrués. L'essai qui a suivi n'a pas non plus été

concluant et nos collègues repartent en Russie. Les éléments permettant le démarrage de la turbine sont conservés au LERMAB pour continuer les tests et chercher la cause du problème de démarrage.

Les essais réalisés au laboratoire permettront d'atteindre environ 30 000 rpm, pour 31V et 2,8A sans la totalité du carter (cf. Figure 124). Le système de fixation à baïonnette se décroche avec la force centrifuge et les vibrations, la roue de la turbine se décroche alors du système rotatif. Lorsque la vitesse devient importante la turbine se déséquilibre et vient percuter les bordures avant de s'arrêter.



**Figure 124 : Micro-turbine AGATCO sans la totalité de son carter.**

Il y a donc deux problèmes principaux : la fixation de la roue de la turbine et l'équilibrage de la turbine. La fixation baïonnette pose un problème, cette fixation possède trois positions possibles pour la roue de la turbine. Or, l'équilibrage est réalisé pour une position donnée et avec l'ensemble rotor monté, si lors d'un démontage puis remontage du système la position est modifiée, le système rotatif n'est alors plus équilibré. Ce problème est résolu en réalisant une marque de positionnement.

Pour l'équilibrage une entreprise locale, DATATECHNIC [151] basée à Uxegney, a été consultée pour obtenir un avis sur l'équilibrage du rotor. L'entreprise réalise des machines d'équilibrage et de diagnostic. L'entreprise conçoit des machines manuelles et automatiques d'équilibrage des roues de turbine, de compresseur, d'ensembles tournants de turbocompresseur et d'hélice. De plus, elle possède des solutions d'équilibrage sur leur site pour les turbines, ventilateurs, roues de pompes, etc...

La première réaction fut d'observer la mauvaise qualité de finition de la pièce pour espérer fonctionner avec des paliers à air. La deuxième remarque porte sur l'assemblage de la micro-turbine qui semble non adaptée aux vitesses de rotation espérées. Des mesures ont alors été réalisées afin de vérifier que le rotor soit parfaitement cylindrique. L'absence de trous de centrage de chaque côté de la pièce empêche de faire une mesure convenable et révèle que l'équilibrage n'a pu être réalisé correctement. Des côtes sont relevées en utilisant un support similaire à celui présent sur la machine d'équilibrage utilisé par BOYKO (cf. Figure 125). Les écarts vont jusqu'à 0,2 mm, les cylindres de

titane contenant les aimants ne sont pas au même niveau et la surface des roues possède des facettes. De plus, il s'avère que les dimensions du rotor ne correspondent pas aux plans fournis.



Figure 125 : Prise de côtes sur le rotor de la micro-turbine.

Après les remarques formulées par l'entreprise Datatechnic, il a été conclu que l'équilibrage de la turbine en garantissant sa qualité n'est pas possible. La solution proposée consiste à refaire une turbine complète avec beaucoup plus de précision et sans oublier les organes de centrage. Cette solution n'est pas viable dans le cadre du projet par manque de temps et de moyens financiers.

### **3.3. Conclusion sur la micro-turbine**

La micro-turbine est la partie la plus importante du projet pour produire l'électricité. Pourtant, la qualité de production des éléments qui la composent n'est pas satisfaisante. Il n'a donc pas été possible de valider complètement le système.

La solution utilisée pour l'emplacement de l'électrogénérateur, au centre du système entre le compresseur et la turbine, est une bonne idée pour réaliser un système compact. Mais, l'utilisation d'un système baïonnette pour fixer la pièce dans le stator n'est pas efficace. De plus, la possibilité de placer la roue de la turbine sur trois positions est source d'erreur au montage, l'équilibrage ayant été réalisé sur l'ensemble monté.

L'utilisation des paliers à air a été remise en cause à la suite de l'impossibilité de mettre convenablement en rotation le rotor. Néanmoins, cette solution reste pertinente sous réserve de la

qualité d'état des surfaces des pièces (rotor et stator). L'utilisation de paliers magnétiques est proposée pour refaire une turbine, cette solution, toute aussi pertinente, implique néanmoins une bonne qualité de réalisation... La dernière solution concerne les roulements, mais les vitesses de rotation doivent alors être réduites. Un contrôle plus poussé des pièces au cours de la fabrication et de la finition aurait permis de limiter les défauts et ainsi permettre au système de fonctionner convenablement.

## 4. Conclusion

Les différents dispositifs externes au système de production de chaleur que sont l'échangeur de chaleur HTHE et la micro-turbine ont été décrits et testés expérimentalement. Le calcul du rendement théorique de la turbine affiche des valeurs comprises entre 7 et 9% selon le mode de combustion (respectivement sans et avec recyclage). Le choix du matériau utilisé pour la fabrication des deux dispositifs a été discuté et des tests de tenue en température ont été effectués révélant un début de dégradation pour des températures supérieures à 1100°C (tests réalisés sur une pièce de rebus de la turbine).

L'échangeur de chaleur a été modélisé sous COMSOL et testé expérimentalement pour mesurer les pertes de charge des deux circuits ainsi que son efficacité. Concernant les pertes de charge, le modèle et l'expérience donnent des résultats similaires, en accord avec les contraintes fixées par le constructeur. En revanche, des différences significatives d'efficacité entre les résultats de la simulation ( $\approx 0,81$  à 1200°C) et les valeurs fournies par le constructeur (0,9 à 1200°C) sont observées. Elles sont attribuées à deux principaux facteurs que sont la différence d'épaisseur des parois entre canaux (conduisant à une réduction du diamètre de passage) et la mauvaise répartition du flux d'air dans le circuit froid. Le dernier point ayant pu être vérifié par des mesures de températures, par une modélisation de la distribution des vitesses sur les axes transversaux à l'échangeur et par observation de la coloration de l'échangeur à la suite des essais.

Pour conclure sur l'échangeur de chaleur, nous avons atteint les objectifs techniques en réalisant un banc d'essai nous permettant de récupérer les données nécessaires à la caractérisation de l'échangeur sans l'encrasser, ni le détériorer. Le prochain objectif technique serait l'intégration de l'échangeur dans la chaudière avec les mêmes points de mesure pour récolter les données nécessaires à l'observation de l'impact de la combustion bois sur le transfert thermique essentiellement. Au niveau des objectifs scientifiques, le modèle numérique donne des résultats cohérents et proches de l'expérience, ce qui nous permet de valider le modèle sur cet échangeur en particulier. Cependant, la simulation de la partie transfert thermique devrait être améliorée pour prendre en compte l'échange thermique au niveau des entrées et sorties. La simulation des écoulements doit quant à elle prendre en compte la distribution de l'écoulement dans la partie linéaire, même si dans le cas présent la faible longueur de l'échangeur diminue la variabilité des résultats sur les pertes de charge avec l'expérience. La simulation a permis de confirmer la mauvaise répartition du fluide froid dans l'échangeur et ainsi de proposer des améliorations.

Une tentative de mise en route de la micro-turbine a été menée mais sans succès du fait de différents problèmes inhérents à une mauvaise qualité de fabrication, notamment concernant l'équilibrage et l'état de surface des paliers à air. Le système de fixation des différentes pièces du rotor peut aussi être mis en cause. La turbine n'a alors pas pu être caractérisée expérimentalement

et les tests sur le système global (chaudière + échangeur + micro-turbine) n'ont alors pas pu être menés.

Pour conclure sur la micro-turbine, les objectifs techniques fixés ont été atteints car un banc d'essais a été réalisé pour accueillir la turbine et les instruments de mesures adaptés ont été connectés pour suivre la consommation ou la production électrique de la turbine. D'un point de vue scientifique les objectifs initiaux n'ont pas pu être réalisés. Cependant, le travail réalisé sur la turbine a permis de mettre en lumière les défauts qui demandent à être corrigés pour obtenir un prototype fonctionnel.