



---

# Rapport de Bureau d'Étude

Dimensionnement d'une microturbine

---

**Énergétique:**

BARANGER Pierre-Antoine  
DEFOSSEZ Clément  
GRAUER Martin  
PAYEN Mathieu  
RICHARDET Lucas  
VILESPY Martin

**Structure:**

CASTETS Baptiste  
NEBOUT Adrien  
PANETTA Alessia  
RAO Ajay Kumar Jagannatha

*Encadrés par BOUALI Zakaria et CORMIER Jonathan*

CHASSENEUIL-DU-POITOU  
10 NOVEMBRE 2021 - 2 MARS 2022



---

# Contents

<b>Introduction</b>	<b>8</b>
<b>1 Objectifs</b>	<b>8</b>
<b>2 Abréviations</b>	<b>8</b>
<b>Étude Énergétique</b>	<b>9</b>
<b>1 Modélisation 0D</b>	<b>9</b>
1.1 Principe de fonctionnement de la turbine . . . . .	9
1.2 Hypothèses de simulation sous Excel et modélisation du problème . . . . .	10
1.3 Résultats . . . . .	10
1.4 Ultra-micro turbine de 500W . . . . .	12
1.5 Simulation combustion . . . . .	15
<b>2 Etude cinétique</b>	<b>19</b>
2.1 Auto-inflammation . . . . .	19
2.2 Vitesse de flammes . . . . .	20
2.3 Volume de la chambre de combustion . . . . .	22
<b>3 Etude comparative entre StarCCM+ et OpenFoam</b>	<b>23</b>
3.1 Définition d'un modèle Catia . . . . .	23
3.2 Définition d'un maillage commun . . . . .	24
3.3 Résultats obtenus sous StarCCM+ . . . . .	25
3.3.1 Utilisation d'un modèle laminaire . . . . .	25
3.3.2 Utilisation d'un modèle turbulent . . . . .	26
3.4 Résultats obtenus sous OpenFoam . . . . .	28
3.4.1 Utilisation d'un modèle laminaire . . . . .	28
3.4.2 Utilisation d'un modèle turbulent . . . . .	29
3.5 Comparaison des résultats . . . . .	31
<b>4 Modélisation réactive</b>	<b>33</b>
<b>5 Modélisation 3D</b>	<b>35</b>
5.1 Maillage . . . . .	35
5.2 Inerte . . . . .	36
5.3 Modèle de combustion . . . . .	37
5.3.1 1er modèle : Eddy-Break Up . . . . .	37
5.3.2 2nd modèle : Complex Chemistry . . . . .	38
<b>6 Modélisation du système complet à l'aide de AMESim</b>	<b>41</b>
6.1 Représentation de la chambre de combustion . . . . .	41
6.2 Représenation compresseur et turbine . . . . .	41
6.3 Paramètres d'entrée . . . . .	42

---

---

6.3.1	Carte compresseur et turbine . . . . .	42
6.3.2	Conditions d'injection de l'hydrogène . . . . .	43
6.3.3	Richesse de Combustion . . . . .	43
6.4	Modélisation basique . . . . .	43
6.5	Modèle Échangeur de chaleur . . . . .	44
6.6	Modèle Échangeur de chaleur et Réchauffe par les parois de la chambre de combustion . . . . .	46
6.7	Adaptation de la réchauffe à des conditions réelles . . . . .	47
6.8	Adaptation du modèle par ajout d'air progressif . . . . .	47
6.9	Comparaison des différents modèles . . . . .	48
<b>7</b>	<b>Conclusion Énergétique</b>	<b>50</b>
<b>Étude Thermomécanique</b>		<b>51</b>
<b>1</b>	<b>But du projet structural</b>	<b>51</b>
1.1	Situation de l'année dernière . . . . .	51
1.2	Modélisation de la puissance . . . . .	51
<b>2</b>	<b>Nouveau design</b>	<b>53</b>
2.1	Nouvelle géométrie . . . . .	53
2.2	Choix des matériaux . . . . .	53
2.2.1	Comparaison des matériaux Inconel 718 et N18 . . . . .	54
<b>3</b>	<b>Élaboration des données matériaux</b>	<b>55</b>
3.1	Données recherchées . . . . .	55
3.2	Extraction . . . . .	55
3.3	Validation . . . . .	55
3.4	Inter- / Extrapolation . . . . .	56
3.5	Coefficient de sûreté . . . . .	57
<b>4</b>	<b>Modélisation et analyse 2D sur Abaqus</b>	<b>58</b>
4.1	Étude préliminaire 1D . . . . .	58
4.2	Choix des modèles . . . . .	59
4.3	Modèle 2D . . . . .	59
4.4	Présentation des résultats 2D . . . . .	60
4.5	Développements futures du modèle 2D . . . . .	62
<b>5</b>	<b>Modélisation et analyse 3D sur Abaqus</b>	<b>63</b>
5.1	Modélisation . . . . .	63
5.2	Vérification préliminaire . . . . .	64
5.2.1	Évolution de la contrainte de Von mises en fonction de la vitesse de rotation . . . . .	64
5.2.2	Évolution de l'allongement en fonction de la vitesse de rotation	65
5.2.3	Comparaison de l'allongement radial et de la contrainte de Von Mises en fonction de la vitesse de rotation . . . . .	65

---

5.3	Analyse de la turbine avec fluage . . . . .	66
5.3.1	Évolution du fluage en fonction de la température . . . . .	68
5.3.2	Évolution du déplacement par fluage en fonction de la vitesse de rotation . . . . .	70
5.3.3	Évolution du fluage en fonction de la vitesse de rotation . . . . .	72
<b>6</b>	<b>Analyse thermique</b>	<b>74</b>
6.1	Phénomènes physiques . . . . .	74
6.2	Paramètres concentrés . . . . .	74
6.3	Conduction dans l'aube . . . . .	75
6.4	Résistances cylindriques . . . . .	76
<b>7</b>	<b>Produit fini</b>	<b>78</b>
7.1	Spécifications définitives . . . . .	78
7.2	Calcul de la dilatation thermique . . . . .	79
<b>8</b>	<b>Développement futures</b>	<b>80</b>
8.1	Améliorations structurales suggères . . . . .	80
8.2	Projet aérodynamique . . . . .	81
8.3	Projet thermique . . . . .	81
8.4	Projet logiciel intégré . . . . .	81
<b>9</b>	<b>Annexe A</b>	<b>82</b>
9.1	Calcul de la situation de l'année dernière . . . . .	82
9.2	Calcul des nouvelles configurations . . . . .	83
9.3	Organisation en classes . . . . .	85
9.4	Le coefficient d'échange convectif . . . . .	86
<b>10</b>	<b>Annexe B</b>	<b>88</b>
10.1	Sélections de propriétés de matériaux . . . . .	88
10.1.1	Propriétés matérielles de CMSX 4+ . . . . .	88
10.1.2	Propriété matérielle du N18 . . . . .	88
10.2	Détermination des coefficients de la loi de fluage . . . . .	88
10.2.1	Coefficients de fluage du matériau CMSX 4+ . . . . .	88
10.2.2	Coefficients de fluage du matériau N18 . . . . .	89
10.3	Coefficients thermiques des matériaux . . . . .	90
<b>Références</b>		<b>91</b>

---

## List of Tables

1	Données extraites à partir de l'article . . . . .	13
2	Paramétrage point de fonctionnement Compresseur/Turbine . . . . .	43
3	Données d'injection des différents gaz dans l'architecture simple . . . . .	44
4	Données d'injection des différents gaz dans l'architecture avec échangeur de chaleur . . . . .	45
5	Données d'injection des différents gaz dans l'architecture avec échangeur de chaleur et réchauffe conductive . . . . .	46
6	Données d'injection des différents gaz dans l'architecture avec échangeur de chaleur et réchauffe conductive plus réaliste . . . . .	47
7	Données d'injection des différents gaz avec une architecture comportant une dilution du carburant . . . . .	48
8	Résumé des données des différents modèles . . . . .	49
9	Résumé des données en puissance des différents modèles . . . . .	49

---

## List of Figures

1	Schéma de principe de la microturbine . . . . .	9
2	Correlation entre taux d'échange et richesse maximum admissible . .	11
3	Puissance récupérable sur l'arbre en fonction du débit d'air en entrée	11
4	Comparaison des différents carburants . . . . .	12
5	Valeurs et constantes choisie pour la simulation globale . . . . .	12
6	Schéma du principe de fonctionnement d'une turbine . . . . .	13
7	Diagramme TS de la micro-turbine 500W avec préchauffe des gaz . .	14
8	Puissance fournie par la combustion en fonction de la richesse . . .	15
9	Evolution de la température de flamme et de la composition des gaz brûlés en fonction de la richesse . . . . .	16
10	Evolution du rapport des rayons d'injection en fonction de la richesse pour différents rapports de vitesse . . . . .	17
11	Volume et rayon de la chambre de combustion en fonction de la richesse	17
12	Délais d'auto-inflammation d'un mélange hydrogène/air en fonction de la température pour différents schémas cinétiques, $P = 1$ bar . . .	20
13	Délais d'auto-inflammation d'un mélange hydrogène/air en fonction de la température pour différents schémas cinétiques, $P = 15$ bar . .	20
14	Evolution de la vitesse de flamme en fonction de la richesse pour le CH <sub>4</sub> . . . . .	21
15	Evolution de la vitesse de flamme en fonction de la richesse pour le H <sub>2</sub>	21
16	Variation de la température et de la vitesse le long du domaine . . . .	22
17	Procédure de calcul du Volume de la chambre . . . . .	22
18	Modèle Catia d'1/9 de la chambre de combustion . . . . .	23
19	Modèle Catia d'une tranche de la chambre de combustion . . . . .	23
20	Maillage utilisé avec les deux codes de calcul . . . . .	24
21	Maillage généré par <i>GMSH</i> et utilisé sous <i>OpenFoam</i> . . . . .	24
22	Résultats obtenus avec StarCCM+ et un modèle laminaire . . . . .	26
23	Profils de vitesse obtenus avec StarCCM+ et un modèle laminaire .	26
24	Résultats obtenus avec StarCCM+ et un modèle turbulent . . . . .	27
25	Profils de vitesse obtenus avec StarCCM+ et un modèle turbulent .	28
26	Champ de vitesse dans le cas laminaire . . . . .	28
27	Résidus de la simulation laminaire . . . . .	29
28	Profils de vitesse obtenus avec <i>OpenFoam</i> et un modèle laminaire .	29
29	Champ de vitesse dans le cas turbulent . . . . .	30
30	Résidus de la simulation turbulente . . . . .	30
31	Profils de vitesse obtenus avec OpenFoam et un modèle turbulent .	31
32	Comparaison des profils obtenus avec des simulations laminaires .	31
33	Comparaison des profils obtenus avec des simulations turbulentes .	32
34	Champ de température de la combustion turbulente . . . . .	33
35	Profil de température en sortie de la chambre de combustion . . . .	34
36	Maillage non structuré . . . . .	35
37	Simulation inerte . . . . .	36
38	Tracé de la richesse le long de la chambre . . . . .	36
39	Profil de température le long de la chambre . . . . .	37

---

---

40	Profil de température en sortie . . . . .	38
41	Schéma du modèle de San Diego . . . . .	38
42	Profil de la concentration en OH . . . . .	39
43	Schéma du modèle Conaire . . . . .	39
44	Profil de température avec un maillage grossier . . . . .	40
45	Symboles des Chambres d'Allumage (gauche) et Diffusion (droite) . .	41
46	Symbole du compresseur . . . . .	42
47	Symbole de la turbine . . . . .	42
48	Modèle Basique . . . . .	44
49	Modèle avec échangeur de chaleur . . . . .	45
50	Modèle avec échangeur de chaleur et réchauffe le long des parois de la chambre . . . . .	46
51	Modèle avec échangeur de chaleur, réchauffe et chambre de dilution .	47
52	Modèle avec dilution du carburant . . . . .	48
53	Puissance extraite en fonction de vitesse et longueur d'aube. . . . .	52
54	Modèle ancien, avec sa distribution de température. . . . .	53
55	Nouveau modèle, avec sa distribution de température. . . . .	53
56	Allure de la courbe d'interpolation du coefficient A. . . . .	56
57	Résultats de la campagne 1D. . . . .	58
58	Température en fonction de la position radiale. . . . .	59
59	Modèle 2D: Température nodale sur la turbine 2D . . . . .	59
60	Modèle 2D: Déformation en fluage du modèle 2D. Fiable. . . . .	60
61	Modèle 2D: Déplacement radial du modèle 2D. Non fiable. . . . .	60
62	Modèle 2D: Déformation en fluage en fonction de la position radiale, pour différentes vitesses de rotation, avec des données raffinées. . . . .	60
63	Modèle 2D: Déplacement en point d'aube, en fonction du temps, et pour différentes vitesses de rotation. . . . .	61
64	Modèle 2D: Contrainte de Von Mises sur la turbine. Supposée non fiable dans ses valeurs, mais fiable dans l'allure. . . . .	62
65	Conception 3D de la section de la turbine . . . . .	63
66	Modèle 3D réduit . . . . .	64
67	Charge et conditions limites. . . . .	64
68	Distribution des contraintes sans fluage . . . . .	65
69	Évolution de température linéaire . . . . .	65
70	Évolution de Von Mises en fonction de la vitesse de rotation. . . . .	66
71	Évolution du déplacement en fonction de la vitesse de rotation. . . . .	67
72	Distribution des contraintes avec fluage. . . . .	67
73	Déformation de fluage à 5000h. . . . .	67
74	Déformation par fluage à 1000°C . . . . .	69
75	Déformation par fluage à 1170°C . . . . .	69
76	Déformation par fluage à 1200°C . . . . .	69
77	Déformation par fluage à 1250°C . . . . .	69
78	Évolution de la fluage en fonction de la température . . . . .	70
79	Déplacement radial en bout d'aube en fonction du temps . . . . .	71
80	Évolution de la fluage en fonction de la vitesse de rotation . . . . .	72
81	Déformation par fluage à 4500rad/s . . . . .	73

---

---

82	Déformation par fluage à 6000rad/s . . . . .	73
83	Déformation par fluage à 6500rad/s . . . . .	73
84	Déformation par fluage à 7000rad/s . . . . .	73
85	Vitesse de l'écoulement sur le profil. . . . .	74
86	Température sur le profil. Couche limite. . . . .	74
87	Température vrai sur la turbine complète. . . . .	77
88	Mesures obtenus après contraction. . . . .	80
89	Matrice de rigidité orthotrope . . . . .	88
90	fluage data of cmsx4+ . . . . .	89
91	coefficients de fluage du CMSX4+(1) . . . . .	89
92	coefficients de fluage du CMSX4+(2) . . . . .	89

---

# Introduction

## 1 Objectifs

Dans le cadre du FuturoLab, un projet est à l'étude afin d'obtenir à terme un banc expérimental permettant d'effectuer des tests d'une microturbine à hydrogène. L'objectif de ce Bureau d'Étude, est de dimensionner un mécanisme de taille très réduite composé d'un **compresseur**, d'une **chambre de combustion** et d'une **turbine**. Notre objectif est d'obtenir une puissance électrique en sortie de turbine de 5 kW. Et pour ce faire le combustible utilisé est de l'hydrogène H<sub>2</sub> qui réagit avec l'air selon la réaction suivante:



Notre étude s'appuie notamment sur les microturbines développées par l'Onera [1], W. P. J. Visser et al. [2] et JeongMin Seo et al. [3].

## 2 Abréviations

- **BE** : Bureau d'Etude

# 1 Modélisation 0D

Tout d'abord, l'étude a été menée en 0D, ce qui veut dire que l'on considère un système très simple dans son ensemble, ce qui permet d'obtenir des résultats globaux et rapides. En l'occurrence, la modélisation s'est portée sur les cycles thermodynamiques des différents systèmes étudiés dans la littérature et le calcul *Cantera* des températures de flamme et de composition des produits de combustion. L'objectif étant de réaliser une première approche théorique du concept de micro-turbine en se basant sur des études et des modèles déjà existants.

En introduction du bureau d'étude il a fallu étudier les technologies déjà existantes. Une étude d'ordre de grandeur a été réalisée en préalable à une quelconque modélisation tridimensionnelle d'une chambre. Cela a pour but de comprendre les enjeux clés d'une chambre de combustion et permettre ensuite d'optimiser les différents paramètres dans la chambre qu'on dimensionnera. Une chambre de combustion a pour but d'héberger la combustion des espèces chimiques mises en jeu.

Le but est que les produits de cette combustion aient la température maximale égale  la température maximale admissible par la turbine qui se trouve en aval de la chambre. Car plus les gaz sont chauds, plus le travail mécanique récupérable par la turbine est grand. Mais une turbine ne peut pas fonctionner avec des gaz trop chauds, de potentiels gaz trop chauds entraîneraient des contraintes de fluage sur la turbine, ce qui causerait sa destruction. En t  ude préalable, le bureau structure a décidé de fixer la température maximale des gaz égale  1300°C.

L'objectif est,  partir de cette contrainte, de fixer tous les paramètres utiles au système (richesse, débits, performances échangeur, performance compresseur...). Un des objectifs est,  partir de la donnée de ces paramètres (dont certains sont égaux  la valeur trouvée dans la documentation), de déterminer les performances de la micro turbine (consommation, puissances mises en jeu). Ainsi nous serons en mesure de commencer un pré-dimensionnement en 3D de la micro turbine.

## 1.1 Principe de fonctionnement de la turbine

La micro turbine qui a été retenue pour le bureau d'étude aurait un principe de fonctionnement conforme au schéma qui suit :

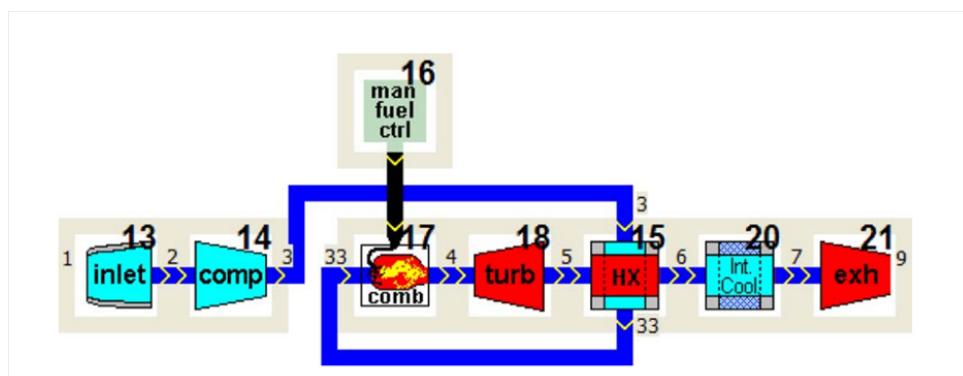


Figure 1: Schéma de principe de la microturbine

---

Elle a le même principe de fonctionnement qu'une turbine classique à l'exception de l'ajout d'un bloc « échangeur thermique » (HX : HeatExchanger). Cet échangeur thermique prélève l'énergie thermique rémanente des gaz d'échappement en aval de la turbine. Il a pour conséquence, contrairement à une turbine classique, d'augmenter la température des « gaz frais » avant leur entrée dans la chambre de combustion. Cela permet notamment de réaliser des économies de dihydrogène puisque la chaleur récupérée permet de réduire la part d'énergie de combustion qui servira à augmenter la chaleur sensible des gaz. Le taux d'échange thermique de l'échangeur restera un paramètre à fixer puisqu'il aura un impact direct sur la température des gaz donc sur la richesse globale à avoir dans la chambre pour ne pas dépasser la température limite imposée par le bureau structure.

## 1.2 Hypothèses de simulation sous Excel et modélisation du problème

La modélisation du problème s'est faite pour une partie de notre groupe sur Excel en réalisant une hypothèse simple mais assez réaliste sur la combustion : la combustion à richesse donnée génère une énergie qui ne dépend pas de la température des gaz, et la capacité calorifique des gaz est constante peu importe la température des gaz en entrée de chambre. Cette hypothèse permet la modélisation du problème entier sur Excel de manière rapide et simple. En comparant les résultats avec un calcul Cantera, on peut estimer que l'erreur due à cette hypothèse impacte la température de sortie des gaz en la majorant de quelques degrés seulement ce qui est quasiment négligeable devant la hausse de température totale des gaz dans la chambre. On modélise le compresseur avec un coefficient isentropique de 0,75 et un rapport de compression de 3. On modélise l'échangeur comme étant un échangeur parfait, de taux d'échange égal à 0,2. On modélise la chambre de combustion comme étant isobare avec une richesse donnée phi. Mais après une étude relative à la combustion dans la chambre il nous faut  $\phi \geq 0,3$ . On modélise la turbine avec un coefficient isentropique de 0,65 et un rapport de détente égal à 3.

## 1.3 Résultats

A l'aide de ces hypothèses, nous pouvons faire varier deux paramètres importants : le taux échangeur et la richesse globale du mélange. Chaque valeur prise par un de ces paramètres influence la valeur de l'autre (tout en sachant que pour obtenir une bonne combustion il nous faut une richesse globale supérieure à 0,3). On peut en déduire la corrélation suivante :

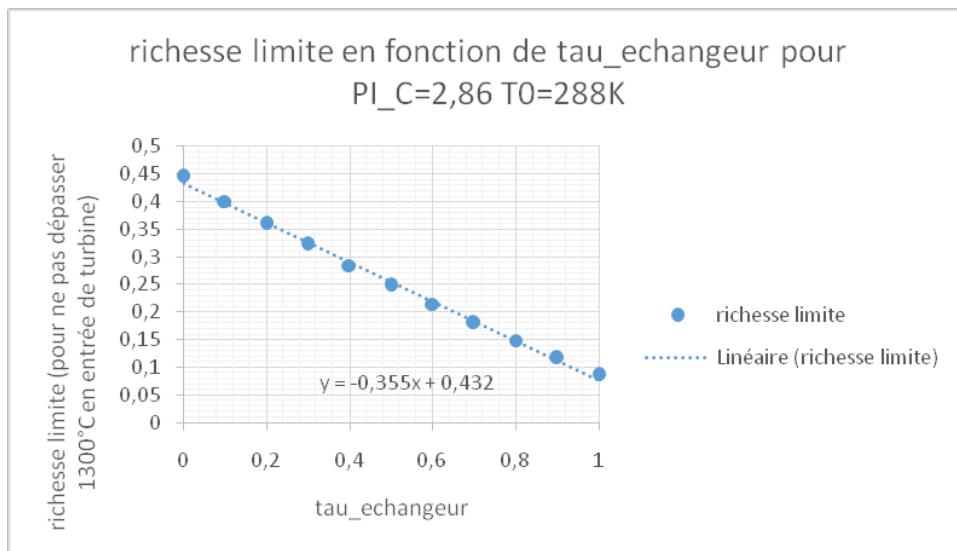


Figure 2: Correlation entre taux d'échange et richesse maximum admissible

On en déduit alors un taux d'échangeur maximal admissible pour éviter une chaleur trop élevée des gaz en entrée de turbine. Ce taux maximum est d'environ 0,4 pour la richesse visée. Ainsi on maximise la puissance de la turbine sans dépasser les contraintes du Bureau Structure. De plus on peut prédire une puissance nominale en fonction du débit d'air en entrée. La puissance récupérable est directement proportionnelle au débit d'air en entrée comme le montre le graphique ci-après.

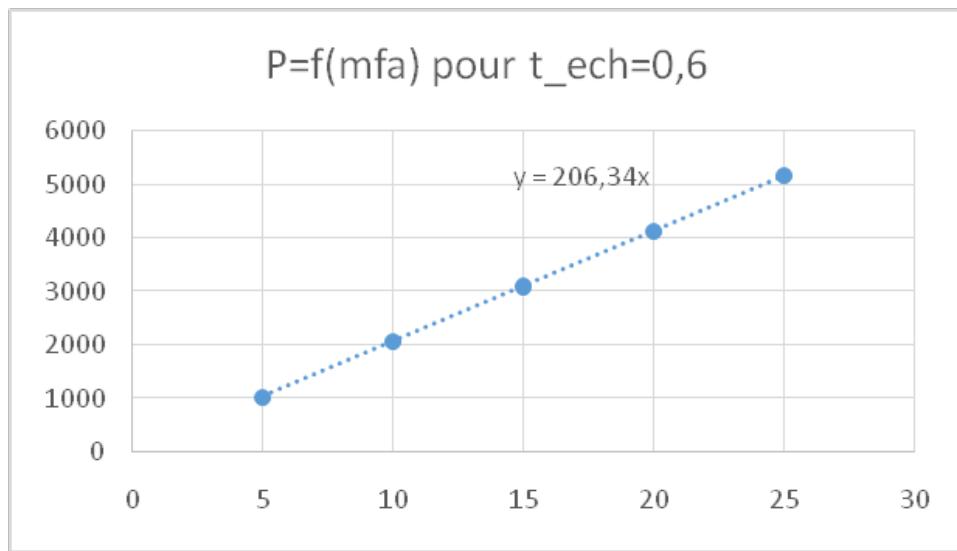


Figure 3: Puissance récupérable sur l'arbre en fonction du débit d'air en entrée

Ainsi avec un débit de 20g/s on aurait environ une puissance récupérable de 4kW.

De plus nous pouvons comparer l'utilisation des deux carburants. Pour les comparer, nous allons nous placer à iso-puissance et comparer différentes valeurs comme le montre le tableau qui suit pour les valeurs également répertoriées dans le tableau

ci-après.

Méthane	H2
Mfa=23g/s	=15g/s
Richesse=0,12	=0,09
Mffuel=0,12g/s	=0,04g/s
Tentréeeturbine=1250K	=1540K

Figure 4: Comparaison des différents carburants

<u>Valeur fonctionnement turbine de base:</u>	
Pi_T	<b>2,8</b>
Pi_C	<b>2,86</b>
eta_c	<b>0,75</b>
eta_t	<b>0,65</b>
gamma	<b>1,4</b>
Cp_air	<b>1,006</b>
Cp_gb	<b>1,3</b>
gamma_gb	<b>1,3</b>
air mass flow	<b>45</b>
fuel mass flow	<b>0,3132</b>
Total mass flow	<b>45,3132</b>
PL	<b>0,02</b>
taux_ech	<b>0,94</b>
rendmt elec	<b>0,5</b>
richesse	<b>0,12</b>

Figure 5: Valeurs et constantes choisie pour la simulation globale

## 1.4 Ultra-micro turbine de 500W

Ce modèle de turbine a été développé par l'équipe Sud-Coréenne de JeongMin Seo et al. [3]. Leur système se base sur un principe classique de turbine, utilisant un échangeur de chaleur, donc le fonctionnement schématique est représenté dans la figure 6 :

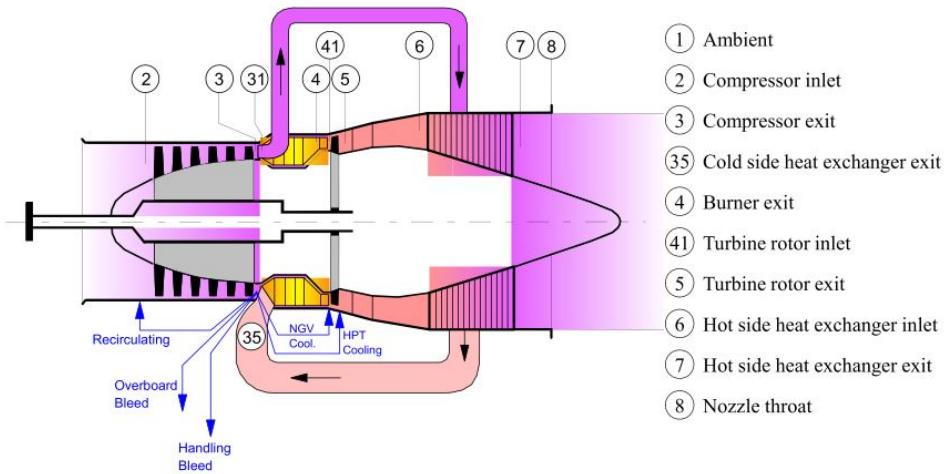


Figure 6: Schéma du principe de fonctionnement d'une turbine

De plus, connaissant les différents rendements et paramètres de la turbine, il était possible de tracer le cycle thermodynamique de cette turbine à l'aide de *Cantera*, en se basant sur les données du Tableau 1.

Table 1: Données extraites à partir de l'article

<b>Débit d'air [g/s]</b>	20
<b>Débit de fuel [g/s]</b>	0.1968
<b>Rapport de compression</b>	3
<b>Température en sortie de chambre de combustion [K]</b>	1200

Ce qui permet d'obtenir le cycle thermodynamique de la Figure 7 :

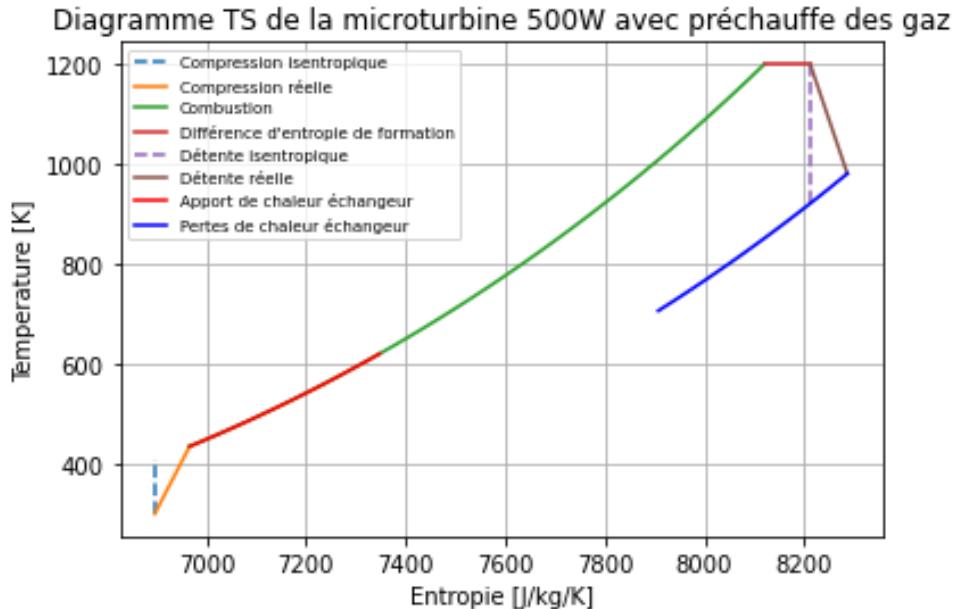


Figure 7: Diagramme TS de la micro-turbine 500W avec préchauffe des gaz

Les étapes du cycle sont les suivantes :

- Compression de l'air arrivant dans la micro-turbine, calcul d'abord isentropique puis réel

$$P_{t3} = \Pi_c \times P_{amb}$$

$$T_{t3is} = \Pi_c^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \times T_{t2}$$

$$T_{t3r\uacute{e}el} = T_{t2} + \frac{T_{t3is} - T_{t2}}{\eta_{is}}$$

- Combustion : la simulation Cantera prend d'abord en compte la combustion sans considérer l'énergie de formation qu'il faut ensuite ajouter pour obtenir l'état final :

$$h(T) = \Delta H_f^0(T_0) + \int_{T_0}^T c_p dT$$

La combustion est ici calculée à l'aide d'un schéma Gri30 qui considère une cinquantaine d'espèces et plusieurs centaines de réactions.

- Détente : de la même façon que la compression, la détente est d'abord calculée de façon isentropique puis réelle.

$$P_{t5} = \Pi_t \times P_{amb}$$

$$T_{t5is} = \frac{P_{t4}}{P_{amb}}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \times T_{t2}$$

---


$$T_{t5r\acute{e}el} = T_{t4} + (T_{t5is} - T_{t4}) \times \eta_{hs}$$

- Apport de chaleur par l'échangeur : Il est modélisable en considérant la température de sortie et l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

Ce cycle permet également de connaître la puissance mécanique obtenue sur l'arbre de la turbine en fonction de la richesse souhaitée, cf. Figure 8:

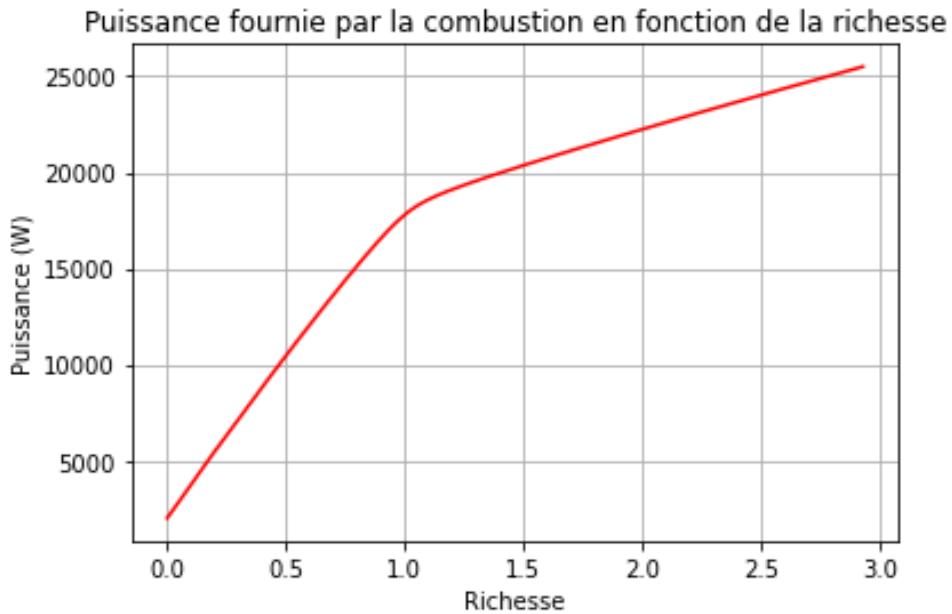


Figure 8: Puissance fournie par la combustion en fonction de la richesse

Ce graphique permet donc de connaître la richesse nécessaire dans la chambre de combustion en fonction de la puissance mécanique voulue. Dans le cas de la turbine étudiée, le carburant utilisé est un gaz de pétrole liquéfié. Les modèles 0D ont été réalisés en prenant de l'hydrogène comme carburant étant donné qu'il s'agit du carburant que l'on souhaite utiliser par la suite.

## 1.5 Simulation combustion

La modélisation 0D permet également de connaître différentes caractéristiques de la combustion tel que la température de flamme et la composition des gaz brûlés, le tout en fonction de la richesse de la combustion de l'hydrogène :

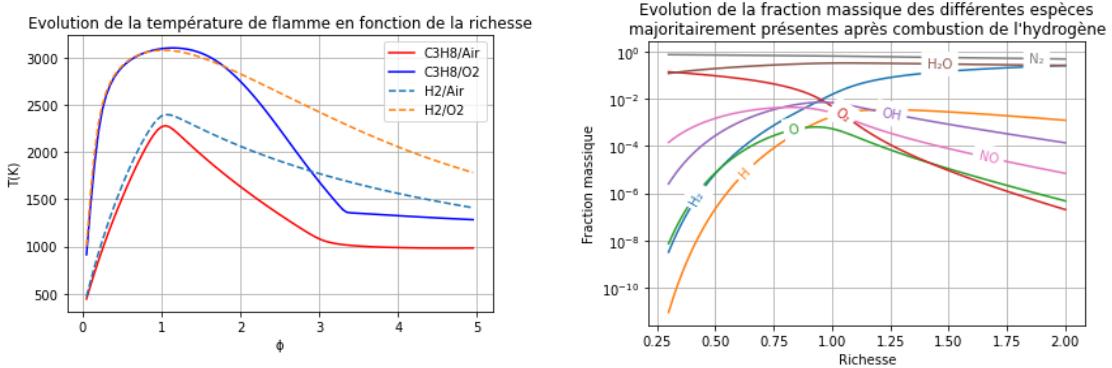
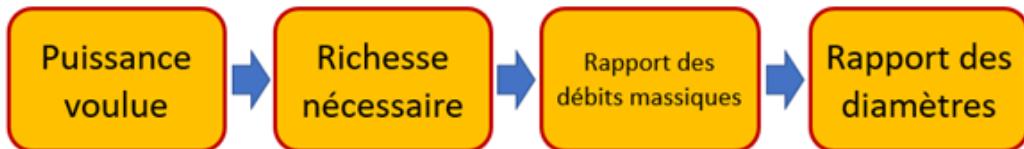


Figure 9: Evolution de la température de flamme et de la composition des gaz brûlés en fonction de la richesse

Connaissant la température limite en sortie de chambre de combustion imposée par les caractéristiques des matériaux utilisés pour la conception de la turbine, on peut connaître une richesse limite à ne pas atteindre. La température ne devant pas excéder 1500K, il faut se limiter à une richesse de 0.4 tout au plus. De plus, la composition permet de s'assurer qu'à cette richesse, la présence d'hydrogène pur est la plus faible. En effet, minimiser la quantité d'hydrogène dans les produits de combustion permet de réduire au maximum les effets que pourraient avoir ces molécules au contact de la turbine.

Enfin la modélisation 0D a permis de dimensionner les injecteurs d'air et de carburant. L'algorithme suivant explique comment sont calculés ces diamètres :



### Evolution du rapport des rayons d'injection en fonction de la richesse pour différents rapports de vitesse

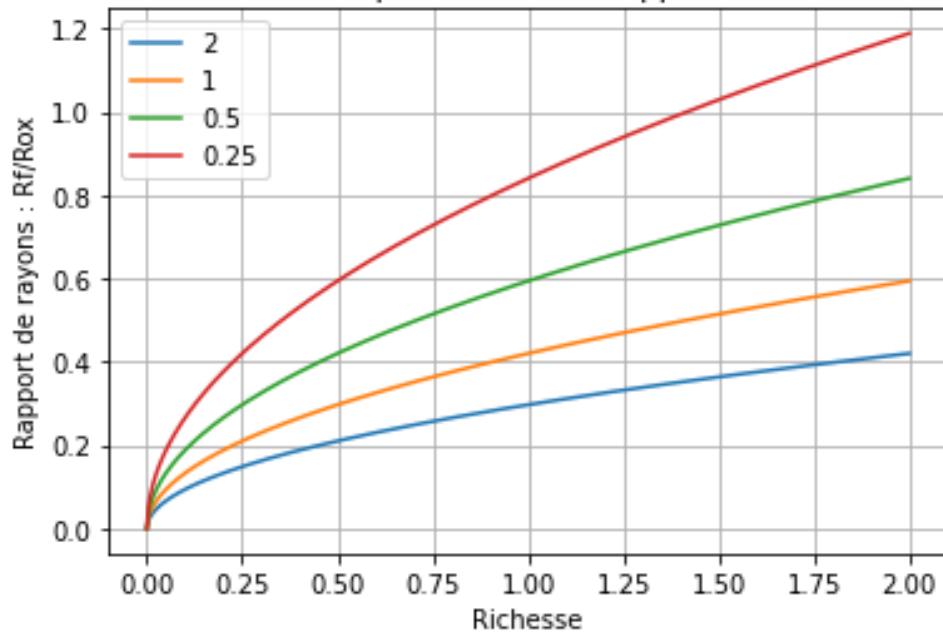


Figure 10: Evolution du rapport des rayons d'injection en fonction de la richesse pour différents rapports de vitesse

Ainsi, en fonction du nombre d'injecteurs, du nombre de rangées d'injecteurs et du rapport de vitesse souhaité entre l'injection de carburant et d'air, on peut connaître le diamètre individuel de chaque injecteur.

La simulation *Cantera* nous permettait donc d'obtenir un volume minimal de la chambre de combustion en fonction de la richesse du mélange. En se basant sur les géométries de la littérature, on a cherché à dimensionner la chambre de combustion avec une forme annulaire où la hauteur est égale au rayon extérieur et le rayon intérieur, vaut un tiers de rayon extérieur. Il était donc possible de réduire la taille de la chambre de combustion jusqu'à quelques centimètres cube.

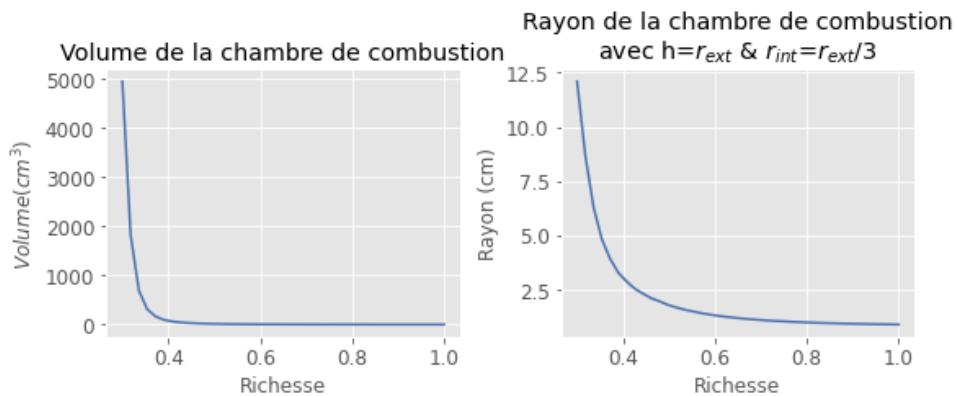


Figure 11: Volume et rayon de la chambre de combustion en fonction de la richesse

Cependant, afin de correspondre aux attentes de la partie structures, il a été

---

choisi d'augmenter le volume de la chambre de combustion de façon à obtenir un rayon extérieur de 4.4cm et une sortie de 1.5cm de large.

---

## 2 Etude cinétique

La caractérisation de la combustion des différents carburants est primordiale pour le dimensionnement de la chambre de combustion. Dans notre étude, le délai d'auto-inflammation et la vitesse de flamme sont étudiées.

Les calculs sont effectués sur Python, avec l'utilisation du module cantera. Les codes utilisés ont été directement récupérés dans les codes fournis sur le site officiel de python, et ont été modifiés pour répondre à nos besoins.

### 2.1 Auto-inflammation

Le délai d'auto-inflammation est le temps nécessaire pour que la combustion d'un carburant débute de façon spontanée. Ce délai dépend des conditions thermodynamiques, en particulier de la température et de la pression.

Ce paramètre est critique dans notre étude car on veut éviter que des foyers s'allument de façon non maîtrisée dans la chambre. Le moteur pourrait être alors endommagé. Ainsi, on souhaite que le délai d'auto-inflammation de notre carburant soit très grand.

Dans un premier temps, il est nécessaire de déterminer un schéma cinétique permettant de représenter avec fidélité la combustion du carburant utilisé. Un schéma cinétique permet de représenter la combustion d'un gaz, avec plus ou moins de précision suivant le nombre d'espèces et de réactions considérées par ce schéma.

Dans le cas étudié, l'hydrogène est choisi comme carburant. Quatre schémas ont été comparés à des résultats expérimentaux tirés de [4], et présentés Figure 12 et Figure 2: Conaire et al., Petersen et al., Gri-Mech 3.0 et un schéma fourni par M. Bouali. Les pressions de 1 et 15 bar ont été étudiées en faisant varier la température.

On observe que les schémas cinétiques fournissent des résultats similaires pour l'hydrogène. Il est important de rappeler que la combustion sera étudiée en simulation 3D, il est donc nécessaire de choisir le schéma le moins précis possible afin de gagner en temps de calcul. Dans le cas de notre microturbine, la pression dans la chambre de combustion sera basse, de l'ordre de 3 bar. Il est important de valider un schéma cinétique dans la plage de températures et de pressions qui seront utilisées car un schéma peut être adapté pour seulement certaines conditions.

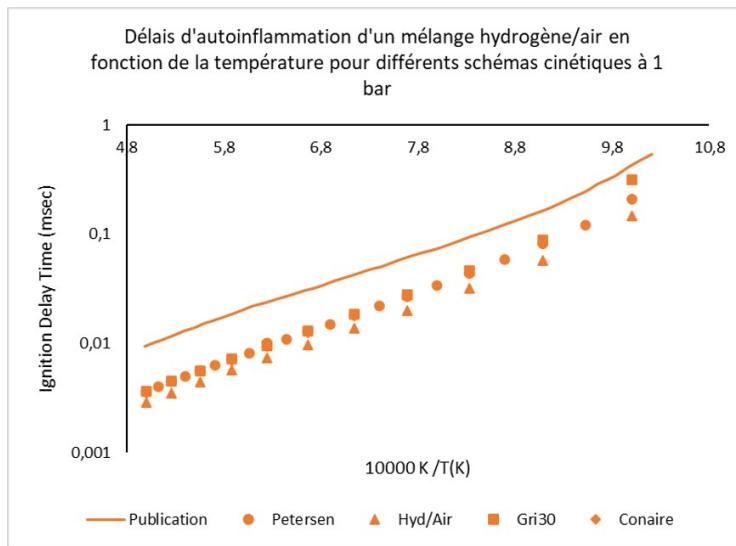


Figure 12: Délais d'auto-inflammation d'un mélange hydrogène/air en fonction de la température pour différents schémas cinétiques,  $P = 1$  bar

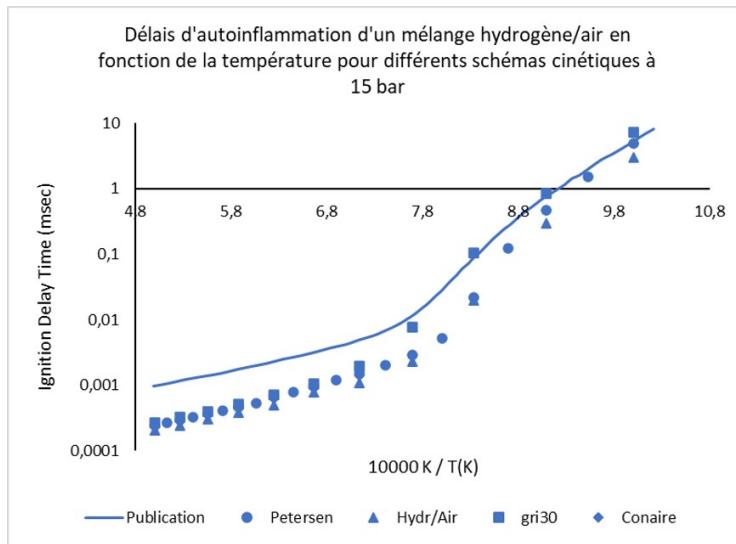


Figure 13: Délais d'auto-inflammation d'un mélange hydrogène/air en fonction de la température pour différents schémas cinétiques,  $P = 15$  bar

Ainsi les schémas Gri-Mech 3.0 et de Conaire et al. sont conservés pour la suite. Il est à présent nécessaire de vérifier si ces schémas fournissent de bons résultats pour la vitesse de flamme.

## 2.2 Vitesse de flammes

La vitesse de flamme correspond à la vitesse à laquelle le front de flamme se propage. La vitesse de flamme permet d'établir la longueur de la chambre nécessaire afin qu'à sa sortie tous les gaz soient brûlés. De plus, la vitesse de flamme détermine le débit de gaz : si le débit est trop faible, la flamme remonte dans la chambre

jusqu'aux injecteurs. Le cas contraire, elle s'éloigne des injecteurs, et tous les gaz risquent de ne pas être brûlés à la sortie de la chambre, c'est le soufflage de la flamme.

La vitesse de flamme a été tracée pour le CH<sub>4</sub> et le H<sub>2</sub> dans les Figure 3 et Figure 4, avec les données issues de [5] et [6] et des simulations effectuées avec les schémas de Conaire et le Gri Mech 3.0.

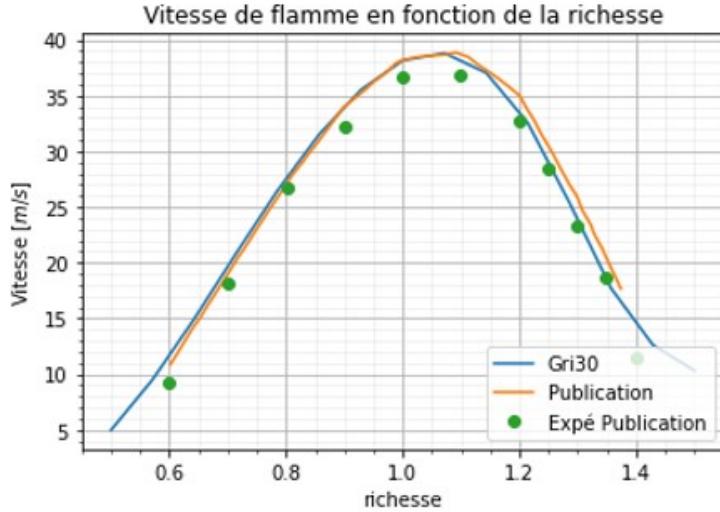


Figure 14: Evolution de la vitesse de flamme en fonction de la richesse pour le CH<sub>4</sub>

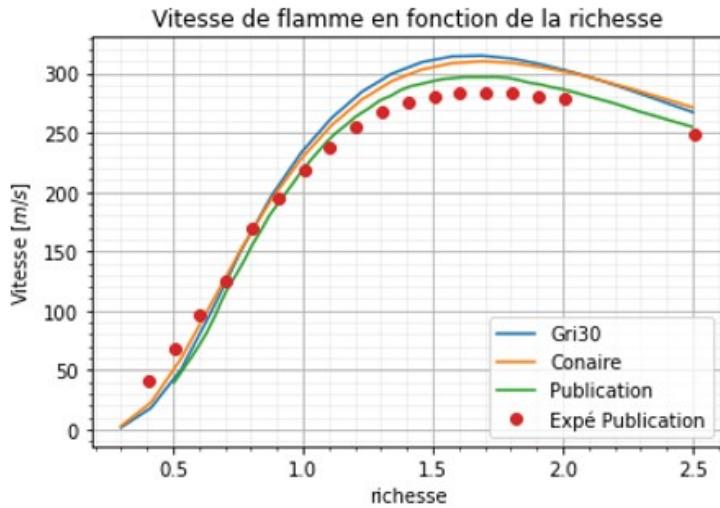


Figure 15: Evolution de la vitesse de flamme en fonction de la richesse pour le H<sub>2</sub>

On observe que les résultats des simulations sont proches des résultats expérimentaux. Dans le cas du H<sub>2</sub>, on observe un écart entre les valeurs expérimentales et numériques pour des richesses de l'ordre de 1,5. Toutefois, le mélange utilisé pour la microturbine est pauvre, donc les résultats sont cohérents.

Les schémas de Conaire et al. et le Gri-Mech 3.0 sont donc gardés pour la suite de l'étude.

## 2.3 Volume de la chambre de combustion

Le volume de la chambre a ensuite été calculé. Pour cela, le calcul de l'épaisseur de flamme a été nécessaire. Un programme a été écrit permettant de déterminer le volume de la chambre. La température et la vitesse des gaz dans la chambre ont été déterminées et sont présentées Figure 5.

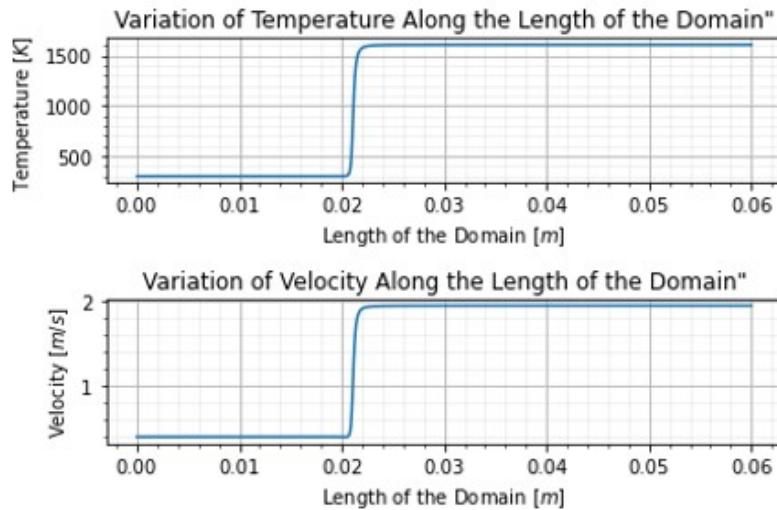


Figure 16: Variation de la température et de la vitesse le long du domaine

On obtient donc une température des gaz brûlés et une vitesse de flamme. Le maximum de la dérivée de la température est également récupérable, permettant de calculer l'épaisseur de flamme.

Les étapes permettant de calculer le volume de la chambre sont les suivantes :

$$e_f = \frac{T_{gb} - T_{gf}}{\max(\frac{dT}{dx})} \rightarrow \tau_{ch} = \frac{e_f}{u_f} \rightarrow V = \frac{(m_a + m_f)RT_c\tau_{ch}D_{ah}}{Mp_c}$$

Figure 17: Procédure de calcul du Volume de la chambre

---

### 3 Etude comparative entre StarCCM+ et OpenFoam

L'objectif de cette partie est de réaliser une comparaison entre deux codes de calcul, le code industriel StarCCM+ et le code libre OpenFoam. Pour pouvoir effectuer cette comparaison, il faut dans un premier temps définir un modèle de chambre de combustion puis définir un maillage utilisable dans les deux codes.

#### 3.1 Définition d'un modèle Catia

En ce qui concerne le modèle de chambre de combustion, nous avons décidé d'opter pour une chambre annulaire comme le montre la figure 18. Cette figure montre une portion de la chambre de combustion. En effet, dans un premier temps nous avons choisi de concevoir une chambre de combustion avec 9 injecteurs d'air et 9 injecteurs de carburant. En ce qui concerne les dimensions de cette chambre, certaines valeurs étaient fixées par l'équipe structure et matériaux. Ces valeurs fixées sont le rayon extérieur de la chambre ainsi que la longueur de l'échappement des gaz.

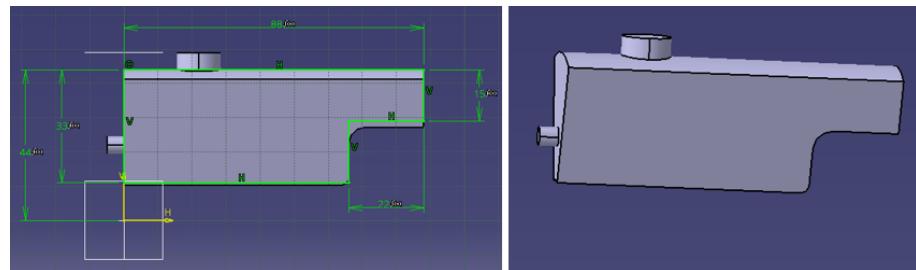


Figure 18: Modèle Catia d'1/9 de la chambre de combustion

Le modèle Catia de la chambre étant fixé, nous avons ensuite décidé de créer un second modèle qui est une tranche fine de la chambre. Ce modèle, présent en figure 19, permettra de créer un maillage plus simple, qui sera exploitable par OpenFoam.

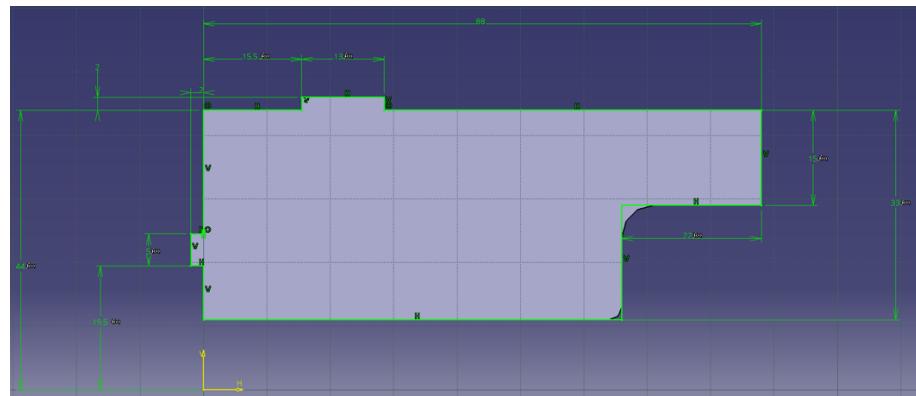


Figure 19: Modèle Catia d'une tranche de la chambre de combustion

---

### 3.2 Définition d'un maillage commun

L'étape suivante a été de créer un maillage qui soit exploitable sous les deux codes de calculs. Dans un premier temps nous avons tenter d'utiliser un maillage généré à l'aide de GMSH, cependant ce maillage n'était pas exploitable sous StarCCM+.

Nous avons alors décidé de créer un maillage sous StarCCM+, puis à l'aide d'une bibliothéque spécifique nous l'avons converti dans un format utilisable sous OpenFoam. En effet le code StarCCM+ étant un code industriel, il est relativement simple de générer un maillage à partir d'un fichier Catia.

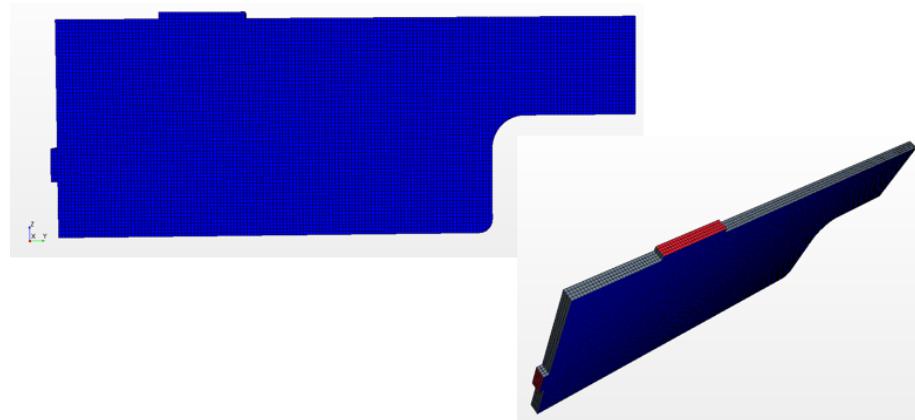


Figure 20: Maillage utilisé avec les deux codes de calcul

La figure 20 représente le premier maillage étudié dans la partie suivante. Ce dernier est un maillage très simple constitué de mailles cubiques de 0,5mm de côté. En ce qui concerne l'épaisseur de la tranche, cette dernière doit être nécessairement supérieure ou égale à 4 fois la longueur de la maille pour que le maillage soit généré correctement.

Cependant l'exportation du maillage sous *OpenFoam* n'a pas abouti, le maillage étant inexploitable après conversion. Il a donc fallu utiliser un maillage généré à partir de *GMSH* se rapprochant le plus possible du maillage de *StarCCM+* afin que les comparaisons entre les résultats soient les plus discutables possible. Ainsi c'est le maillage 2D suivant qui sera utilisé lors des simulations *OpenFoam* :

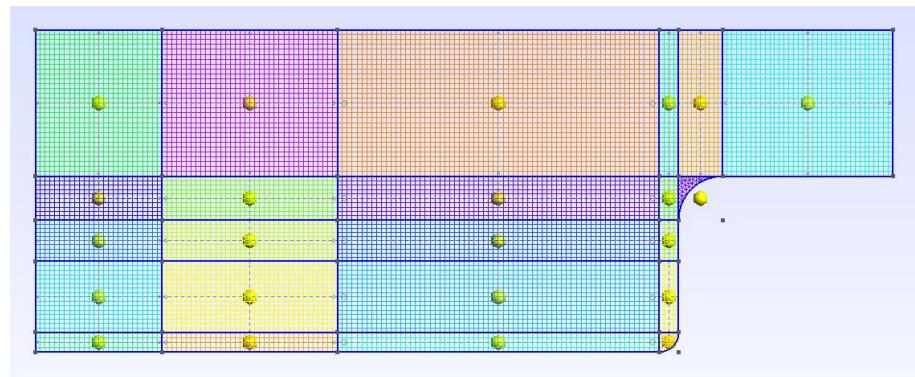


Figure 21: Maillage généré par *GMSH* et utilisé sous *OpenFoam*

---

Le maillage étant 2D, il n'y a qu'une maille d'épaisseur. Il est constitué de mailles cubiques de 0.5mm de côté tout comme dans le maillage utilisé pour *StarCCM+*.

### 3.3 Résultats obtenus sous StarCCM+

Dans cette partie nous allons nous concentrer sur les résultats obtenus pour des écoulements d'air inertes avec deux modèles, le premier est un modèle laminaire et le second un modèle turbulent. Dans chaque cas nous étudierons les résidus, et les profils de vitesses dans différentes coupes.

Les deux études possèdent des caractéristiques communes:

- La géométrie de la chambre est la même
- On injecte de l'air via les 2 injecteurs
- La vitesse d'injection est identique pour les deux injecteurs et est égale à 20 m/s.
- La pression dans la chambre est fixée à 3 bar.

#### 3.3.1 Utilisation d'un modèle laminaire

En ce qui concerne la simulation laminaire, elle présente les caractéristiques suivantes:

- Constant Density
- Gas : Air
- Laminar
- Segregated Flow
- Steady
- Three Dimensional

La figure 22 présente une visualisation des résultats obtenus ainsi que l'évolution des résidus.

La première chose à noter concerne les résidus. En effet nous pouvons remarquer que les résidus restent tous supérieurs à 0.01, ce qui nous met en garde concernant la fiabilité des résultats. Des résidus aussi élevés impliquent que le calcul n'a pas bien convergé, il faut donc exploiter ces résultats avec précautions. Cette mauvaise convergence est d'ailleurs visible sur la visualisation, on peut voir sur cette dernière un certain nombre de zones où des tourbillons apparaissent.

Bien que les résultats ne soient pas parfaitement fiables, il est tout de même intéressant de tracer les profils le long des lignes A et B. En effet la figure 23 montre la présence de tourbillon car des valeurs de vitesse axiale négatives sont observées le long de la ligne A.

En ce qui concerne les profils le long de la ligne B, on remarque que le profil de vitesse axiale et le profil de vitesse en norme sont confondus. Cela nous permet de

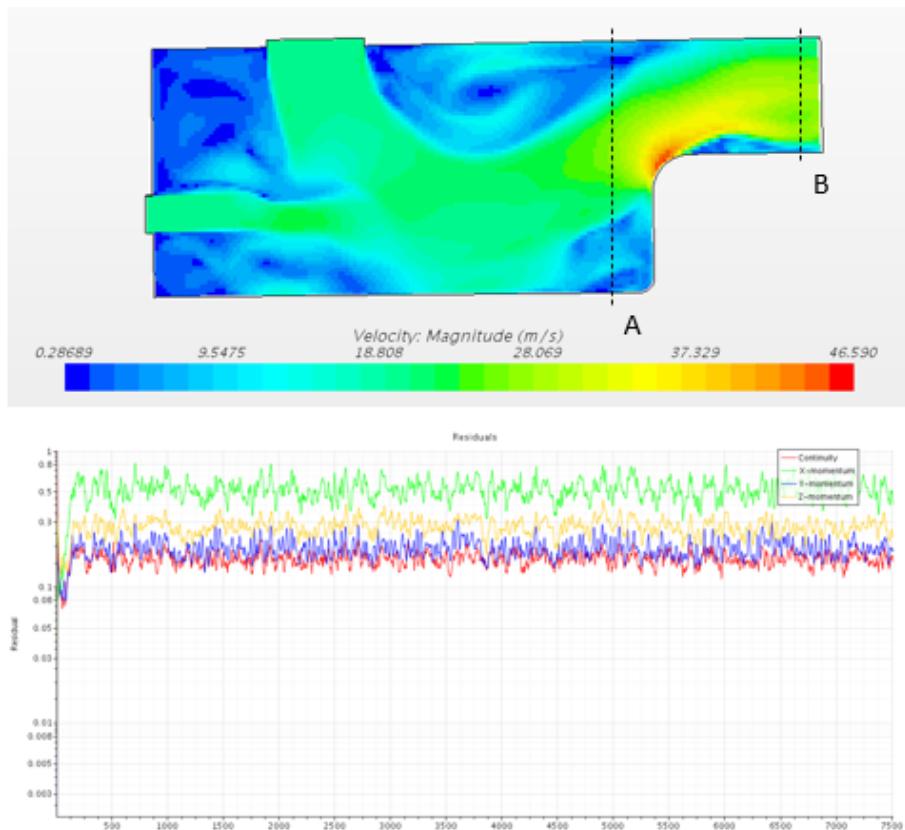


Figure 22: Résultats obtenus avec StarCCM+ et un modèle laminaire

voir que la géométrie considérée permet d’obtenir un écoulement parfaitement parallèle aux parois en sortie de chambre de combustion, ce qui permettra de récupérer un maximum d’énergie sur la turbine.

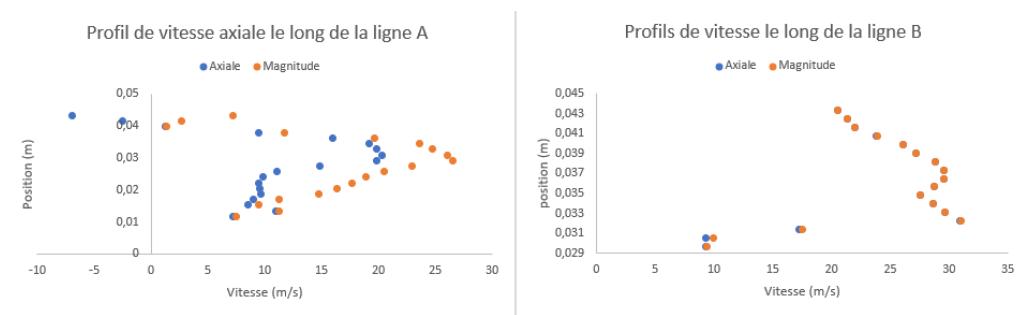


Figure 23: Profils de vitesse obtenus avec StarCCM+ et un modèle laminaire

### 3.3.2 Utilisation d’un modèle turbulent

En ce qui concerne le modèle turbulent, les caractéristiques de la simulation sont les suivantes:

- Constant Density
- Exact Wall Distance

- Gas : Air
- K-Epsilon Turbulence
- Reakizable K-Epsilon Two-Layer
- Reynolds-Averaged Navier-Stokes
- Segregated Flow
- Steady
- Three Dimensional
- Turbulent
- Two-Layer All y+ Wall Treatment

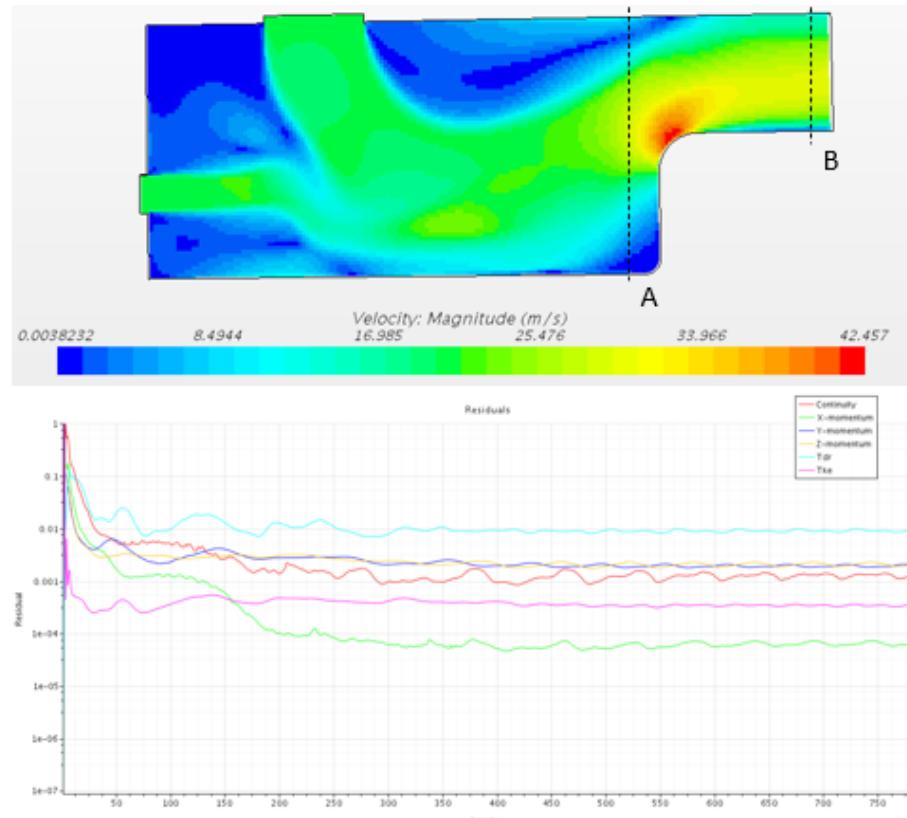


Figure 24: Résultats obtenus avec StarCCM+ et un modèle turbulent

La figure 24 présente une visualisation ainsi que les résidus obtenus dans le cas de la simulation avec un modèle turbulent.

Premièrement on remarque que les résidus sont compris entre 0.01 et 0.0001, les résultats obtenus sont donc beaucoup plus stable que dans le cas laminaire. De plus cette stabilité est aussi remarquable sur la visualisation de la simulation.

En ce qui concerne les profils, on remarque que ceux le long de la ligne A sont plus réguliers que ceux de la simulation laminaire.

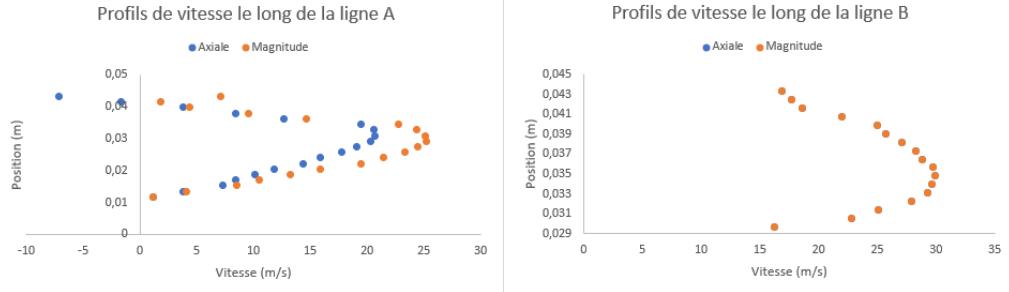


Figure 25: Profils de vitesse obtenus avec StarCCM+ et un modèle turbulent

Le long de la ligne B, on remarque que la vitesse est plus grande proche de l'axe de symétrie que loin de l'axe de symétrie. De plus, comme dans le cas de la simulation laminaire, les profils de vitesse axiale et de vitesse en amplitude sont confondus. L'éjection des gaz se fait donc bien parallèlement aux parois.

### 3.4 Résultats obtenus sous OpenFoam

Nous allons à présent étudier les résultats d'*OpenFoam* pour les modélisations d'écoulement d'air inerte à partir à nouveau d'un modèle laminaire puis d'un turbulent. De la même façon que précédemment, les similitudes entre les simulations sont identiques.

#### 3.4.1 Utilisation d'un modèle laminaire

La simulation laminaire est basée sur un écoulement à densité constante. Le gaz injecté dans chaque injecteur est de l'air. Le solveur calcule ici l'évolution de la pression, puis ce champ de pression obtenue au cours du temps permet de calculer un champ de vitesse. C'est pour cela que l'on obtient uniquement des résidus sur la pression, ces résidus permettent cependant d'avoir une information sur la convergence ou non des calculs de vitesse.

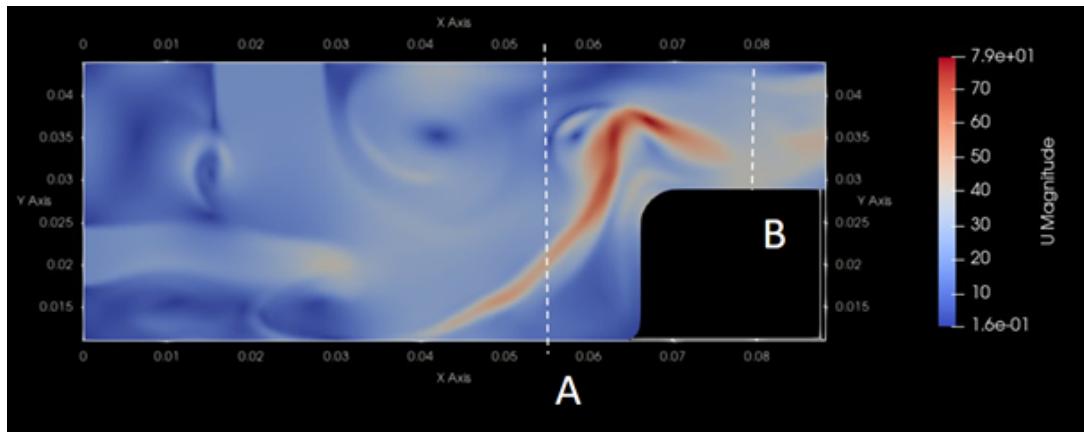


Figure 26: Champ de vitesse dans le cas laminaire

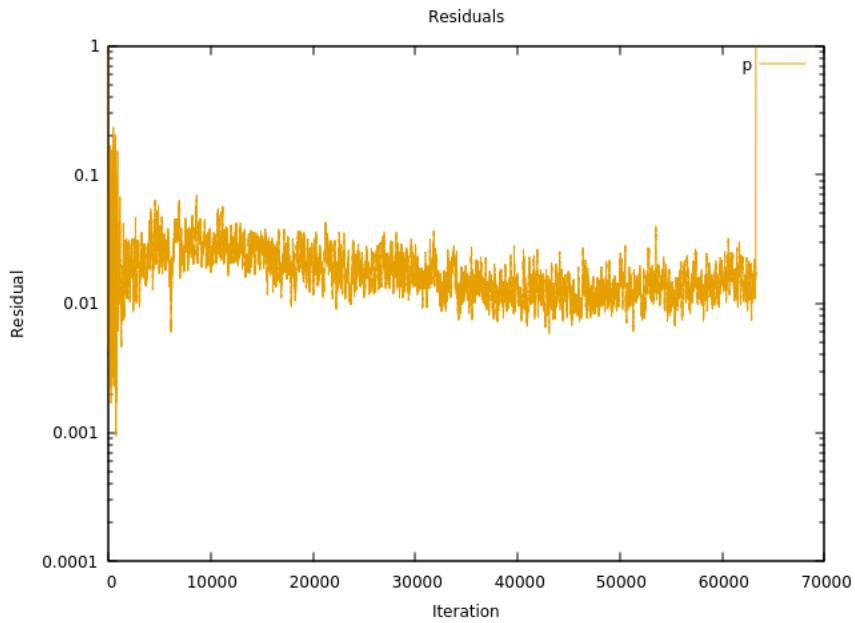


Figure 27: Résidus de la simulation laminaire

On constate dans un premier temps, à l'image de la simulation *StarCCM+*, que les résidus restent supérieurs à 0.01. En effet, comme dit précédemment, on voit à nouveau des tourbillons apparaître sur la simulation. Cela ce justifie à nouveau par l'apparition de vitesse axiale négative le long de l'axe A. Le profil de vitesse le long de B est cohérent avec ce que l'on aurait pu prévoir, on retrouve une parabole avec des vitesses qui chutent au niveau des parois.

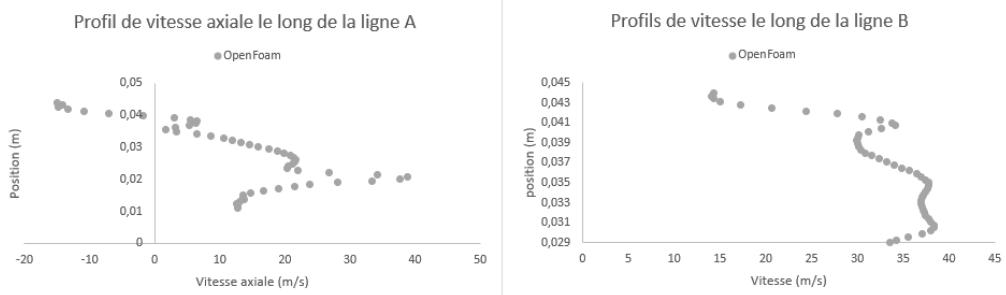


Figure 28: Profils de vitesse obtenus avec *OpenFoam* et un modèle laminaire

### 3.4.2 Utilisation d'un modèle turbulent

La modélisation turbulente repose sur un modèle de moyenne de Reynolds en K-Epsilon afin de se rapprocher au plus possible de la simulation réalisée sous *StarCCM+*.

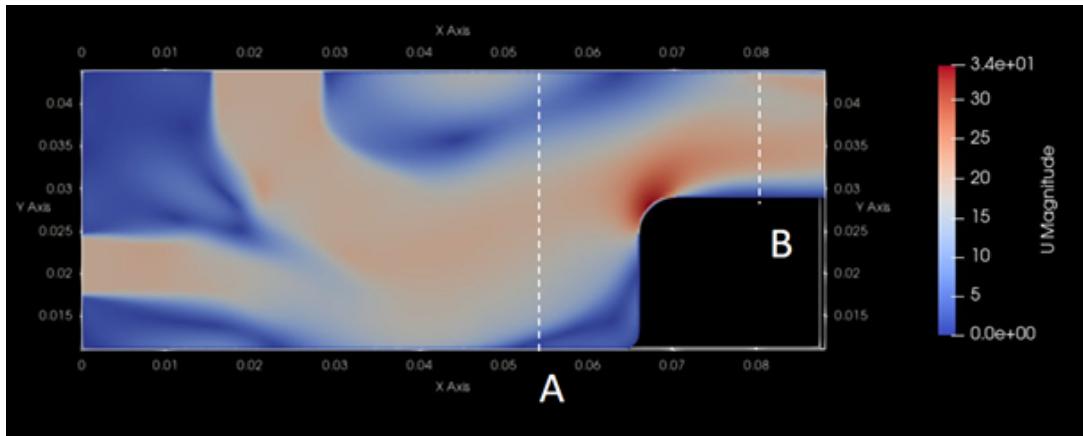


Figure 29: Champ de vitesse dans le cas turbulent

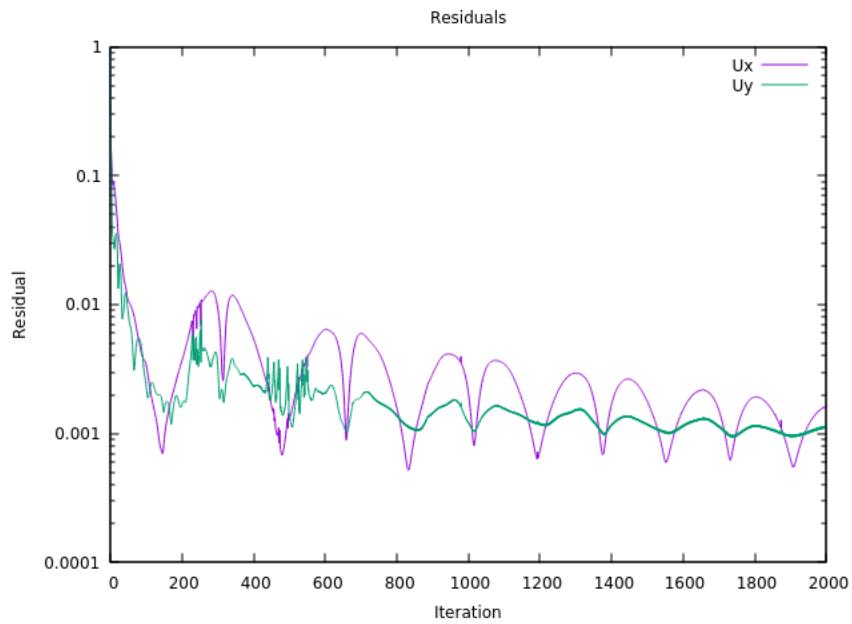


Figure 30: Résidus de la simulation turbulente

Ici, le tracé des résidus indique une convergence des calculs de vitesse. Les résultats sont donc stables et exploitables.

Les profils obtenus dans le cas turbulent permettent de mettre en évidence un tourbillon sur la paroi extérieure de la chambre de combustion au niveau de la ligne A. Le profil le long de la ligne B a de nouveau une forme parabolique avec des vitesses nulles aux parois. On remarque cependant que la vitesse maximale dans le cas turbulent n'est pratiquement que la moitié de celle obtenue dans le cas laminaire. Cela pourrait être du à la non convergence des résultats de la simulation laminaire.

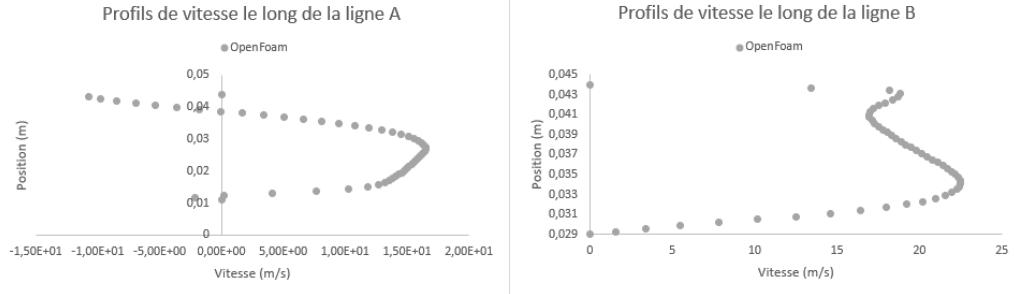


Figure 31: Profils de vitesse obtenus avec OpenFoam et un modèle turbulent

### 3.5 Comparaison des résultats

Après avoir fait ces deux études, nous pouvons comparer les résultats obtenus avec les deux codes.

En ce qui concerne les résultats des simulations laminaires, on remarque que les profils sont très différents. Cela est très probablement dû au fait que les résultats ne sont pas très représentatifs de la réalité en raison d'une mauvaise convergence, notamment dans les simulations sous StarCCM+. Il est donc difficile de faire une comparaison constructive des résultats dans ce cas.

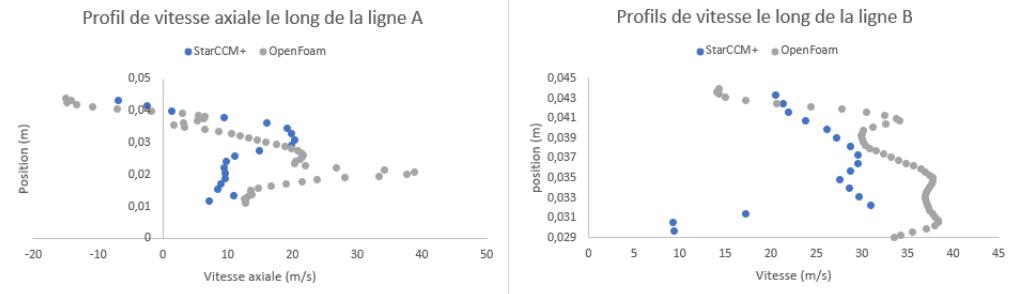


Figure 32: Comparaison des profils obtenus avec des simulations laminaires

Dans le cas des simulations avec un modèle turbulent, les courbes sont différentes mais nous pouvons tout de même remarquer des points communs. Le long de la ligne A, on remarque que le maximum de vitesse est obtenu pour une position équivalente le long du rayon. Nous pouvons faire la même remarque le long de la ligne B, même si les variations sont légèrement différentes.

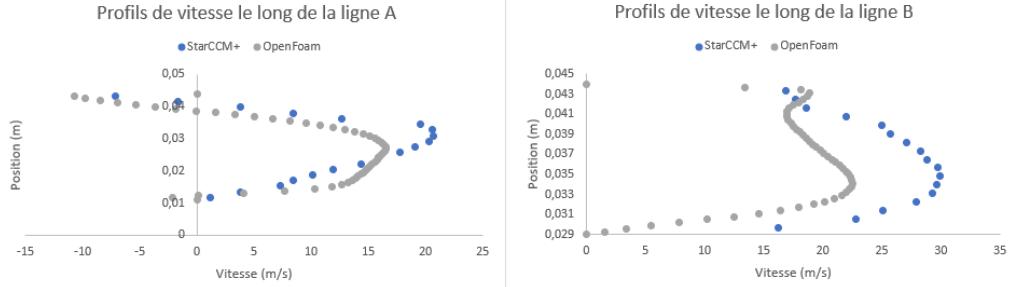


Figure 33: Comparaison des profils obtenus avec des simulations turbulentes

Finalement, il est pour l'instant difficile de comparer les résultats obtenus par les deux codes. Afin d'effectuer correctement cette tâche, il faudrait utiliser un maillage permettant d'avoir une meilleure convergence sur les deux codes, et s'assurer que tous les paramètres internes aux modèles de simulation soient les même dans les deux codes de calcul.

---

## 4 Modélisation réactive

A l'aide d'*OpenFoam*, une modélisation de la chambre de combustion dans le cas réactif a également pu être réalisée. Une telle modélisation nous permettrait d'avoir une idée sur la forme du front de flamme et surtout sur les températures à la sortie de la chambre de combustion, sur la turbine. Le modèle de combustion utilisée est le *Eddy Dissipation Combustion* qui permet de modéliser la combustion turbulente de flux réactifs. La chimie du modèle se base sur le schéma *ChemkinH2* qui utilise une dizaine d'espèce et une cinquantaine de réactions afin de modéliser la combustion de l'hydrogène. L'utilisation de ce type de schéma simplifié permet de réduire le temps de calcul dans le cas réactif.

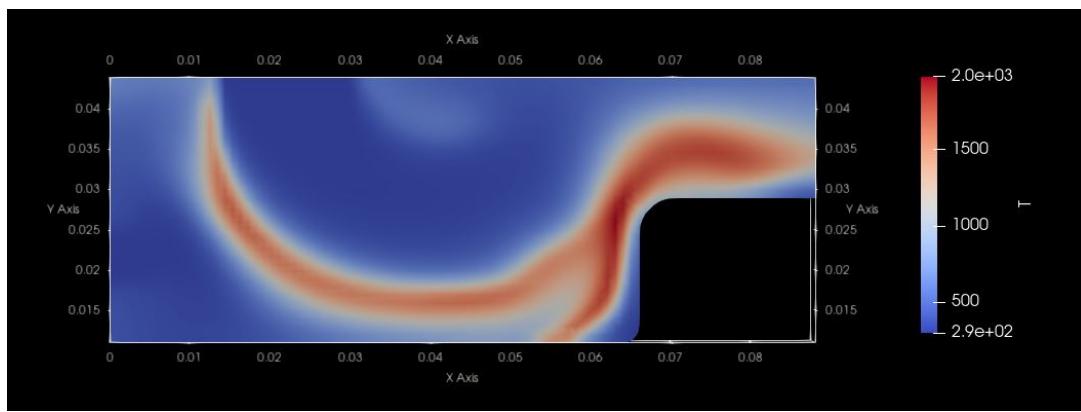


Figure 34: Champ de température de la combustion turbulente

La figure 35 représente le champ de température de la simulation une fois que la combustion est stabilisée dans la chambre. Un front de flamme très chaud apparaît dans la chambre et se poursuit jusqu'à la sortie vers la turbine. On peut alors tracer le profil de température à la sortie de la chambre de combustion :

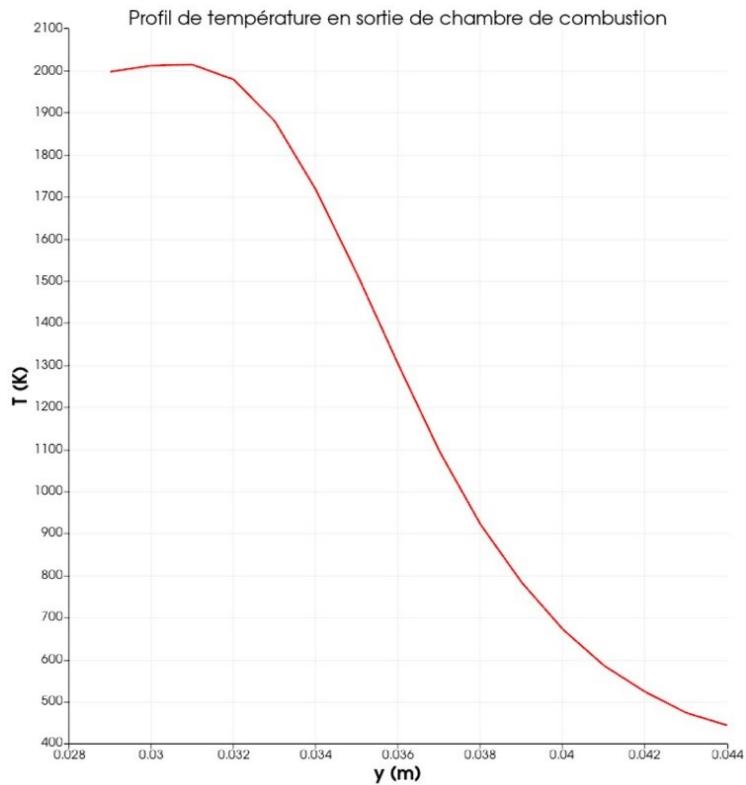


Figure 35: Profil de température en sortie de la chambre de combustion

Les contraintes de la partie structure nous imposent une température en bout de pâle, c'est-à-dire à l'extérieur de la chambre de combustion, de 1500K au maximum. On voit que cette condition est remplie car la température chute à mesure que l'on va vers l'extérieur. Cependant, la température à l'intérieur de la sortie reste trop élevée. Afin d'y remédier, il faudrait étudier l'influence de la longueur de la chambre de combustion sur l'étendue du front de flamme ou celle du rapport des vitesses d'injection afin d'éventuellement plaquer le front de flamme sur la partie interne de la chambre de combustion.

---

## 5 Modélisation 3D

On a décidé d'utiliser le logiciel STAR CCM++ pour effectuer le maillage et la simulation 3D de la chambre.

La géométrie a été fixée auparavant et construite sous CATIA, elle permet d'avoir 18 rangées d'injecteurs d'H<sub>2</sub> et d'air avec des débits respectifs de 0.035g/s et de 4.445 g/s.

En important cette géométrie directement dans STAR CCM, on définit la zone de calcul et les limites du problème. On va ainsi pouvoir mettre en place un maillage sur la zone d'étude.

### 5.1 Maillage

On a commencé par étudier un maillage structuré cubique mais on a ensuite opté pour un maillage non structuré qui paraît plus approprié compte tenue des variations rapides de l'écoulement dans la chambre.

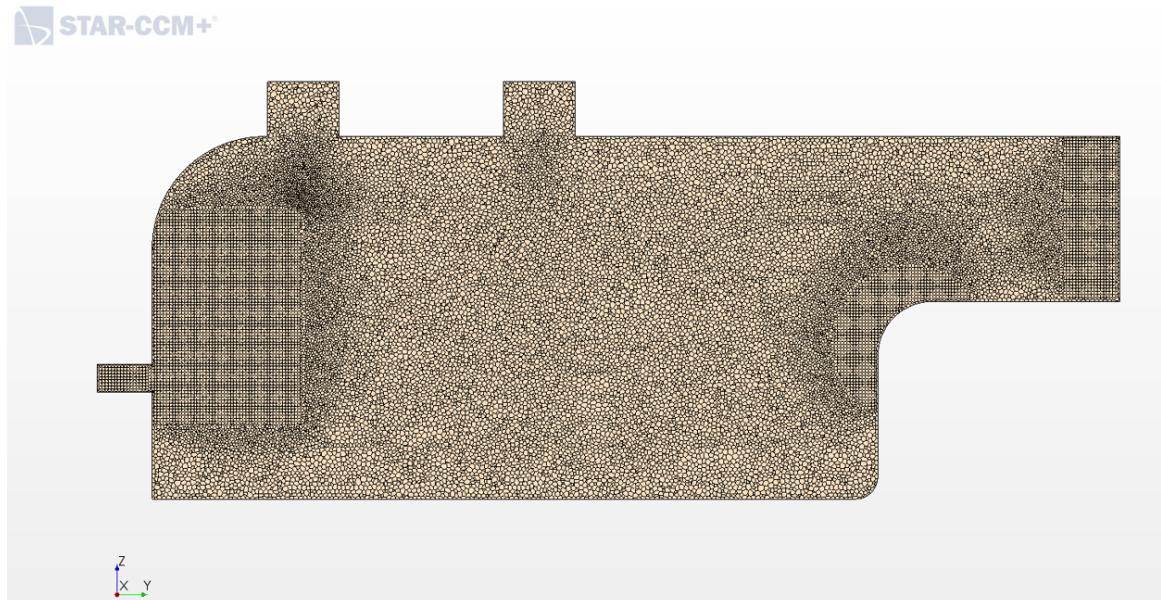


Figure 36: Maillage non structuré

Les critères de maillages se sont fait sur des critères de tailles et de variation de taille. On cherche à avoir un nombre minimal de maille dans les petites zones comme dans l'injecteur d'hydrogène. On cherche aussi à avoir un raffinement proche paroi pour bien modéliser les interactions du fluide avec la paroi.

---

## 5.2 Inerte

Ce maillage va nous permettre d'effectuer une simulation en inerte de notre chambre pour avoir une idée de l'écoulement et de la zone de combustion en traçant la fraction de combustible.

Pour cela on injecte du dihydrogène pur et un mélange de O<sub>2</sub> et de N<sub>2</sub> avec une fraction d'Argon représentant l'air.

On lance une simulation en 3D RANS turbulent avec le modèle k-omega SST. Le choix de ce modèle de clôture se justifie devant le modèle k-epsilon car on est en présence de jet/structure et donc de changement rapide de direction dans le fluide qui est mal décrite dans le dernier modèle.

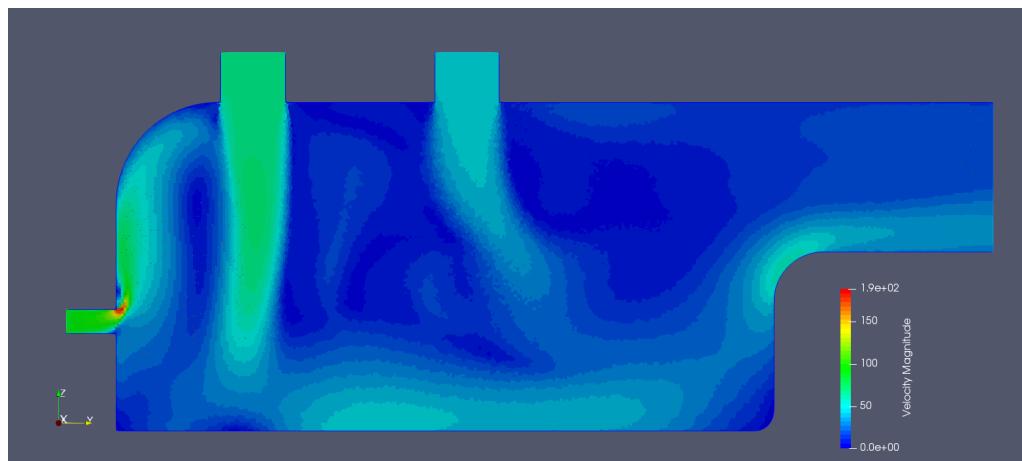


Figure 37: Simulation inerte

On peut alors voir que le jet d'hydrogène est en parti confiné par le 1er jet d'air et qu'il le contourne. On remarque également en traçant la richesse que la zone de combustion va se trouver en proche paroi. Ce qui n'est pas optimal car les matériaux vont alors chauffer et il va donc falloir penser à une protection thermique supplémentaire.



Figure 38: Tracé de la richesse le long de la chambre

---

Nous allons vérifier tout cela en effectuant des simulations de combustion.

### 5.3 Modèle de combustion

Il existe différents modèles disponibles dans STAR CCM qui ne sont pas tous adaptés à notre étude. Et dans cette partie nous allons nous intéresser à deux modèles ainsi qu'à leurs variations.

#### 5.3.1 1er modèle : Eddy-Break Up

Le modèle présenté ici est en fait celui communément appelé « **Eddy Dissipation Concept** » par Magnussen et Hjertager qui est une amélioration du précédent modèle « **Eddy-Break Up** » énoncé par Spalding et uniquement valable en combustion prémélangée.

Dans ce modèle, on va fournir les différentes réactions et les constantes de la loi d'Arrhenius associé. Le taux de réaction et la diffusion vont alors être calculé à partir du taux de turbulence local.

Dans notre cas, on a décidé de commencer par un cas simple, soit la réaction globale hydrogène/air :

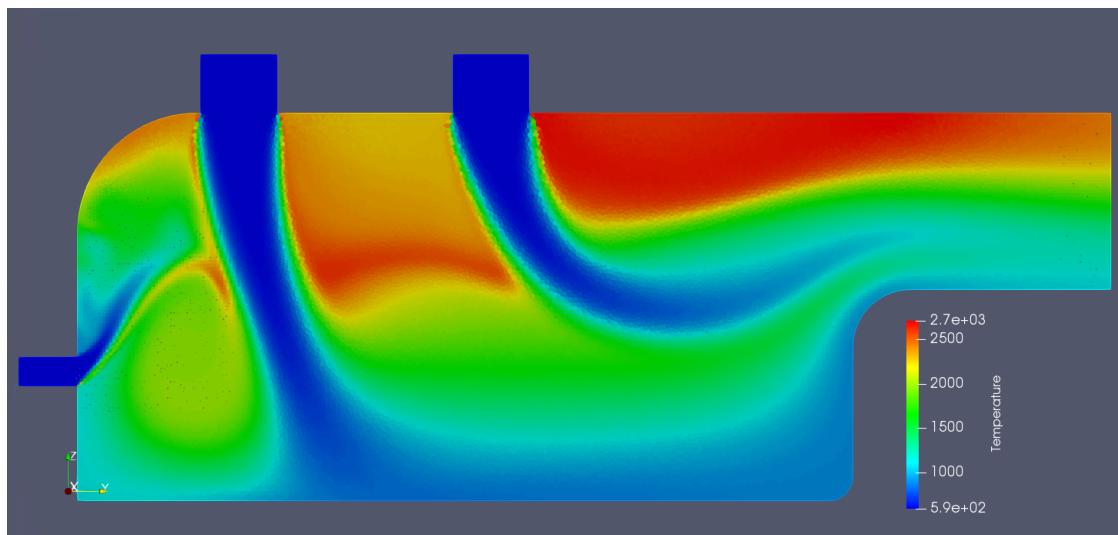


Figure 39: Profil de température le long de la chambre

On remarque alors que la température est très élevée proche de la sortie et notamment de la seconde entrée d'air. Cela vérifie le fait que l'hydrogène contourne les entrées d'air. Et on a un fort gradient de température en sortie.

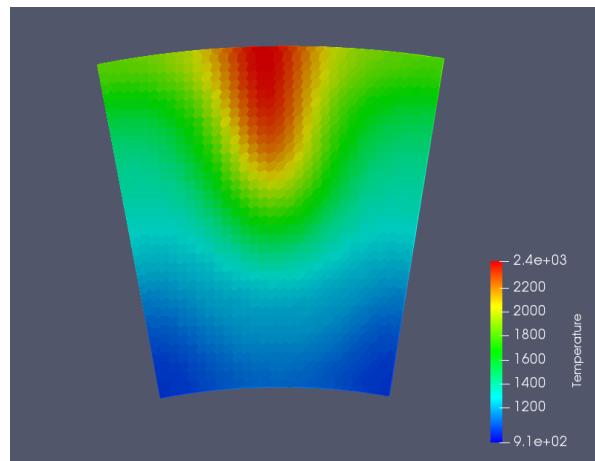


Figure 40: Profil de température en sortie

### 5.3.2 2nd modèle : Complex Chemistry

Cette méthode consiste en la modélisation de la réaction chimique à plusieurs étapes. On fournit toute les informations concernant le mécanisme : cinétique, thermodynamique et transport. Toutes ces informations peuvent être obtenue dans des tables grâce à CHEMKIN ou récupéré sur Internet.

On veut alors étudier deux schémas réactionnels :

Le premier est un schéma à 9 étapes développé par l’Université de San Diego :

	Reaction		$A^a$	$n$	$E^a$
1	$H + O_2 \rightleftharpoons OH + O$	$k_f$	$3.52 \cdot 10^{16}$	-0.7	71.42
		$k_b$	$7.04 \cdot 10^{13}$	-0.26	0.60
2	$H_2 + O \rightleftharpoons OH + H$	$k_f$	$5.06 \cdot 10^4$	2.67	26.32
		$k_b$	$3.03 \cdot 10^4$	2.63	20.23
3	$H_2 + OH \rightleftharpoons H_2O + H$	$k_f$	$1.17 \cdot 10^9$	1.3	15.21
		$k_b$	$1.28 \cdot 10^{10}$	1.19	78.25
4	$H + O_2 + M \rightarrow HO_2 + M^b$	$k_0$	$5.75 \cdot 10^{19}$	-1.4	0.0
		$k_\infty$	$4.65 \cdot 10^{12}$	0.44	0.0
5	$HO_2 + H \rightarrow 2OH$		$7.08 \cdot 10^{13}$	0.0	1.23
6	$HO_2 + H \rightleftharpoons H_2 + O_2$	$k_f$	$1.66 \cdot 10^{13}$	0.0	3.44
		$k_b$	$2.69 \cdot 10^{12}$	0.36	231.86
7	$HO_2 + OH \rightarrow H_2O + O_2$		$2.89 \cdot 10^{13}$	0.0	-2.08
8	$H + OH + M \rightleftharpoons H_2O + M^c$	$k_f$	$4.00 \cdot 10^{22}$	-2.0	0.0
		$k_b$	$1.03 \cdot 10^{23}$	-1.75	496.14
9	$2H + M \rightleftharpoons H_2 + M^c$	$k_f$	$1.30 \cdot 10^{18}$	-1.0	0.0
		$k_b$	$3.04 \cdot 10^{17}$	-0.65	433.09

Figure 41: Schéma du modèle de San Diego

Malheureusement, la simulation aboutit à des résultats incohérents.

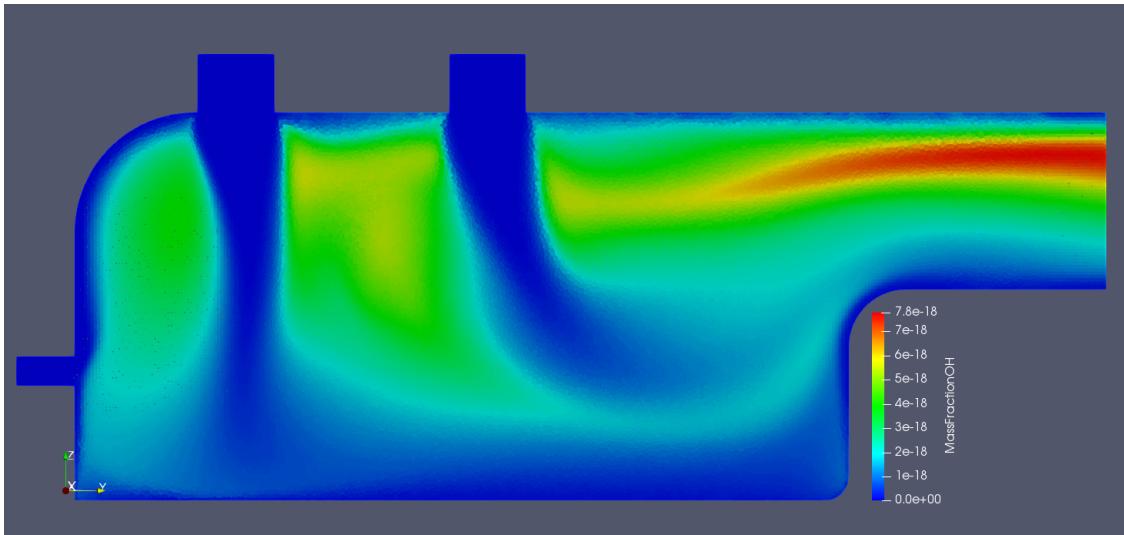


Figure 42: Profil de la concentration en OH

On peut notamment voir la présence d'une flamme par le produit intermédiaire de combustion OH mais il n'y a pas de variation de température, elle reste uniforme dans toute la chambre et égale aux conditions initiales.

Le second est le schéma complet de la réaction développé par Conaire.

Reaction	<i>A</i>	<i>n</i>	<i>E<sub>a</sub></i>	Ref.
H <sub>2</sub> /O <sub>2</sub> Chain Reactions				
1 H + O <sub>2</sub> = O + OH	1.91 × 10 <sup>14</sup>	0.00	16.44	[39]
2 O + H <sub>2</sub> = H + OH	5.08 × 10 <sup>1</sup>	2.67	6.292	[40]
3 OH + H <sub>2</sub> = H + H <sub>2</sub> O	2.16 × 10 <sup>8</sup>	1.51	3.43	[41]
4 O + H <sub>2</sub> O = OH + OH	2.97 × 10 <sup>6</sup>	2.02	13.4	[42]
H <sub>2</sub> /O <sub>2</sub> Dissociation/Recombination Reactions				
5 <sup>a</sup> H <sub>2</sub> + M = H + H + M	4.57 × 10 <sup>19</sup>	-1.40	105.1	[43]
6 <sup>b</sup> O + O + M = O <sub>2</sub> + M	6.17 × 10 <sup>15</sup>	-0.50	0.00	[43]
7 <sup>c</sup> O + H + M = OH + M	4.72 × 10 <sup>18</sup>	-1.00	0.00	[43]
8 <sup>d,e</sup> H + OH + M = H <sub>2</sub> O + M	4.50 × 10 <sup>22</sup>	-2.00	0.00	[43] × 2.0
Formation and consumption of HO <sub>2</sub>				
9 <sup>f,g</sup> H + O <sub>2</sub> + M = HO <sub>2</sub> + M	3.48 × 10 <sup>16</sup>	-0.41	-1.12	[44]
H + O <sub>2</sub> = HO <sub>2</sub>	1.48 × 10 <sup>12</sup>	0.60	0.00	[45]
10 HO <sub>2</sub> + H = H <sub>2</sub> + O <sub>2</sub>	1.66 × 10 <sup>13</sup>	0.00	0.82	[6]
11 HO <sub>2</sub> + H = OH + OH	7.08 × 10 <sup>13</sup>	0.00	0.30	[6]
12 HO <sub>2</sub> + O = OH + O <sub>2</sub>	3.25 × 10 <sup>13</sup>	0.00	0.00	[46]
13 HO <sub>2</sub> + OH = H <sub>2</sub> O + O <sub>2</sub>	2.89 × 10 <sup>13</sup>	0.00	-0.50	[46]
Formation and Consumption of H <sub>2</sub> O <sub>2</sub>				
14 <sup>b</sup> HO <sub>2</sub> + HO <sub>2</sub> = H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> + O <sub>2</sub>	4.2 × 10 <sup>14</sup>	0.00	11.98	[47]
HO <sub>2</sub> + HO <sub>2</sub> = H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> + O <sub>2</sub>	1.3 × 10 <sup>11</sup>	0.00	-1.629	[47]
15 <sup>f</sup> HO <sub>2</sub> + M = OH + OH + M	1.27 × 10 <sup>17</sup>	0.00	45.5	[48]
HO <sub>2</sub> = OH + OH	2.95 × 10 <sup>14</sup>	0.00	48.4	[49]
16 HO <sub>2</sub> + H = H <sub>2</sub> O + OH	2.41 × 10 <sup>13</sup>	0.00	3.97	[43]
17 HO <sub>2</sub> + H = H <sub>2</sub> + HO <sub>2</sub>	6.03 × 10 <sup>13</sup>	0.00	7.95	[43] × 1.25
18 HO <sub>2</sub> + O = OH + HO <sub>2</sub>	9.55 × 10 <sup>06</sup>	2.00	3.97	[43]
19 <sup>b</sup> HO <sub>2</sub> + OH = H <sub>2</sub> O + HO <sub>2</sub>	1.0 × 10 <sup>12</sup>	0.00	0.00	[50]
HO <sub>2</sub> + OH = H <sub>2</sub> O + HO <sub>2</sub>	5.8 × 10 <sup>14</sup>	0.00	9.56	[50]
a Efficiency factors are: H <sub>2</sub> O=12; H <sub>2</sub> =2.5;				
b Efficiency factors are: H <sub>2</sub> O=12; H <sub>2</sub> =2.5; Ar = 0.83; He = 0.83;				
c Efficiency factors are: H <sub>2</sub> O=12; H <sub>2</sub> =2.5; Ar = 0.75; He = 0.75;				
d Original pre-exponential A factor is multiplied by two here.				
e Efficiency factors are: H <sub>2</sub> O=12; H <sub>2</sub> =0.73; Ar = 0.38; He = 0.38;				
f Trout parameters; reaction 9: $\alpha = 0.5$ , $T^{***} = 1.0 \times 10^{-30}$ , $T^* = 1.0 \times 10^{-40}$ , $T^{**} = 1.0 \times 10^{-10}$ ; reaction 15: $\alpha = 0.5$ , $T^{***} = 1.0 \times 10^{-30}$ , $T^* = 1.0 \times 10^{-40}$ .				
g Efficiency factors are: H <sub>2</sub> =1.3; H <sub>2</sub> O=14; Ar = 0.67; He = 0.67;				
h Reactions 14 and 19 are expressed as the sum of the two rate expressions.				
i Efficiency factors are: H <sub>2</sub> O=12; H <sub>2</sub> =2.5; Ar = 0.45; He = 0.45;				

Table 1: Revised H<sub>2</sub>/O<sub>2</sub> reaction mechanism. Units: cm<sup>3</sup>, mol, s, kcal, K.

Figure 43: Schéma du modèle Conaire

---

Malheureusement, la simulation n'aboutit pas, la solution diverge et ne donne donc aucun résultat. Mais en lançant la simulation avec un maillage plus grossier on obtient le profil de température suivant qui correspond à ce que l'on attendait avec la simulation inerte de la chambre de combustion.

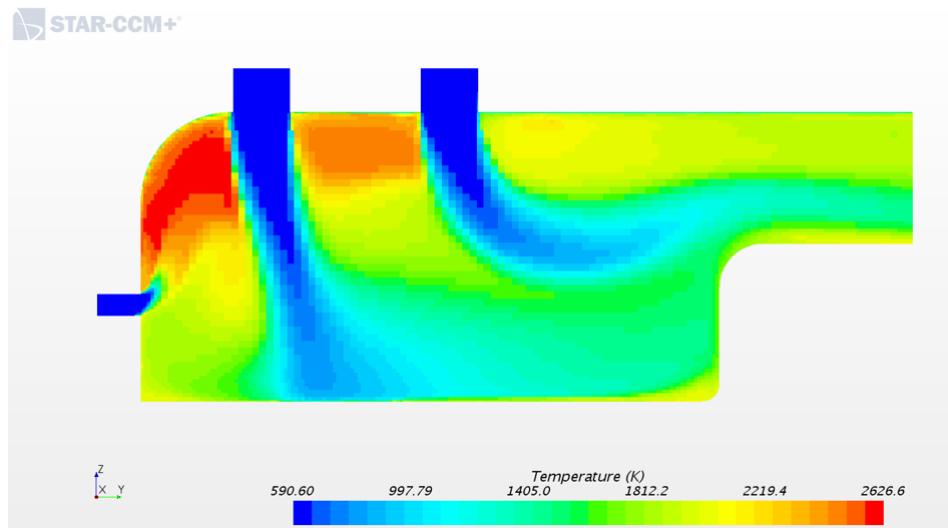


Figure 44: Profil de température avec un maillage grossier

Il faudrait donc reprendre les deux dernières simulations pour comprendre leurs erreurs et ainsi avoir une bonne comparaison des modèles sur le même maillage pour gagner en temps de calcul. Puis de là, reprendre la géométrie de la chambre en fonction des paramètres souhaité en sortie et des limites des matériaux.

---

## 6 Modélisation du système complet à l'aide de AMESim

Afin d'étudier le système entier, nous avons utilisé le logiciel AMESim, avec la librairie *Gaz Turbine* dans un premier temps.

### 6.1 Représentation de la chambre de combustion

Un des composants crucial est la chambre de combustion. Sur AMESim celle-ci peut se diviser en une chambre de combustion et des chambres de dilution successives, schématisés comme sur la figure 45.

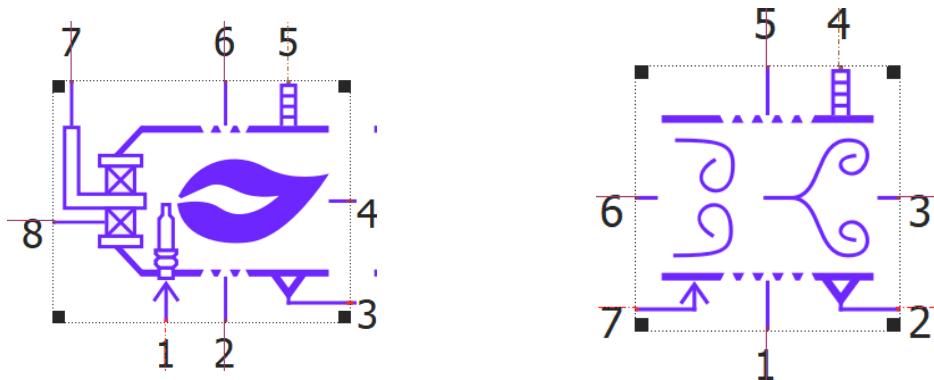


Figure 45: Symboles des Chambres d'Allumage (gauche) et Diffusion (droite)

Dans la chambre d'allumage, l'injection du carburant s'effectue au point 7, quant à l'air, il est injecté au niveau des points 8, 6 et 2. Le point 1 correspond à la commande de l'allumeur et le 5 au flux de chaleur dégagé sur la paroi. Enfin les points 3 et 4 assure une continuité thermique et chimique de la combustion. Les points 2, 3, 6 et 7 dans la chambre de dilution effectue le même rôle. Les point 4 et 5 sont équivalents au point 5 et 6 de la chambre de combustion, permettant une dilution et une variation de température moins brutale.

La réaction est régie par l'équation stoechiométrique (1) définie en introduction. Néanmoins, on fait bien réagir l'hydrogène avec de l'air et non de l'oxygène, c'est pourquoi nous avons défini l'air tel que ce qui suit:

$$1 \text{ mole}_{\text{Air}} = 0.78109 \text{ N}_2 + 0.20954 \text{ O}_2 + 0.00937 \text{ Ar}$$

### 6.2 Représenation compresseur et turbine

Le compresseur est en apparence plus simple car il y a une entrée (3) et une sortie (2) des gaz et le port 1 est le lien à l'arbre en rotation entre le compresseur et la turbine.

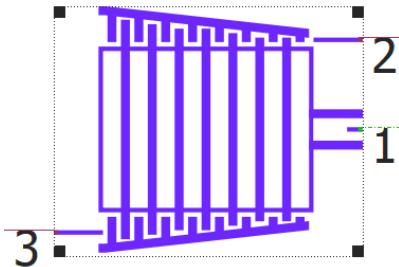


Figure 46: Symbole du compresseur

Comme pour le compresseur, la turbine possède une entrée (2) et une sortie (1), ainsi qu'une liaison à l'arbre en rotation au port 3.

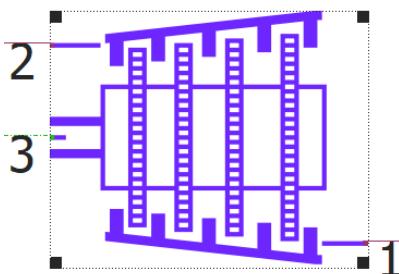


Figure 47: Symbole de la turbine

### 6.3 Paramètres d'entrée

La micro-turbine fonctionnant dans des conditions "normales", c'est à dire sur Terre à température et pression ambiante. On a donc fixés les conditions initiales de pression et température du milieu extérieur à  $T_{amb} = 300K$  et  $P_{amb} = 1.01325bar$ . Ces conditions sur AMESim sont imposées à l'entrée et à la sortie de la micro-turbine.

Il est aussi important de fixer la composition de l'air que nous avons choisi de composer comme suit, pour une mole d'air:

- $x_{N_2} = 79\% \text{ mol}$
- $x_{O_2} = 20\% \text{ mol}$
- $x_{Ar} = 1\% \text{ mol}$

On considère qu'à l'instant initial, toutes les parties de la micro-turbine sont remplis uniquement d'air.

#### 6.3.1 Carte compresseur et turbine

Les modèles AMESim étant souvent adapter à des moteurs d'avions (Turbo-Jet et Turbo-Fan), les caractéristiques des compresseurs et turbines sont incomparables. Ainsi, en se basant sur des modèles pré-établis de leur carte caractéristiques, avec un

---

point repère fixé par le **débit massique**, la **vitesse de rotation**, le **rendement isentropique** et le **taux de compression**, on arrive à forcer les compresseurs et turbines à travailler dans la zone souhaitée pour notre micro-turbine. Les données rentrés pour le point de fonctionnement sont résumé dans le Tableau 2 :

Table 2: Paramétrage point de fonctionnement Compresseur/Turbine

Débit massique	Vitesse de rotation	Rendement isentropique	Taux de compression
$\dot{m} = 0.80 \text{ g/s}$	$N = 20000 \text{ tr/min}$	$\eta_{is} = 70\%$	$\Pi = 3$

### 6.3.2 Conditions d'injection de l'hydrogène

Sous AMESim, le carburant est géré par le composant injecteur. Il faut donc paramétrier celui-ci. Nous avons décider d'un débit massique de 0.70 g/s dans un premier temps, pour obtenir une richesse d'environ 0.30 dans la chambre de combustion. On définit une pression et température d'injection de  $T_{inj} = 439 \text{ K}$  et  $P_{inj} = 3 \text{ bar}$ . Avec la carte compresseur précédemment définie, on atteint une température et une pression semblable pour l'air en entrée de chambre. Les deux gaz sont donc dans les mêmes conditions, seul le débit diffère, pilotant ainsi la richesse de la combustion.

### 6.3.3 Richesse de Combustion

La richesse de la combustion est donc piloté par le débit d'air et celui de carburant par la relation:  $\Phi = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{Air}}{\dot{m}_{H_2}}\right)_{eq}}{\frac{\dot{m}_{Air}}{\dot{m}_{H_2}}}$  où le rapport au numérateur vaut  $\frac{x_{Air} \times W_{Air}}{x_{H_2} \times W_{H_2}} = \frac{0.5}{0.20954 \times 2} = 34.55$ .

Comme nous l'avons vu, la valeur du débit massique d'air est fixé en sortie du compresseur, il ne reste donc plus qu'à fixer le débit de carburant en fonction de la richesse souhaitée:  $\dot{m}_{H_2} = \frac{\Phi \times \dot{m}_{Air}}{34.55}$ .

## 6.4 Modélisation basique

Nous avons tout d'abord créé un modèle simple, cf. Figure 48, composés uniquement d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine.

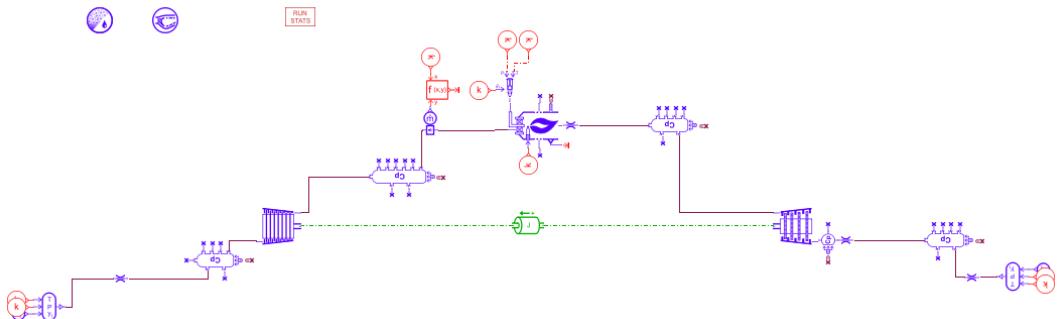


Figure 48: Modèle Basique

Le paramètre mettant en lien le groupe de thermique ainsi que celui de structure, est la température en sortie de chambre de combustion, la température vue par les aubes de la turbine. On s'est fixé à partir des données de structures sur une température de 1200K en sortie de la chambre. Notre manière de procédé a été la suivante :

- Régler la carte compresseur pour obtenir en sortie de compresseur la température  $T_{inj}$  et  $P_{inj}$
- Paramétrier la carte turbine de la même manière
- Piloter le débit massique par une étude *batch*
- Déduire le débit massique nécessaire pour obtenir une température de 1200 K en sortie de chambre de combustion

Dans ce premier cas, les données d'injection de l'hydrogène et de l'air sont résumées dans le Tableau 3 :

Table 3: Données d'injection des différents gaz dans l'architecture simple

	Air	Hydrogène
Débit Massique [g/s]	73.6	0.57
$T_{inj}$ [K]	414	439
Richesse	0.267	
Température de Flamme [K]		1201

## 6.5 Modèle Échangeur de chaleur

Dans ce modèle on va se servir, du composant échangeur de chaleur de la librairie *Gas Turbine* qui n'est disponible qu'à partir de la version 2020 de SIMCENTER AMESim. Le schéma du système est donc représenté sur la Figure 49 :

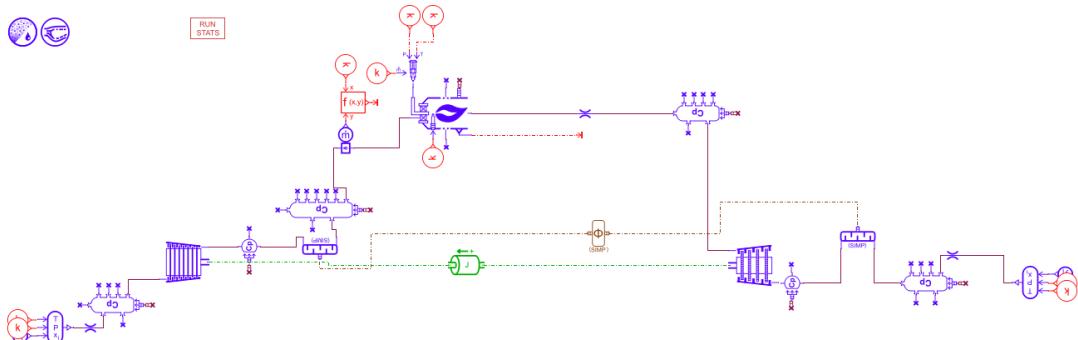


Figure 49: Modèle avec échangeur de chaleur

Le but de ce composant est de chauffer les gaz post-compression en récupérant la chaleur des gaz en sortie de turbine. L'énergie thermique en sortie de turbine est complètement perdue si elle n'est pas utilisée de cette manière. Cette réchauffe est donc totalement bénéfique.

La démarche entreprise est donc semblable à celle vu précédemment:

- Régler la carte compresseur pour obtenir en sortie de compresseur la température et la pression de 439 K et 3 bar, souhaités auparavant
- Paramétrier la carte turbine de la même manière
- Régler le volume de gaz contenu dans l'échangeur, ainsi que le rendement fixé à 0.70 (basé sur les études 0D)
- Piloter le débit massique par une étude *batch*
- Déduire le débit massique nécessaire pour obtenir une température de 1200 K en sortie de chambre de combustion

Dans le cas présentant un échangeur, les données d'injection de l'hydrogène et de l'air sont résumées dans le Tableau 4 :

Table 4: Données d'injection des différents gaz dans l'architecture avec échangeur de chaleur

	Air	Hydrogène
Débit Massique [g/s]	58.1	0.41
$T_{inj}$ [K]	482.5	439
Richesse	0.244	
Température de Flamme [K]		1199

On note une élévation de la température de l'air injecté dans la chambre de combustion. Cette élévation permet une diminution notable de la quantité de carburant à injecter pour atteindre une température de flamme de 1200 K. La richesse en est donc aussi diminuer.

## 6.6 Modèle Échangeur de chaleur et Réchauffe par les parois de la chambre de combustion

Ici, la bibliothèque *Thermal* permet d'approfondir le modèle en considérant les pertes thermiques de la chambre de combustion. Ces pertes vont donc chauffés par conduction l'air avant l'injection dans notre modèle. Le schéma du système est donc représenté sur la Figure 50

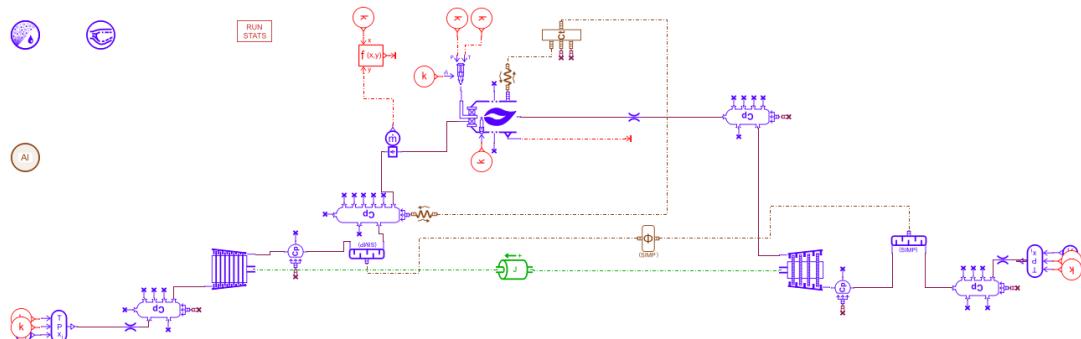


Figure 50: Modèle avec échangeur de chaleur et réchauffe le long des parois de la chambre

Le but de ce modèle est d'augmenter la température de l'air avant l'injection pour atteindre une température de flamme plus élevée à moindre coût en carburant. Ceci étant réalisé à l'aide de l'échangeur de chaleur avec les gaz post-turbine ainsi que les transferts conductifs décrits ci-dessus.

La démarche entreprise est donc la même qu'avec le modèle précédent il faut juste paramétriser l'échange thermique entre les gaz et l'extérieur de la chambre de combustion.

Dans le cas présentant ces échanges, les données d'injection de l'hydrogène et de l'air sont résumées dans le Tableau 5 :

Table 5: Données d'injection des différents gaz dans l'architecture avec échangeur de chaleur et réchauffe conductive

	Air	Hydrogène
Débit Massique [g/s]	55.1	0.39
$T_{inj}$ [K]	767	439
Richesse		0.245
Température de Flamme [K]		1195

On note une très forte élévation de la température de l'air injectée dans la chambre de combustion. On remarque que la richesse est semblable à celle trouvée avec le modèle précédent. Néanmoins, le débit massique d'hydrogène a légèrement diminué, la consommation d'hydrogène est donc moindre dans ce modèle, grâce au plus fort chauffage de l'air avant combustion.

## 6.7 Adaptation de la réchauffe à des conditions réelles

Avec AMESim, il y a la possibilité de discréteriser la chambre de combustion en une chambre de combustion et une d'une de dilution. Pour l'instant, on ne se sert de la chambre de dilution que comme un prolongement de la première chambre. Le volume de chaque est égale à la moitié du volume des chambres précédemment utilisées. LE volume totale de la chambre reste donc inchangé. Néanmoins il faut penser à changer le paramétrage des composants modélisant les transferts thermiques, qui dépendent de la géométrie. Le schéma du système est donc représenté sur la Figure 51.

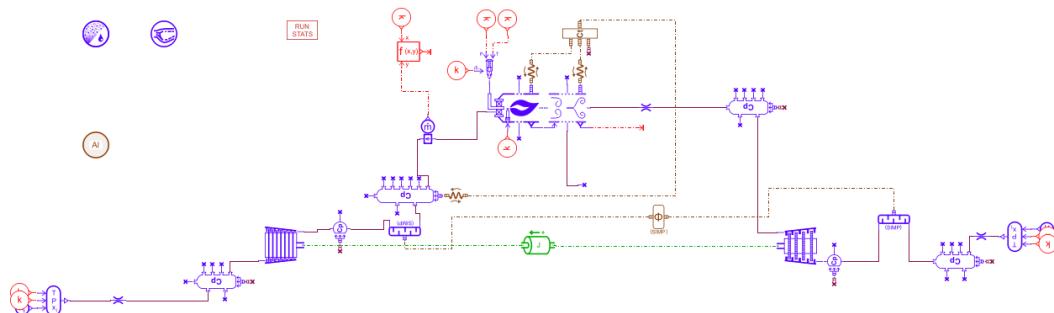


Figure 51: Modèle avec échangeur de chaleur, réchauffe et chambre de dilution

Ici, on espère obtenir des résultats semblables à la modélisation précédentes, les données d'injection de l'hydrogène et de l'air sont résumées dans le Tableau 6

Table 6: Données d'injection des différents gaz dans l'architecture avec échangeur de chaleur et réchauffe conductive plus réaliste

	Air	Hydrogène
Débit Massique [g/s]	48.1	0.35
$T_{inj}$ [K]	804	439
Richesse	0.251	
Température de Flamme [K]		1200

Les résultats sont assez proches du modèle précédent, la température d'injection de l'air a légèrement augmenté. On constate, cependant, une baisse du débit massique de H<sub>2</sub>. Mais cette baisse est compensée par une baisse du débit d'air qui amène finalement à une richesse quelque peu supérieure à celle précédente.

## 6.8 Adaptation du modèle par ajout d'air progressif

En ce basant sur la modélisation avec la chambre de dilution, nous allons désormais procéder à une dilution progressive de l'hydrogène. La dilution est représenté par les chambres pariétales violettes de la bibliothèque *Gas Turbine*, qui injectent de l'air à plusieurs endroits de la chambre de combustion. Le schéma du système est donc représenté sur la Figure 52 :

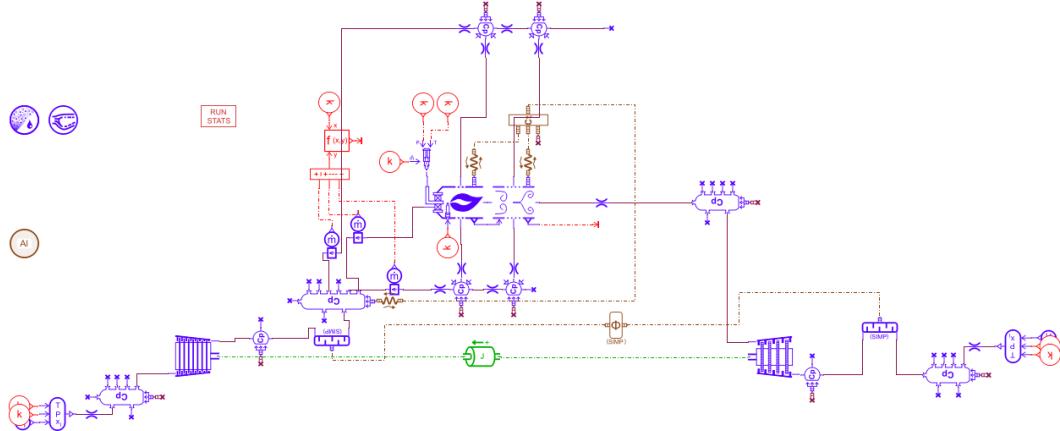


Figure 52: Modèle avec dilution du carburant

L’architecture et la démarches sont les mêmes que précédemment avec seulement la présence de ces chambres pariétales symbolisant la dilution. Les données d’injection de l’hydrogène et de l’air sont résumées dans le Tableau 7, en considérant le débit massique de l’air comme la somme de tous les débits issus des différents injecteurs d’air.

Table 7: Données d’injection des différents gaz avec une architecture comportant une dilution du carburant

	Air	Hydrogène
Débit Massique [g/s]	57.0	0.4
$T_{inj}$ [K]	845	439
Richesse		0.242
Température de Flamme [K]		1191

On voit que ce modèle permet la plus forte réchauffe des gaz et permet d’atteindre la température limite de 1200K. Néanmoins, bien que l’air soit chaud, la dilution refroidit la température de la flamme en sortie de chambre de combustion. Ainsi, on atteint les limites de notre condition de  $T_{Flamme}=1200K$ . En effet, plus l’on dilue plus la température en sortie est basse mais plus la combustion est efficace. Ainsi, pour améliorer le modèle il faudrait revoir notre condition, afin d’obtenir encore de plus grandes puissances mécaniques en sortie de turbine.

## 6.9 Comparaison des différents modèles

Pour simplifier la compréhension des différents résultats des différents modèles, nous avons regroupé les résultats dans le Tableau 8:

Table 8: Résumé des données des différents modèles

	Basique 1	Échangeur 2	Échangeur + Réchauffe 3	Échangeur + Réchauffe réelle 4	Échangeur + Réchauffe + Dilution 5
Débit Massique $H_2$ [g/s]	0.57	0.41	0.39	0.35	0.40
$T_{injAir}$ [K]	414	482.5	767	804	845
Richesse	0.267	0.244	0.245	0.251	0.242
$T_{Flamme}$ [K]	1201	1199	1195	1200	1191

On note directement que l'ajout de l'échangeur améliore nettement la quantité de carburant nécessaire et en même temps la richesse.

Ensuite les évolutions entre 2, 3, 4 et 5, sont semblables sur les caractéristiques, même si on note une légère diminution de la richesse nécessaire pour le modèle 5.

La principale différence se trouve en fait sur la puissance mécanique en sortie de turbine. En effet, les richesses sont semblables mais chaque modèle améliore la puissance récupérée en sortie de turbine, cf. Tableau 9. La réchauffe des gaz permet une combustion plus efficace et la discréétisation de la chambre de combustion permet de s'approcher plus précisément de la situation réelle.

Table 9: Résumé des données en puissance des différents modèles

	Échangeur + Réchauffe 3	Échangeur + Réchauffe réelle 4	Échangeur + Réchauffe + Dilution 5
Débit Massique $H_2$ [g/s]	0.39	0.35	0.40
Richesse	0.245	0.251	0.242
Puissance [W]	5220	4494	5308

On constate que l'amélioration de la puissance délivrée sur les modèles les plus précis, n'évolue pas linéairement avec les améliorations, la "faible" puissance délivrée par le modèle 4 est du à la vitesse de rotation du compresseur et donc de la turbine qui est plus faible que les deux autres. Ce dysfonctionnement est sûrement dû à un point de fonctionnement trop bas mais suffisant pour atteindre une température de flamme en sortie suffisante, même avec un faible débit de gaz et d'air.

Ces trois modèles vérifient néanmoins l'objectif que l'on c'était fixé, soit une puissance mécanique d'environ 5 kW.

---

## 7 Conclusion Énergétique

L'étude énergétique a tout d'abord servi à appréhender au mieux les systèmes complexes que sont les micro-turbines à travers des modélisations 0D. Ces modélisations ont également permis d'avoir une idée globale de la géométrie que devrait avoir une micro-turbine fonctionnant à l'hydrogène.

L'étude CFD dans le cas inerte a ensuite permis de simuler et de visualiser l'écoulement au sein de la chambre de combustion afin d'avoir une première idée de cinématique des gaz. Ces simulations ont été réalisés sous différents logiciels afin d'avoir une vue critique des résultats obtenus. Cependant, le travail à iso-maillage n'a pas pu être réalisé cette année à cause de problèmes d'exportation. Un étude comparative a tout de même pu être menée en utilisant des maillages les plus similaires possibles. Il en ressort des similitudes entre les simulations et en particulier au sujet de la convergence de leurs calculs. De plus, les résultats obtenus pour les champs de vitesse donnent les mêmes formes de profil de vitesse malgré que les valeurs varient.

L'étude CFD a ensuite été poursuivie dans le cas réactif. Les simulations ont ainsi permis de visualiser le front de flamme et de connaître les températures en sortie de chambre de combustion. Des simulations 3D ont quant à elles permis d'avoir une idée plus précise sur la répartition de la température en sortie de chambre de combustion. Ces résultats ont conduit à des hypothèses qui permettrait d'obtenir un champ de température plus en accord avec les contraintes imposés par la partie Structure/Matériaux.

Finalement, le travail mené cette année a permis une excellente compréhension du système grâce à la littérature et aux modèles 0D qui ont été créés. Afin de poursuivre l'étude CFD, il faudrait parvenir à travailler à iso-maillage pour que la comparaison entre les résultats des différents logiciels utilisés soit réellement pertinente. Il faudrait ensuite chercher à connaître l'influence de la longueur de la chambre de combustion, celle du rapport des vitesses d'injection ou encore celle du nombre de rangées d'injecteurs et d'encore d'autres paramètres sur la position du front de flamme et donc du champ de température au niveau de la turbine.

En ce qui concerne la partie sous *Amesim*, les modèles utilisés sont comparables entre eux car basés sur la même structure initiale. Néanmoins le modèle pourrait être amélioré pour coller encore davantage à la réalité, ainsi qu'à la modélisation 3D effectué dans les parties précédentes. Il existe d'ailleurs une possibilité de lier une étude CFD effectuée sur *Star CCM+* à un composant (ici la chambre de combustion). La modélisation serait alors encore plus pertinente.

---

# 1 But du projet structural

## 1.1 Situation de l'année dernière

Le but du projet structural c'est de concevoir une micro turbine performante, légère et sûre. En comparaison avec laquelle de l'année précédente, les améliorations sont possibles sur tous ces aspects. Le tableau ci dessous présente les spécifications de la turbine du 2021 [7].

Grandeur	Valeur
Puissance	1757W
Longueur des aubes	11mm
Vitesse de rotation	5500rad/s
Poids	Inconnu
Diamètre total	88mm
Profondeur	10.5mm

Pour augmenter la puissance extraite jusqu'à 2500 W, on se propose d'allonger les aubes par rapport au dimensions du disque, qui est, dans la configuration 2021, fortement surdimensionné, et d'augmenter la vitesse de rotation. On a aussi choisi de laisser inchangées les dimensions globales de la turbine, pour:

1. Obtenir des résultats comparables avec ceux de l'année dernière.
2. Rester dans le domaine d'application du concept de micro turbine.
3. Rendre la turbine plus légère.

## 1.2 Modélisation de la puissance

Pour simplifier le problème de la modélisation de la puissance, et en permettre sa simulation en code Python, des hypothèses ont été faites, notamment, sur l'aérodynamique. On supposera que:

1. La force aérodynamique soit constant sur toute l'ouverture de l'aube [8].
2. Le profil de vitesse vu par le bord d'attaque de l'aube soit celle en sortie de la chambre de combustion [8].

Ces hypothèses permettent donc de formuler un code python qui présente diverses fonctions, mais notamment:

1. Une fonction qui calcule la puissance extraite, pour une configuration donnée de longueur des aubes et de vitesse de rotation.

$$P = NF(r_{ext} - \frac{l}{2})\omega$$

où N est le nombre des aubes, F la force tangente sur chaque aube,  $\omega$  la vitesse de rotation,  $r_{ext}$  le rayon extérieur de la turbine, l la longueur des aubes. Très important: la force tangente est différente de la force centrifuge, qui gouverne la contrainte sur la section de l'aube.

- 
- Une fonction qui calcule la longueur des aubes nécessaire pour produire la puissance demandée, pour un vitesse de rotation donnée.

On note que on n'a pas écrit aucun fonction pour calculer la vitesse de rotation: ça parce que la vitesse de rotation, influençant directement la contrainte sur la turbine, et en conséquence le fluage, doit être validée par Abaqus. Le programme 2 a été utilisé pour trouver la nouvelle longueur des aubes: 18mm, nécessaires pour produire 2500W avec la vitesse de rotation de l'année dernière, 5500rad/s, car elle a été validé en Abaqus et, pour l'instant, est celle considérée comme *never exceed*.

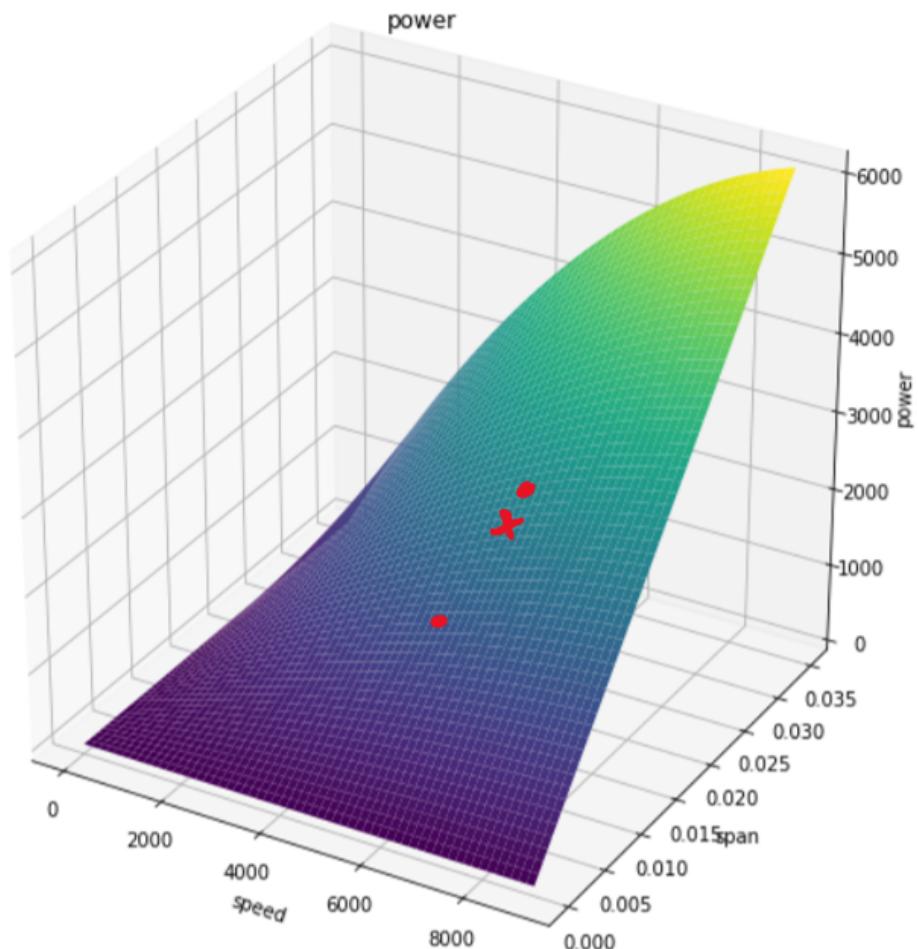


Figure 53: Puissance extraite en fonction de vitesse et longueur d'aube.

Dans ce graphique, le point rouge en bas représente la puissance atteinte l'année dernière; la croix représente la puissance cible, et le point en haute la puissance atteinte cette année.

## 2 Nouveau design

### 2.1 Nouvelle géométrie

La nouvelle géométrie présent des aubes allongées, et un disque réduit:

Grandeur	Valeur
Longueur des aubes	18mm
Rayon extérieur du disque	24mm
Rayon global de la turbine	42mm
Décalage entre turbine et enveloppe	2.5mm
Rayon interne du disque	5.0mm
Épaisseur du disque	10.5mm
Corde de l'aube	10.5mm
Épaisseur de l'aube	2.5mm

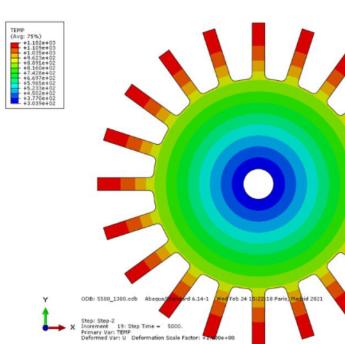


Figure 54: Modèle ancien, avec sa distribution de température.

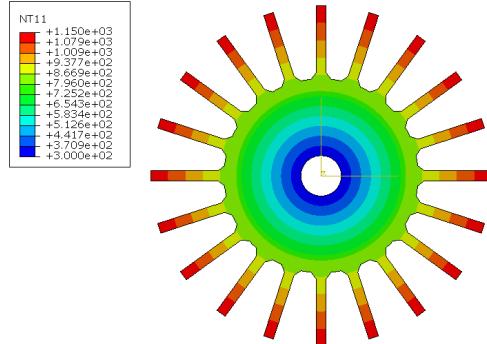


Figure 55: Nouveau modèle, avec sa distribution de température.

### 2.2 Choix des matériaux

Le matériaux choisis sont les plus performants disponibles:

1. Le CMSX4+ mono-cristallin, pour les aubes. Le mono cristal augmente la durée de vie en fluage et retard l'apparition du fluage tertiaire.
2. Le N18 poli-cristallin, pour le disque. Puisque le disque est soumis à une contrainte inférieure et à des températures plus basses, le matériau du disque peut être moins performant que celui des aubes.

Donc la turbine est de tout debout optimisé par rapport aux matériaux et les améliorations possibles sont seulement sur le coté de la conception géométrique de la structure, sa modélisation, et de la modélisation des conditions aux limites du problème.

---

### 2.2.1 Comparaison des matériaux Inconel 718 et N18

Inconel 718 et N18 sont tous deux des superalliages à base de nickel. L’Inconel 718 se compose d’environ 15% de précipités  $\gamma''$  (NiNb3-structure de réseau Body Centered Tetragonal), qui donne la dureté et aide à réduire les déformations de fluage. Il est malléable et ductile en raison du faible pourcentage de précipités. Lorsque il est chauffé à environ 800°C, le  $\gamma''$  est converti en précipitations  $\delta$  (NiNb3-structure de réseau orthorhombique), qui ne contribueront pas à la dureté du matériau. Cela conduit à la transition vers une forme mou à environ 800°C. Ce comportement ne convient pas à un disque de turbine. Le matériau N18 a donc été choisi pour le disque en raison des ses performances à 800°C. Comme la composition du matériau N18 ne contient pas le niobium (Nb) qui aide à la formation de  $\gamma''$  et  $\delta$ , la présence d’aluminium dans le N18 conduit à la formation des précipitations  $\gamma'$  autour de 61% et la dureté du matériau en bénéfice directement. Le N18 est donc parfaitement adapté à une application au disque de la turbine. Du coté manufacture, en raison de la présence de 61%  $\gamma'$ , le matériau N18 est très difficile à fabriquer et à traiter: les composants sont donc principalement fabriqués par métallurgie des poudres.

---

## 3 Élaboration des données matériaux

### 3.1 Données recherchées

Les données recherchées regardent l'élasticité, le fluage et l'expansion thermique. Le première matériau considéré, celui du disque, est isotrope, et donc il faudra extraire:

- Le module d'élasticité  $E$  et le module de Poisson  $\nu$ , pour plusieurs valeurs de températures, pour conduire les simulations élastiques.
- Les coefficients de fluage  $A$  et  $n$ , pour plusieurs valeurs de températures, pour conduire les simulations en fluage.
- Le coefficient de expansion thermique  $\alpha$ , pour conduire la simulation de expansion thermique.

Pour le deuxième matériau consideré, le CMSX4+, orthotrope puisque monocristal, il faudra extraire:

- Les trois valeurs de modules d'élasticité, et les trois valeurs de coefficients de Poisson dans les trois directions de l'espace, qui combinés donneront toutes les neuf valeurs de la matrice de raideur, pour conduire les simulations élastiques.
- Les coefficients de fluage  $A$  et  $n$  pour plusieurs valeurs de températures, pour conduire les simulations en fluage.
- Le coefficient d'expansion thermique, pour conduire la simulation d'expansion thermique.

### 3.2 Extraction

Les données ont étés extraites par des documents confidentiels, comme [9], [10]; les données qui n'y étaient pas disponibles ont étés prises de données d'un matériau différent, le PER72 [11]. Les données sur l'élasticité ont étés extraites en considérant la loi de Hooke, avec la limite d'élasticité atteinte quand la déformation résiduelle après décharge était de 0.2%. Les données sur le fluage ont étés extraites en collectant des données expérimentales confidentielles et en extrayant les coefficient  $A, n$  avec la loi de Norton  $\dot{\epsilon} = A\sigma^n$ , qui bien représente le fluage secondaire. De que ces matériaux ne présentent pas de fluage primaire, et le fluage tertiaire reste dehors de notre domaine d'application, le secondaire est le seule à modéliser.

### 3.3 Validation

Pour valider les données extraites, des simulation Abaqus en 1D ont simulé les expérimentes matériau. Dans un premier pas, les procédures de simulation elles mêmes ont étés validées, sur des données certaines. Comme ça, la complaisance des résultats a pu confirmer les procédures. Après, les mêmes procédures ont étés appliquées à les autres données, pour vérifier que l'extraction avait été effectuée

---

correctement. Les procédures validées prévoient un premier chargement élastique, pour un *step static general* de très courte durée, suivi par le fluage, geré par un *step visco* de la durée souhaitée.

### 3.4 Inter- / Extrapolation

Après, dans le projet, les résultats de la campagne de validation en fluage de la structure ont montré la nécessité de définir les données matériau sur des intervalles de température très petits, pour éviter des soucis numériques avec Abaqus, qui interpole linéairement entre les données lui fournies. Donc les données en fluage, initialement défini en pas de  $100^{\circ}\text{C}$  ont été interpolées avec une fonction exponentiel, pour réduire ces intervalles à  $25^{\circ}\text{C}$ , pour adoucir l'allure de les courbes de  $A$  et  $n$  vues par Abaqus et réduire en module les discontinuités des ses gradients. Un autre problème rencontré a été le réglage artificiel des coefficients de fluage: puisque les matériaux employés sont très performantes en fluage, leur coefficients multiplicatifs  $A$  sont très réduits à baisses températures, et ils atteignent des valeur dessous  $10^{-40}$ . Par contre, Abaqus peut manipuler des valeur au dessous de  $10^{-30}$ . Pour ça, on a choisi de attribuer le plus petit coefficient utile à tout les températures auxquelles correspond un coefficient dessous  $10^{-30}$ . Pour compenser cette intervention artificiel, un réglage du coefficient puissance  $n$  a été poursuivi, en le maintenant constant, et pas croissant, au diminuer de  $A$ . On reporte ici l'allure de la courbe d'interpolation, privée des valeurs numériques, pour garder la confidentialité. Cette interpolation a

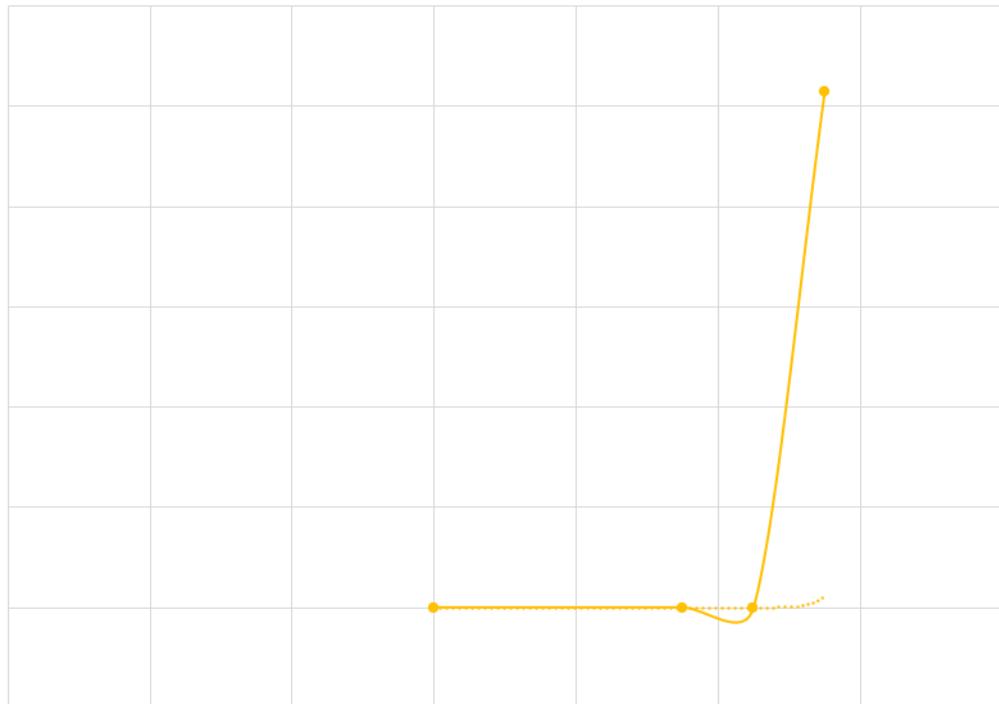


Figure 56: Allure de la courbe d'interpolation du coefficient A.

été appliquée sur la base complète des données disponibles et les résultats ont été

---

corrigés, pour éliminer certaines incongruités, comme l’abaissement du A présente dans la figure 56, qui est un artefact numérique.

### 3.5 Coefficient de sûreté

Puisque il n’y avait disponibilité des données en fatigue, et aussi puisque l’inclusion du dimensionnement en fatigue aurait compliqué excessivement le projet, l’effet de la fatigue a été considéré dans le coefficient de sûreté: il s’agit de la *best practice* qui implique de dimensionner la pièce en considérant une sur-vitesse de 5% sur toute la durée de vie prévue. La vitesse qu’on va certifier sera donc divisé par 1,05 pour retrouver la vitesse considérée comme nominale.

## 4 Modélisation et analyse 2D sur Abaqus

### 4.1 Étude préliminaire 1D

Avant de commencer des études complexes en éléments finis, un étude monodimensionnel a été conduit, pour montrer que les dimensions choisies fussent adaptées à la vitesse de rotation. L'étude prends les dimensions de la turbine de l'année dernière [7], avec des aubes de 11 mm et un rayon total de 42 mm, et allonge les aubes progressivement, en partant d'un rapport des rayons aubes/disque de 0.35, jusqu'à un rapport de 1.7. La simulation consiste dans un étude de poutre en Abaqus, qui présente le N18 sur la partie représentant le disque et le CMSX4+ sur la partie aubes. Pour chaque poutre, la vitesse de rotation est augmentée jusqu'à atteindre la contrainte de Von Mises maximale admissible, id est la limite d'élasticité du N18 et CMSX4+ dans les respectives parties. La campagne de simulations 1D a permis de relier la proportion géométrique de la turbine, ce rapport des rayons, à la vitesse optimale pour prévenir des surdimensionnements. La géométrie choisie ayant un rapport de 0.75, cette liaison montre que la vitesse idéale, en élasticité seule, serait entre 7000 et 9000 rad/s.

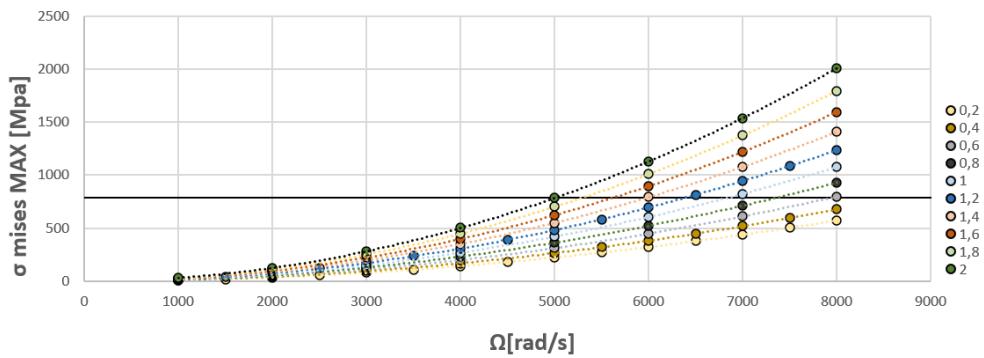


Figure 57: Résultats de la campagne 1D.

Voici des lien entre vitesse de rotation et proportion, pour une performance optimisée:

Vitesse [rad/s]	Proportion optimale
5500	1,7
6000	1,4
7000	0,9
7800	0,75
8000	0,6
>8000	<0,6

Cela montre que, concernant l'élasticité, la turbine de l'année dernière était fortement surdimensionnée, et que la géométrie de cette année l'est encore, même si en mesure inférieure. Le but de la campagne de validation sera donc de valider une vitesse plus élevée de laquelle de 2021.

## 4.2 Choix des modèles

Puisque un modèle complet 3D, avec une géométrie complexe et un maillage suffisamment fin, est excessivement cher, des nouveaux modèles, plus efficents, ont été conçus. Le premier modèle, 2D, est la projection de la turbine sur un plan orthogonal à l'axe de la profondeur (z). Son avantage numérique consiste donc dans l'élimination de la troisième dimension, qui implique une réduction du nombre d'éléments de  $\frac{\text{profondeur}=10,5\text{mm}}{\text{dimension-de-maillage}}$  fois, et une simplification des phénomènes physiques représentés, qui peuvent par contre comporter une perte d'informations. L'autre modèle, 3D, consiste dans une tranche de turbine, qui inclue une aube entière et une tranche de disque. La réduction du nombre d'éléments correspond à un facteur égal à le nombre des aubes, mais que, contrairement au modèle 2D, ne simplifie pas la représentation physique.

## 4.3 Modèle 2D

Le modèle 2D permet de représenter la turbine dans sa circonférence complète, en maintenant un nombre d'éléments compatible avec l'exigence de vitesse de calcul. La circonférence complète a été préférée à un modèle de tranche, pour éviter l'apparition des contraintes parasites proche de la zone d'application de conditions limites. La seule condition limite imposée dans ce modèle consiste dans un encastrement au niveau du lèvre intérieure de la turbine. Le chargement est imposé par une vitesse de rotation et un chargement de champ thermique, pour activer le processus de fluage. Ce champ prévoit une allure de température linéaire : de 300°C à 800°C sur le disque et de 800°C à 1150°C sur les aubes. Le petit décalage entre disque et aubes est d'une valeur arbitraire, autour de 50 °C, pour simuler le passage d'une pièce mécanique à l'autre, associée à la plus grande résistance thermique de l'interface. Même si la température dans le disque est plus élevée que celle modélisée avec cette méthode, car elle a une allure logarithme, le disque reste surdimensionné, comme on verra dans la partie d'analyse des contraintes.

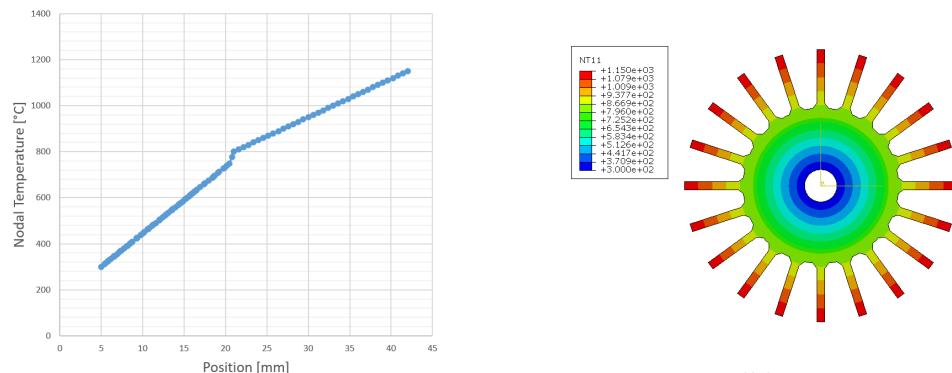


Figure 58: Température en fonction de nodale sur la turbine 2D  
la position radiale.

Figure 59: Modèle 2D: Température

Le maillage consiste des éléments 2D en contraintes planes, avec interpolation linéaire. Cet ordre d'interpolation a été préféré à des autres, notamment le quadratique, car la pièce est sollicitée seulement en direction radiale, et pourtant la solu-

tion analytique du problème prévoit une dépendance des déplacements linéaire de la force appliquée. Les éléments sont des *quads* dans la partie aube et *tri* dans la partie disque.

#### 4.4 Présentation des résultats 2D

Le première paramètre à commenter est la déformation en fluage, en particulier sur l'aube. On note que la déformation dans l'aube est maximale au centre: c'est relié à la dépendance du fluage de la contrainte et de la température. De que la température augmente avec le rayon, et la contrainte diminue en procèdent vers le point d'aube, l'effet combiné de ces agents est maximal au centre de la pièce. Un pic est retrouvé aussi dans le disque, mais ce dernier est plus probablement seulement un artefact numérique.

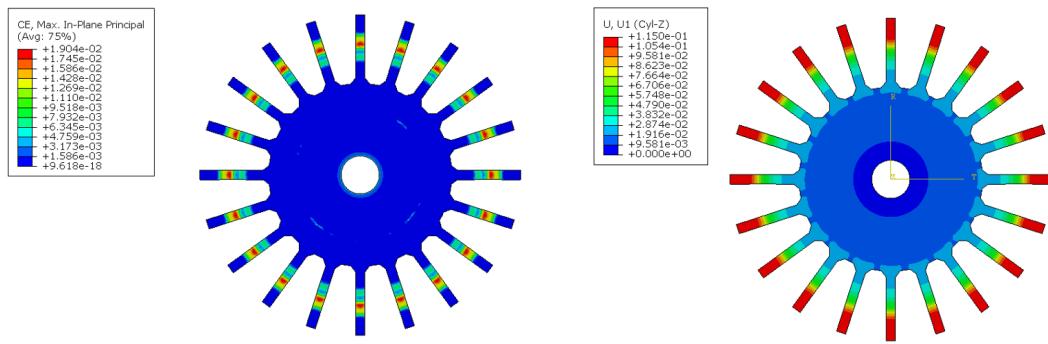


Figure 60: Modèle 2D: Déformation en fluage du modèle 2D. Fiable.  
Figure 61: Modèle 2D: Déplacement radial du modèle 2D. Non fiable.

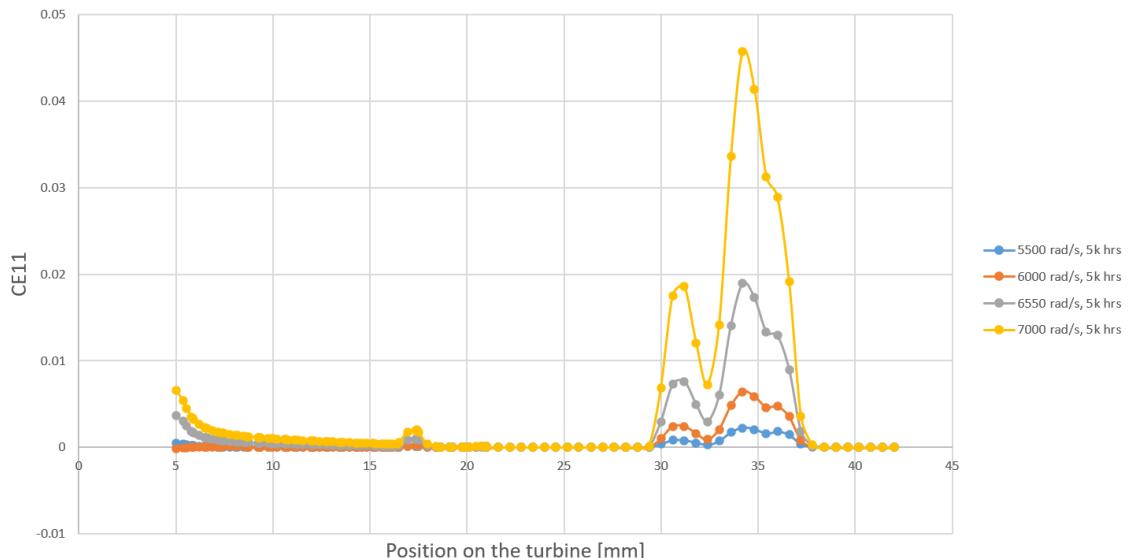


Figure 62: Modèle 2D: Déformation en fluage en fonction de la position radiale, pour différentes vitesses de rotation, avec des données raffinées.

La présence de ce pic de déformation est vérifiée dans les simulations; mais dans un premier moment, la déformation obtenue était de 60% au centre de l'aube, pour une vitesse de rotation de 6000 rad/s sur 5000 heures. Ce résultat était trop loin de les valeurs obtenues à 5500 rad/s, qui étaient toujours dessous 5%, pour être une représentation fiable de la réalité. La morphologie particulière de la distribution de ce champ, qui présentait de très forts gradients, et aussi deux pics dans le pic centrale, suggérait la présence d'une problématique numérique imprévue de définition des données, les deux pics n'étant pas un résultat rencontré dans l'expérience. Les données de fluage étaient définies sur des intervalles de 100 °C; puisque Abaqus interpole toujours linéairement, le gradient dans la fonction des coefficients de fluage était discontinu et avec des variations excessives entre un intervalle et le suivante. Les données ont donc été redéfinies sur des intervalles de 50 °C et après de 25 °C, par une interpolation exponentielle. Les nouveaux gradients vus par Abaqus étaient toujours discontinus, mais avec des variations bien plus réduites. Les résultats des nouvelles simulations avec ces changements montraient une amélioration décisive : les gradients du champ de déformation en fluage étant plus contenus, les valeurs maximales de déformation sont retournées dessous de 2%, et les deux pics résultent moins marqués. La version finale prévoit donc des intervalles de 25 °C.

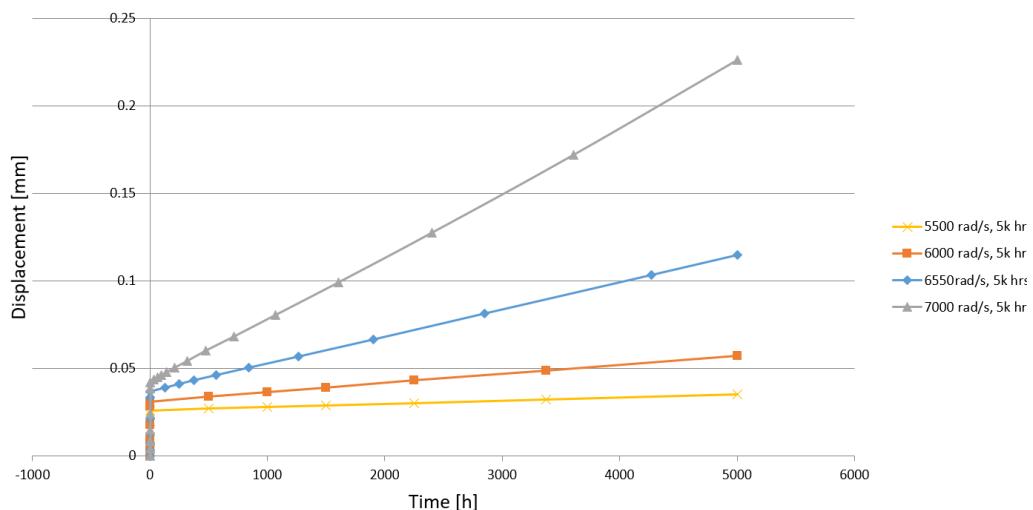


Figure 63: Modèle 2D: Déplacement en point d'aube, en fonction du temps, et pour différentes vitesses de rotation.

Les déplacements produits par la simulation 2D résultent sous-estimés au point de n'être pas physiquement réalisables pour cette application. La raison relève dans la définition géométrique de la simulation elle-même : en manquant une dimension physique, le coefficient de Poisson n'est pas défini dans la direction de la profondeur (z), et donc l'évolution de l'élasticité en fonction du temps est mal interprétée; les déplacements de la pièce, et en particulier les déplacements en direction radiale, ne sont pas récupérés dans leur bonne valeur. L'application des contraintes de projet regardant les déplacements n'est pas possible sur ce type de simulation, et sera réservée aux simulations 3D, plus proches de la réalité. Du côté de la simulation 2D, le seul paramètre dimensionnant est la contrainte sur la déformation de fluage maximale

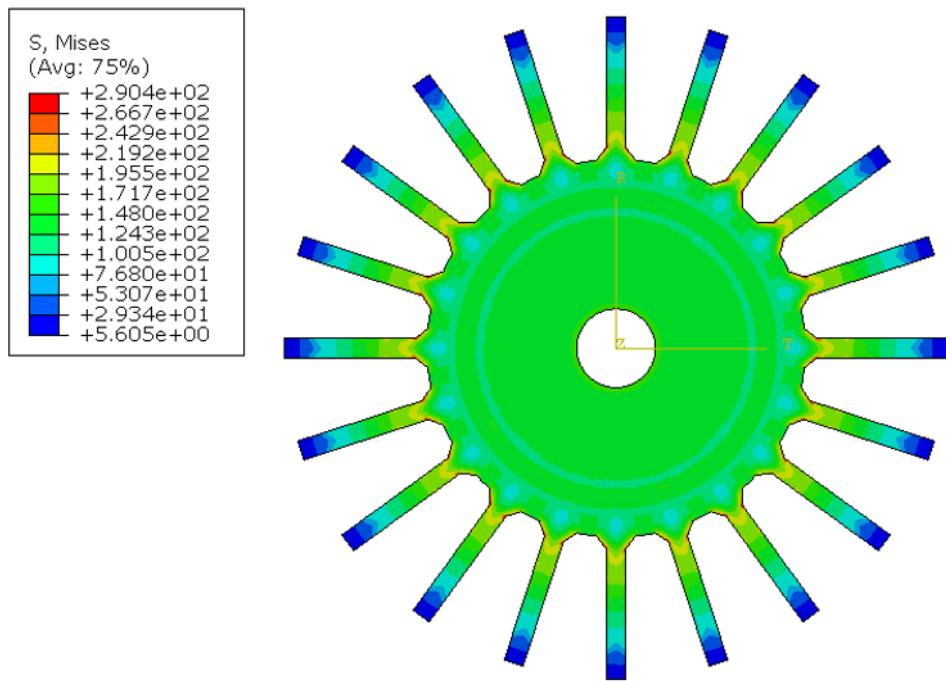


Figure 64: Modèle 2D: Contrainte de Von Mises sur la turbine. Supposée non fiable dans ses valeurs, mais fiable dans l'allure.

admissible. La vitesse maximale acceptable selon ce modèle est donc  $6650\text{rad/s}$ . De conséquence, les contraintes de Von Mises obtenues en 2D pourront être aussi sous-estimés. Les niveaux des contraintes obtenues restant beaucoup dessous de les limites d'élasticité des matériaux, on peut supposer que l'intégrité structural ne soit pas compromise, mais ça peut être démontré seulement par la simulation 3D.

## 4.5 Développements futures du modèle 2D

Une possibilité qui n'a pas été exploré systématiquement est la dépendance des artefacts numériques, notamment lesquels associés à les données en fluage, de la taille du maillage. Dans cet étude, on s'est basé déjà sur un taille de maille déjà fine, de 0.5 mm, mais des ultérieurs raffinement pourront être faites avec un modèle 2D réduite qui a comme seul but l'étude de la déformation en fluage.

---

## 5 Modélisation et analyse 3D sur Abaqus

### 5.1 Modélisation

La modélisation de la turbine en 3D est essentielle pour comprendre le comportement thermomécanique de façon la plus possible proche de la réalité. La modélisation et l'analyse dans Abaqus aideront à choisir la meilleure conception possible, sans coûteux essais expérimentaux. Le fluage est l'acteur principal dans la section turbine du moteur car les températures très élevées et les forces centrifuges, intégrées sur le temps, ont un impact considérable.

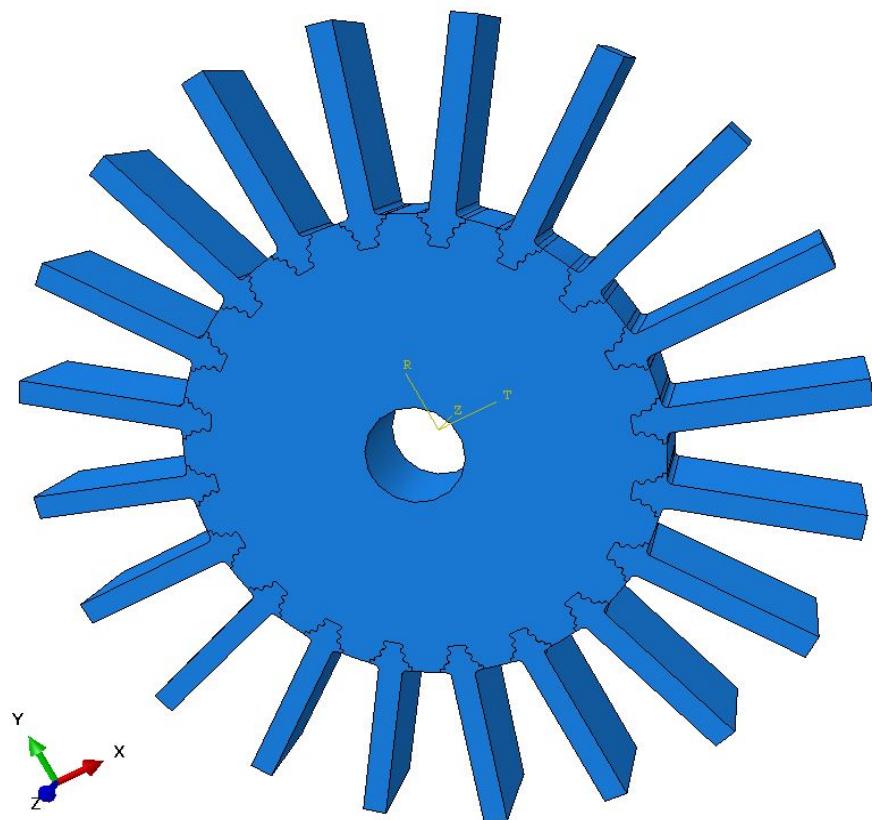


Figure 65: Conception 3D de la section de la turbine

Le temps de calcul de la simulation en fluage est très long si le modèle est compliqué, avec un maillage fin. Afin de réduire le temps de simulation et le coût du calcul, la symétrie axiale de l'ensemble du modèle permettra de considérer un vingtième de l'ensemble du modèle et appliquer les conditions aux limites et les charges requises.

Un *fix tree* a été introduit à la racine de l'aube. Cet élément permet de distribuer efficacement les contraintes, en assurant une fixation rigide lors de l'arrêt du moteur, permettant également d'éliminer les vibrations lors du fonctionnement.

Le modèle réduit permet de choisir un maillage plus fin qu'avant, qui permet d'obtenir des résultats analytiques efficaces avec erreurs minimaux.

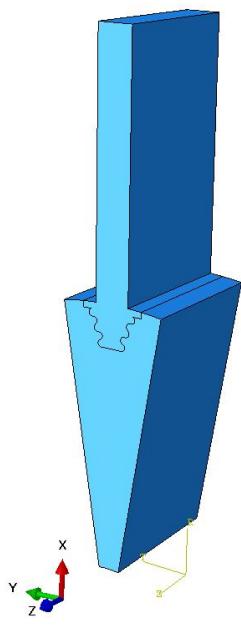


Figure 66: Modèle 3D réduit



Figure 67: Charge et conditions limites.

Une évolution de température linéaire  $T = A * x + B$  est appliquée sur le disque et se propage dans l'aube. Cette température est maximale au niveau de la pointe de l'aube ( $1150^{\circ}\text{C}$ ) et est minimale au niveau de bordure intérieure du disque ( $300^{\circ}\text{C}$ ). La vitesse de rotation standard est de  $5500\text{rad/s}$ , et elle sera augmentée pendant la validation. Les propriétés du matériau N18 sont appliquées sur le disque et les propriétés du matériau CMSX4+ sont appliquée sur les aubes.

## 5.2 Vérification préliminaire

Une validation préliminaire avant la simulation du fluage est nécessaire pour réduire les erreurs et affiner le grand nombre de simulations. La validation des contraintes et des allongements permet de restreindre la vitesse de rotation maximale qui évite la défaillance du modèle.

### 5.2.1 Évolution de la contrainte de Von mises en fonction de la vitesse de rotation

Initialement, en utilisant le modèle réduit, une analyse préliminaire de l'évolution de la contrainte de Von Mises a été lancée, avec des vitesses de rotation variables. Il est très important de valider les vitesses de rotation maximales pour éviter les déformations plastiquement irréversibles. Pour éviter cela, les simulations ont été conduites avec différentes vitesses de rotation. Le graphique montre la contrainte de Von Mises pour des vitesses de rotation croissantes.

Comme on voit sur la figure 70, la limite d'élasticité du matériau de l'aube CMSX4+ est de  $1000 \text{ MPa}$ . La vitesse de rotation maximale autorisée est d'environ  $9200 \text{ rad/s}$  sans fluage ni allongement dû à la plasticité.

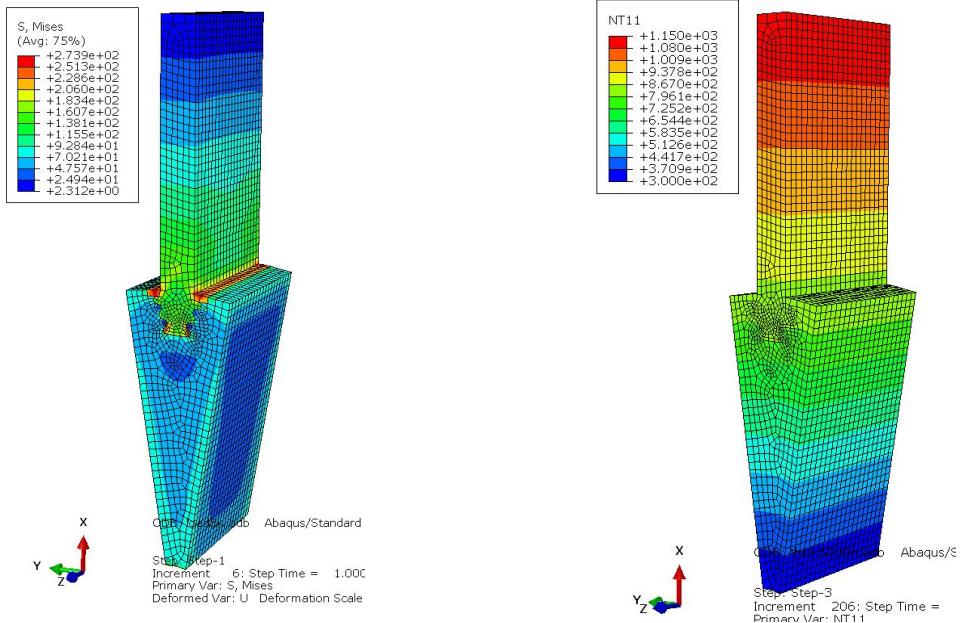


Figure 68: Distribution des contraintes sans fluage

Figure 69: Évolution de température linéaire

### 5.2.2 Évolution de l'allongement en fonction de la vitesse de rotation

Comme pour la validation sur la contrainte de Von Mises, la mesure du déplacement doit être calculée en se basant sur la vitesse de rotation. La principale cause d'allongement est l'élasticité du matériau lorsque nous appliquons une charge. On a supposé un allongement ou un déplacement radial maximal autour de 2 mm pour éviter le contact entre le carter extérieur et la pointe de l'aube de la turbine.

Le figure 71 montre que le déplacement de la point de l'aube augmente avec la vitesse de rotation. La force centrifuge crée un allongement dans la direction radiale de la micro turbine. L'allongement supérieur à l'allongement radial maximal admissible n'est pas pris en considération. La vitesse de rotation autour de 7500rad/s atteindra l'allongement de 2mm.

### 5.2.3 Comparaison de l'allongement radial et de la contrainte de Von Mises en fonction de la vitesse de rotation

En comparant à la fois les figures 70 et 71, la validation principale est basée sur la vitesse de rotation maximale. La vitesse de rotation maximale autorisée si on considère l'allongement radial est de 7500rad/s et pour la contrainte de Von Mises est de 9200rad/s, avec plus de 1700 rad/s de différence dans les valeurs. Si on valide la vitesse de rotation maximale en fonction de la contrainte de Von Mises, on obtiendra un allongement supérieur à 2mm pour 9200rad/s, ce qui n'est pas acceptable. Il vaut mieux réduire la contrainte sur la turbine ce qui permet de limiter les déformations. Le déplacement maximal restreint davantage la vitesse de rotation maximale de la turbine. La simulation de fluage sera effectuée en dessous de la vitesse de rotation maximale de 7500rad/s.

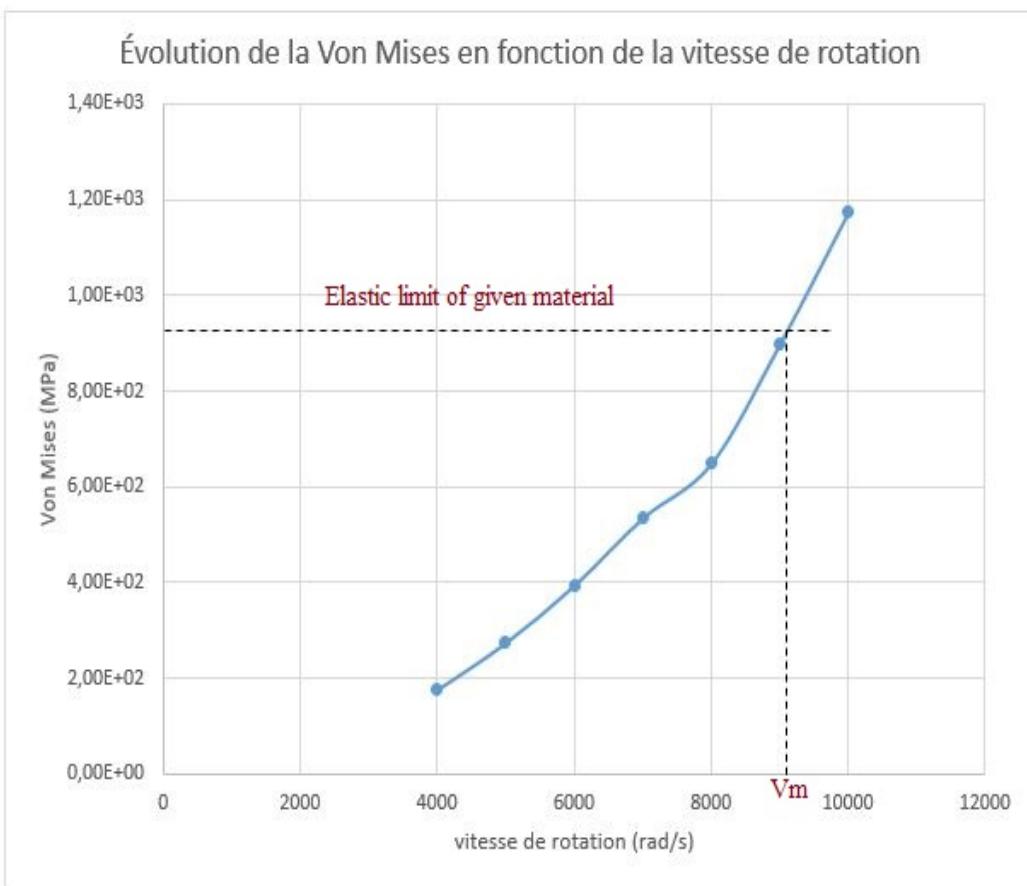


Figure 70: Évolution de Von Mises en fonction de la vitesse de rotation.

### 5.3 Analyse de la turbine avec fluage

La prise en compte du paramètre de fluage est une partie importante du projet. Le fluage est un phénomène de déformation inélastique activé par la température sous contrainte mécanique. La section de turbine fait toujours face à la déformation en fluage due aux conditions de travail telles que la température et les vitesses de rotation pendant une longue période. On a effectué la simulation en fluage pour le disque et l'aube en utilisant 5500 rad/s pendant 5000 heures et en faisant évoluer linéairement la température de l'axe central du disque à la pointe de l'aube. Le joint entre l'aube et le disque utilise la conception du *fir tree*. La conception du *fir tree*, situé à la racine de l'aube, permet d'analyser la contrainte et le fluage de manière plus réaliste près du contact entre le disque et l'aube. Le maillage près du joint de l'aube et du disque est très difficile à cause de la géométrie du *fir tree*. Regarding les éléments, on a choisi le C3D8R hexagonal.

Les éléments à intégration réduite utilisent un point d'intégration de moins dans chaque direction que les éléments à intégration complète. Les éléments linéaires à intégration réduite n'ont qu'un seul point d'intégration situé au centre de gravité de l'élément. L'utilisation des éléments à intégration réduite permet d'obtenir une convergence plus rapide vers des solutions stabilisées en termes de déplacements. Il existe plusieurs de lois qui décrivent le phénomène de fluage en fonction des étapes

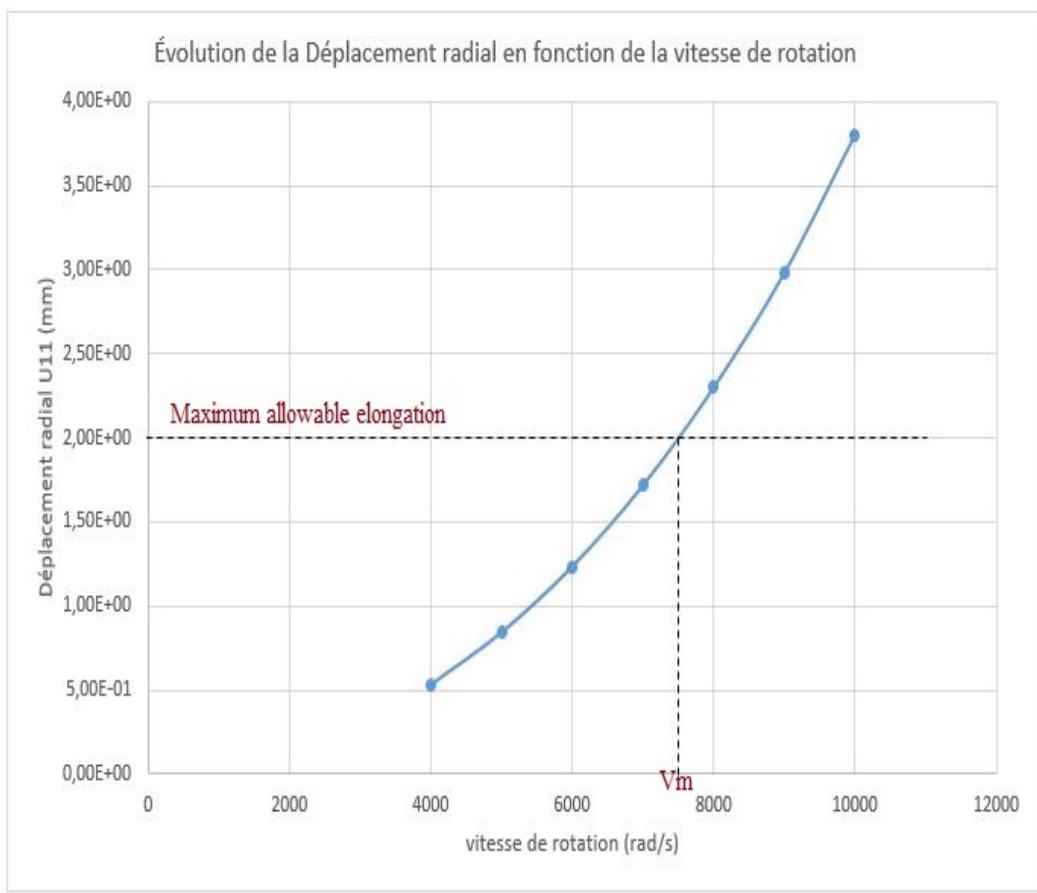


Figure 71: Évolution du déplacement en fonction de la vitesse de rotation.

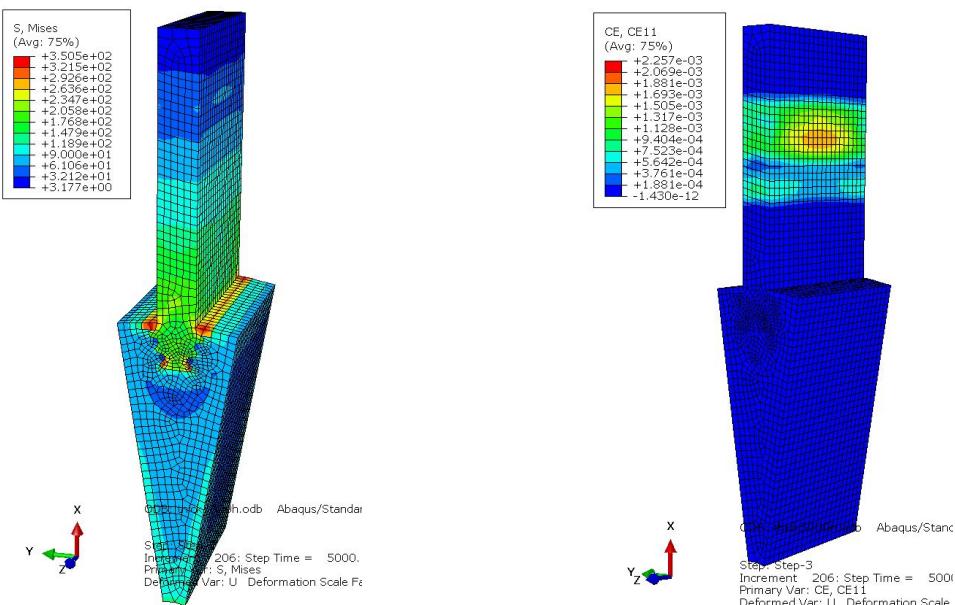


Figure 72: Distribution des contraintes avec fluage.

Figure 73: Déformation de fluage à 5000h.

---

de fluage. On a utilisé les valeurs de la loi de fluage de Norton  $\epsilon = A\sigma^n * t^m$ . A et n sont déterminées à partir de la courbe linéaire de contrainte et de vitesse de déformation. On a choisi l'écrouissage correspondant à la loi de Norton à utiliser comme modèle de fluage qui est déjà prédéfini dans Abaqus. La loi de Norton ne représente ici que le fluage secondaire et ne prend en compte aucun fluage tertiaire ou courbe d'endommagement. La vitesse de fluage sera constante par rapport au temps. La détermination des coefficients de fluage est obtenue en Annexe B. La simulation de fluage est réalisée en 3 étapes

- À l'étape 1, une procédure générale de type statique utilisée pour effectuer uniquement l'analyse des contraintes et des températures prédéfinies.
- Dans l'étape 2, le fluage pour une petite période de temps (environ 1h) est analysé pour valider les lois de fluage en utilisant la procédure visco. La taille de l'incrément a été maintenue trop petite pour obtenir de meilleurs résultats en fluage.
- À l'étape 3, la simulation de fluage pour une grande période de temps (5000h) est analysée.

On constate alors que les données du comportement en fluage ne sont pas familiers. En effet, après 5000h de simulation de fluage le modèle Abaqus montre deux pics de déformation en fluage près de la pointe de l'aube. On a observé que la raison principal de ce phénomène est dû à notre bureau d'étude lors de l'utilisation des lois par Abaqus. Les interpolations effectuées sur A et n sont des interpolations linéaires obtenues à partir de lois de puissance. Dans les sélections de propriétés de matériaux, le logiciel Abaqus ne propose pas de choisir un mode d'interpolation des coefficients. Par conséquence, ces interpolations linéaires conduisent à des évolutions de vitesse de déformation de fluage mal interprétées, avec des pics de déformation locaux près de la pointe de l'aube. Les deux seules solutions consistent soit à fournir un grand nombre de points de données, qui permet d'effacer le biais introduit par la moyenne de deux coefficients avec plusieurs ordres de grandeur de différence, ou soit à utiliser les différentes lois de fluage qui permettront de réduire les erreurs de fluage dans les propriétés des matériaux. De plus, le fluage dépend principalement de la température et de la contrainte. Comme la température et les contraintes évoluent de façon monotone la présence des deux pics au lieu d'un n'est pas réaliste. Comme la contrainte est un paramètre intrinsèque, la dérivée donne la solution de fluage pour chaque température.

### 5.3.1 Évolution du fluage en fonction de la température

Comme on le voit sur les images ci-dessous, l'endroit du maximum de la déformation en fluage se déplace vers la racine de l'aube lors que la température augmente. Comme on voit en se référant à la figure 78, deux pics se présentent dans une courbe. Si la présence du pic lui même est physique, la morphologie interne du pic est probablement due aux artefacts. On trace la courbe du fluage en fonction de la température sur la longueur des aubes. Le pic de fluage principal associé à la section la plus sollicitée se décale progressivement vers les pieds des aubes en fonction de

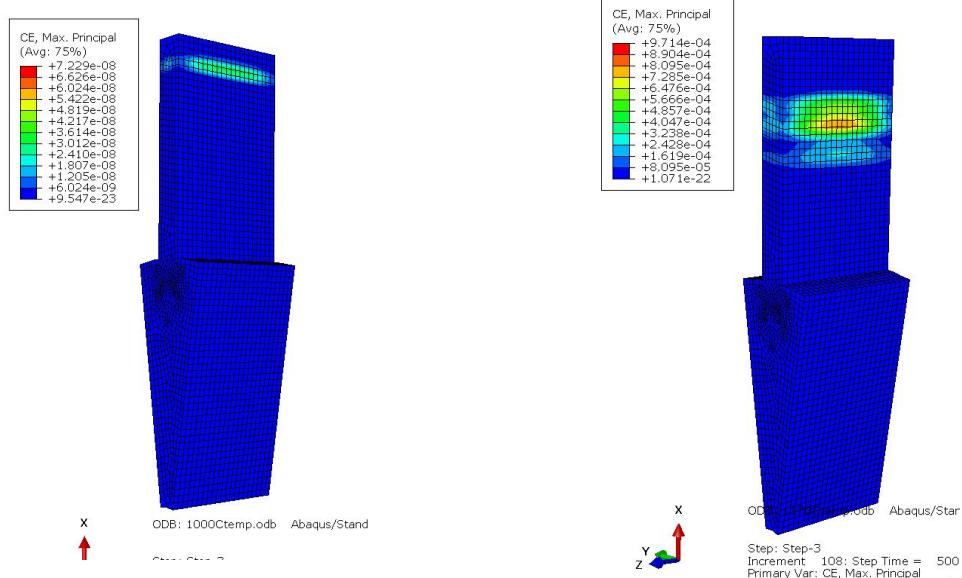


Figure 74: Déformation par fluage à 1000°C

Figure 75: Déformation par fluage à 1170°C

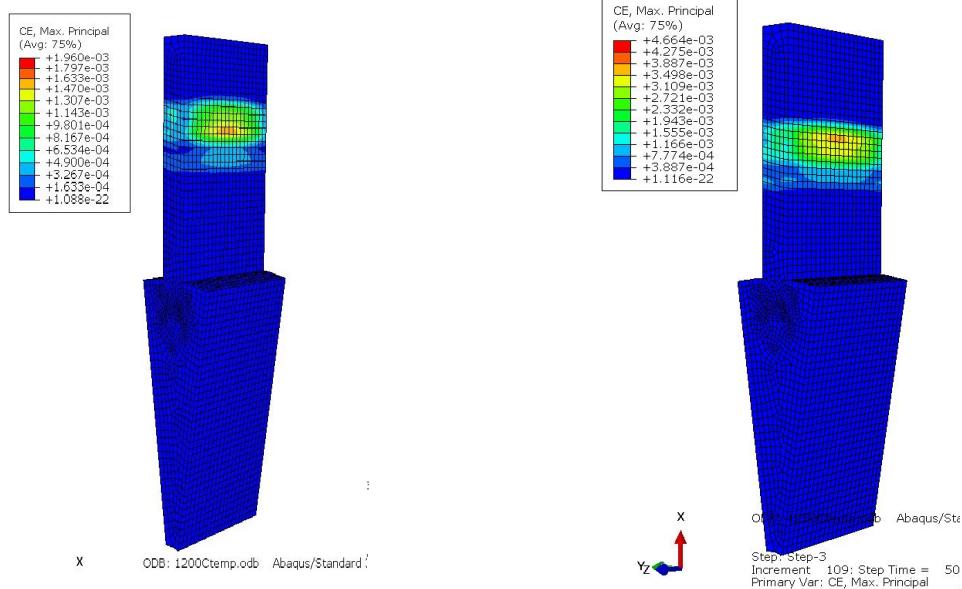


Figure 76: Déformation par fluage à 1200°C

Figure 77: Déformation par fluage à 1250°C

l'augmentation de la température. À 1300°C, le pic de fluage est plus proche de la racine de l'aube par rapport à la courbe de fluage à 1250°C. L'interpolation des coefficients de fluage A et n sur un ample intervalle de températures permet de visualiser ce phénomène physique, qui est constaté dans les essais expérimentaux. Lorsque la température augmente au-dessus de 1250°C, le calcul du fluage à cette température n'est pas possible. Par conséquence, le changement de position de la localisation de la déformation en fluage maximal avec la température conduit fa-

talement à une augmentation significative de sa valeur et donc à une diminution de la durée de vie de l'aube.

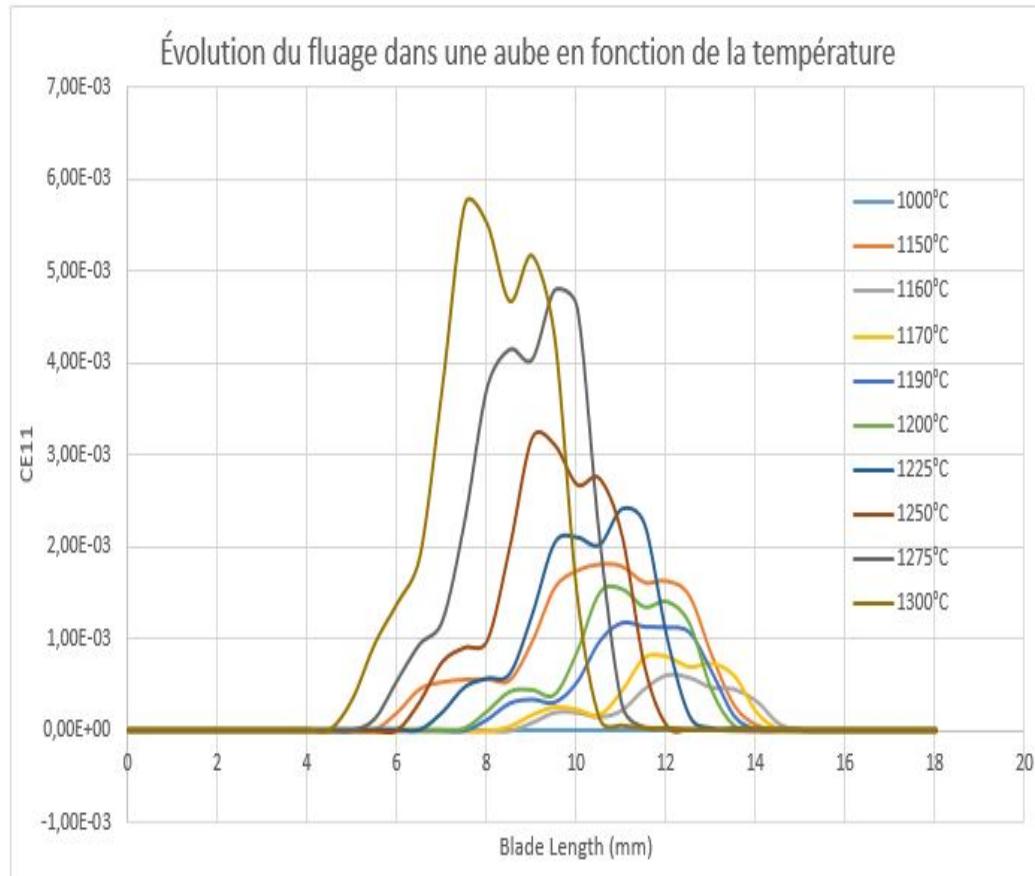


Figure 78: Évolution de la fluage en fonction de la température

Il est très important de contrôler la température de toutes les sections de la turbine pour obtenir une meilleure efficacité de fluage en maintenant la température de départ plus élevée. Par exemple, en adaptant le système de refroidissement interne des aubes et du disque, dans les turbines où il est présent, le revêtement des aubes avec des revêtements de barrière thermique contribue à augmenter la durée de vie des sections de turbine contre les déformations de fluage. Une étude de sensibilité aux contraintes est ensuite réalisée en faisant varier les vitesses de rotation de la section turbine.

### 5.3.2 Évolution du déplacement par fluage en fonction de la vitesse de rotation

On a étudié le déplacement radial en fluage d'une aube en fonction du temps en faisant varier la vitesse de rotation. Cette donnée est importante car elle nous permet de dimensionner le carénage en vérifiant que l'aube ne dépasse pas de plus de 2mm. Nous effectuons donc une simulation de fluage du modèle à une évolution constante de la température et nous regardons les résultats après 5000 h. La Figure 79 montre

le déplacement radial en fonction de la vitesse de rotation. On a principalement observé deux types de déplacements ou d'allongements.

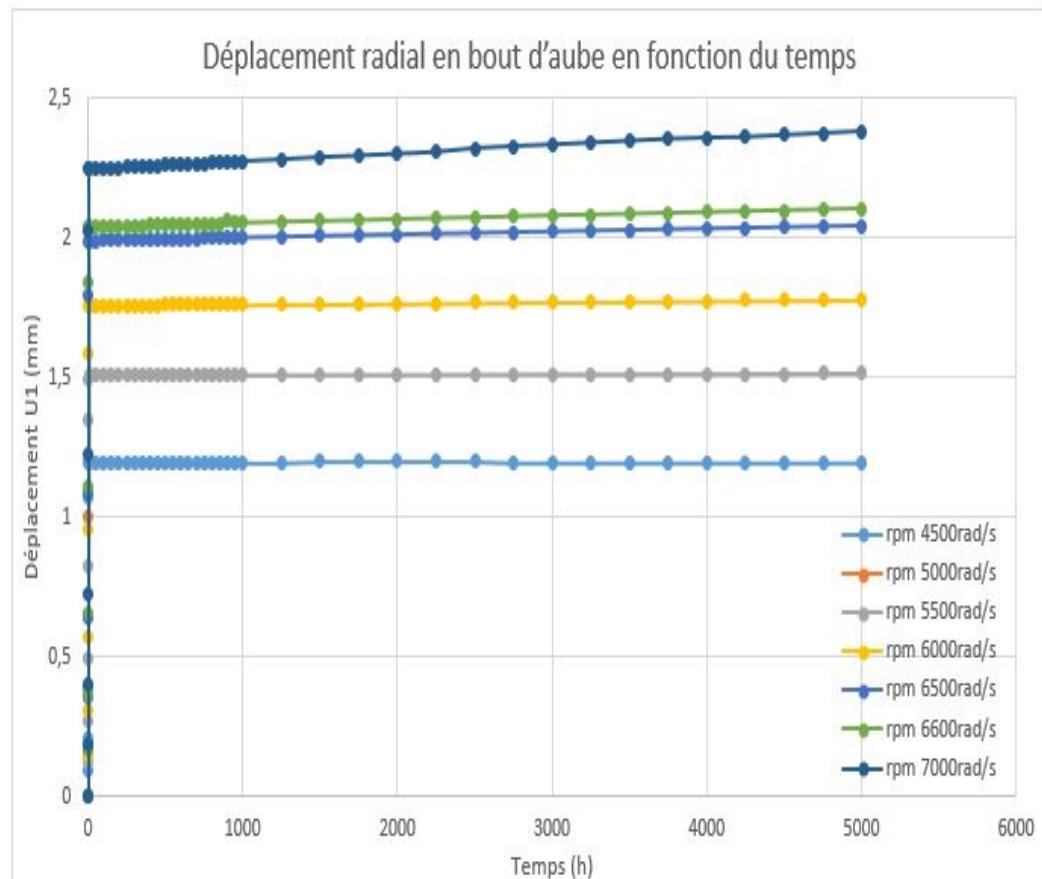


Figure 79: Déplacement radial en bout d'aube en fonction du temps

- L'allongement thermo-élastique dû à la contrainte centrifuge appliquée et à la dilatation thermique.
- L'allongement par fluage dû à la déformation par fluage sur une longue durée (5000h). L'allongement par fluage est une déformation plastique qui influence directement le changement de dimension de la section de turbine.

Le déplacement total de la section de la turbine est donné par

$$U_{max} = U_{elastique} + U_{fluage}$$

Les points sur l'axe Y représentent l'allongement thermo-élastique. Cet allongement apparaît sans délai lorsque la charge est appliquée. Cet allongement est très important et sera nul lorsque la charge sera supprimée. D'autre part, l'allongement par fluage est très faible et augmente progressivement avec le temps. L'allongement par fluage dépend principalement de la contrainte et de la température. Si l'un des paramètres augmente, l'allongement par fluage augmente également. Ainsi, ce déplacement maximum permettra de conditionner l'épaisseur du matériau abradable

permettant l'étanchéité de la turbine. D'après la figure – nous pouvons seulement sélectionner les vitesses de rotation appropriées pour la section de la turbine est entre 5500rad/s à 6500rad/s.

### 5.3.3 Évolution du fluage en fonction de la vitesse de rotation

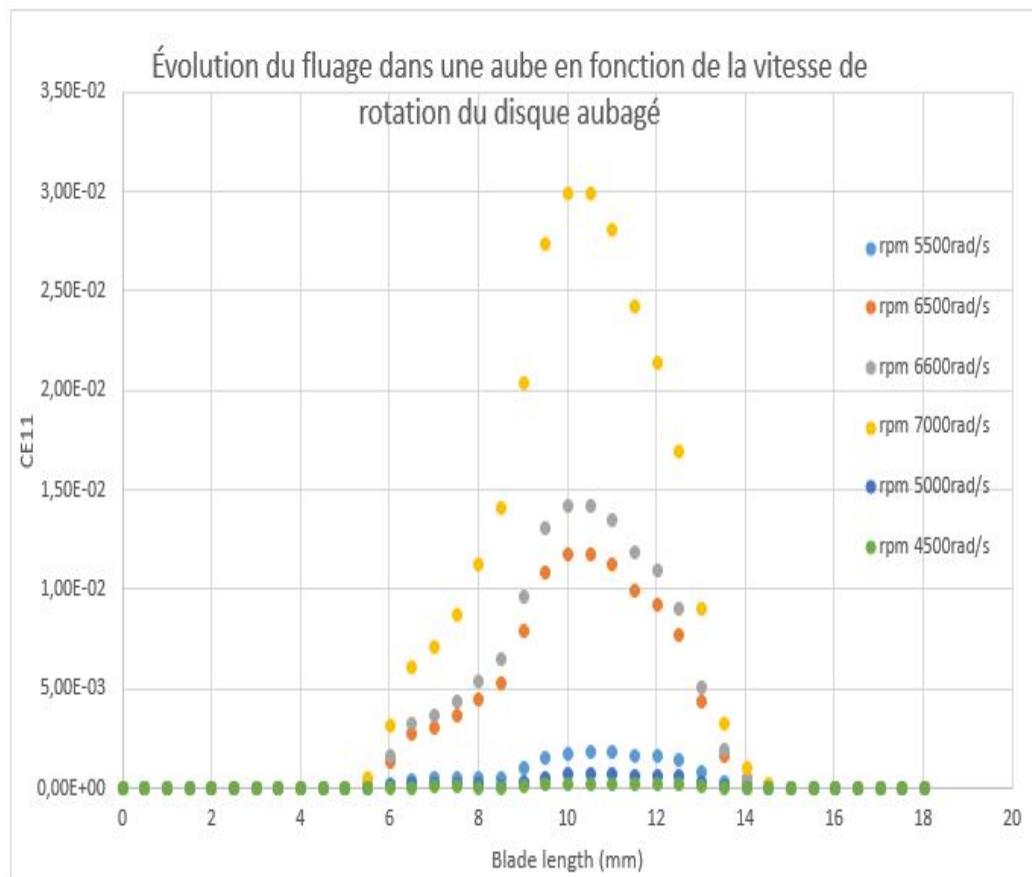


Figure 80: Évolution de la fluage en fonction de la vitesse de rotation

La contrainte et la température sont les variables principales pour la déformation de fluage. La vitesse de rotation entraîne des contraintes centrifuges sur l'aube et le disque qui conduisent à se déformer au contact entre eux et également à la déformation de fluage. Le coefficient  $n$ , toujours positif, entraîne une augmentation de la déformation de fluage en fonction de l'augmentation de la vitesse de rotation. Les vitesses de rotation maximales affecteront directement l'allongement radial de l'aube et du disque. En raison de la présence d'une déformation de fluage, l'allongement conduit à une irréversibilité (zone plastique) en modifiant les dimensions de manière permanente. Les premières déformations de fluage associées à ce phénomène se situent dans la partie la plus sollicitée thermomécaniquement et génèrent une diminution de section par effet poisson sur l'arc considéré.

L'objectif est de limiter les allongements radiaux car la déformation maximale par fluage ne doit pas dépasser 2%. On peut voir qu'après 5000 h, on a encore une déformation de fluage maximale de 2% si l'on considère la vitesse de rotation

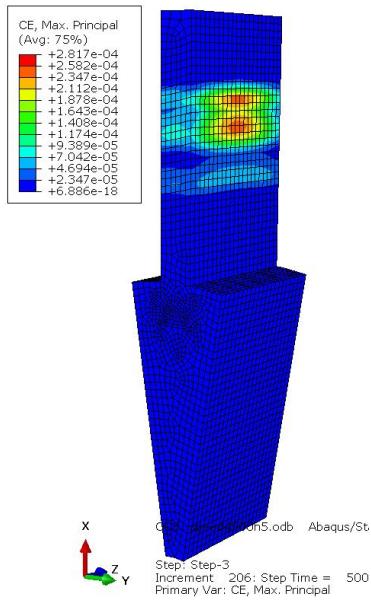


Figure 81: Déformation par fluage à 4500rad/s

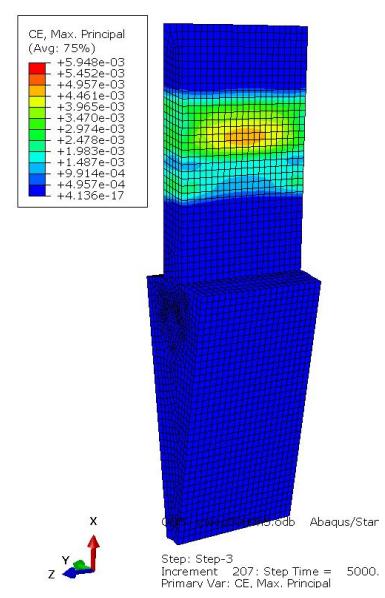


Figure 82: Déformation par fluage à 6000rad/s

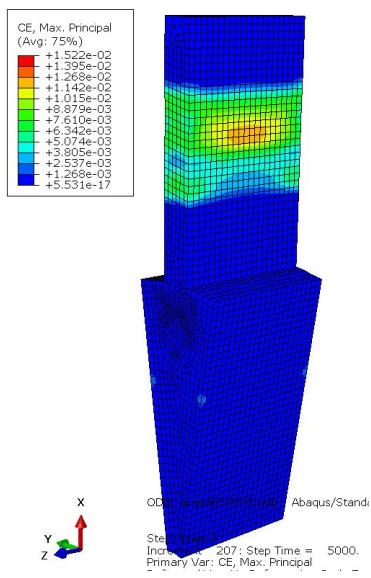


Figure 83: Déformation par fluage à 6500rad/s

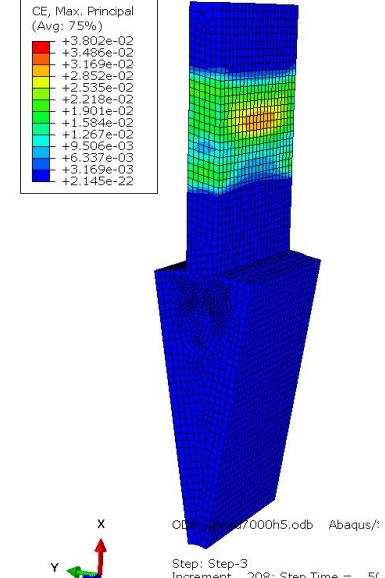


Figure 84: Déformation par fluage à 7000rad/s

de 5500rad/s. Ce maximum se situe dans le quart de l'aube à partir de la pointe. Une autre simulation est effectuée avec différentes vitesses de rotation et trace la courbe comme indiqué dans figure 80. Ces paramètres sont utiles pour déterminer les températures et les vitesses de rotation qui vont affecter les déformations de fluage de plusieurs ordres de grandeur. Ces deux ensembles de données sont définis plus précisément sur des plages de températures plus larges et plus détaillées, ce qui entraîne moins d'interpolations.

## 6 Analyse thermique

### 6.1 Phénomènes physiques

Les phénomènes physique qui agissent sont la conduction, dans toute la turbine, et la convection, sur la partie exposée à l'écoulement, la surface de l'aube. Pour étudier le problème thermique on a donc divisée la turbine dans ces deux domaines de aube et de disque. Dans l'aube, on s'attende que la température en surface soit plus élevée que dans l'écoulement, à cause de la stagnation adiabatique sur le bord d'attaque du profil. Cette augmentation de température peut être partiellement récupérée sur le profil, à cause de l'effet isolante bénéfique de la couche limite, mais il s'agit d'un effet limité, qui ne peut pas, dans aucun cas, conduire à une température surfacique de l'aube inférieur à celle de l'écoulement. Cette réalité est bien montrée dans la simulation STAR CCM+, conduite sur un profil aérodynamique générique, avec un angle d'attaque de 4°. Dans le disque, on s'attende la présence

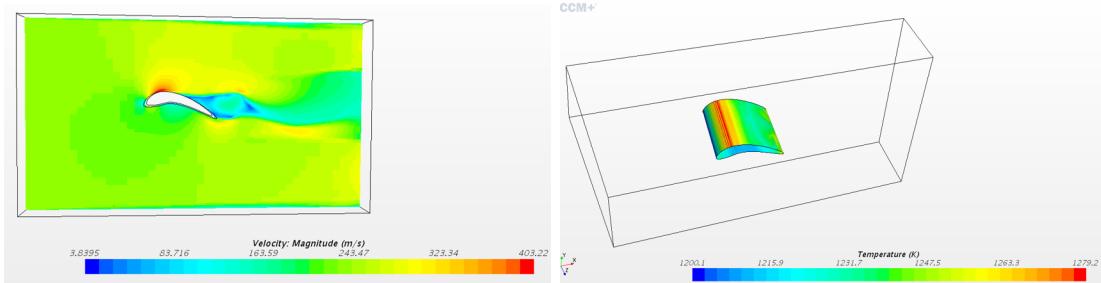


Figure 85: Vitesse de l'écoulement sur le profil.  
Figure 86: Température sur le profil. Couche limite.

de la conduction seule. En étant le disque un cylindre, sa résistance thermique a été modélisée comme une résistance thermique cylindrique, les détails du quels seront expliqués dans la section dédiée. Cette résistance dépends inversement de la conductivité thermique du matériau, qui à son tour dépend de la température du matériau lui-même.

### 6.2 Paramètres concentrés

La première solution considérée pour modéliser la température dans la section vertical de l'aube était la résolution de l'équation de Fourier:

$$-kt\nabla^2T + 2h(T - T_A) = 0$$

$$T_{\text{boundary}} = f$$

qui permet de prendre en compte la conduction, dans le premier terme, où  $k$  est la conductivité matériau,  $t$  est l'épaisseur et  $\nabla^2T$  le laplacien de température.  $T_{\text{boundary}}$  est la condition limite de température, donc une condition de Dirichlet non homogène; mais elle pourrait être substitué par une condition de Neumann, s'il faut. La convection, par contre, est prise en considération dans le deuxième terme, où  $h$  est le coefficient d'échange de convection forcée;  $T - T_A$  la différence de température

---

entre la paroi et l'écoulement; et le coefficient 2 prends en compte les deux cotés de l'aube, qui correspondent au dos et au ventre du profile aérodynamique. Le coefficient  $h$ , à son tour, pouvait être modélisé en fonction de les caractéristiques de la couche limite [12]:

$$h = \frac{k}{x} Nu$$

où  $k$  est la conductivité matériau,  $x$  la position normalisée sur la corde et  $Nu$  est le nombre de Nusselt, calculé comme suive:

$$Nu = 0.0296 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}}$$

dans un régime laminaire, et:

$$Nu = 0.664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$$

en régime turbulent, où  $Pr = \frac{\nu}{k}$  et  $Re = \frac{cv}{\nu}$ , étant  $\nu$  la viscosité cinématique de l'écoulement,  $c$  la corde du profile et  $v$  la vitesse de l'écoulement. Mais ça était peu pratique, à cause de la non connaissance de la couche limite, le profil aérodynamique n'étant pas choisi dans ce projet. On a donc choisi de ne pas modéliser mathématiquement la couche limite, mais seulement dans Star CCM+. Ce que a été choisi à la fin, c'est l'utilisation de paramètres concentrés, sans couche limite. L'absence de la couche limite implique que la température sur la surface de la pièce soit la même que dans l'écoulement, ou au pire, qu'elle soit la température de stagnation. Les paramètres concentrés prévoient que la température dans la pièce étudiée soit instantanément égale, pour chaque instant, à celle sur la surface. Cette théorie peut être appliquée sur les pièces pour lesquelles la conductivité prévaut sur la convection. Cette prévalence est quantifiée par le nombre de Biot,  $Bi = \frac{hc}{k}$ . La théorie est applicable si  $Bi < 1$ , et ça c'est le cas pour une pièce métallique très mince, comme cette aube. L'adoption de cette théorie permet donc de supposer que la température d'un point dans l'aube dépende seulement de la température et vitesse de l'écoulement, qui à leur tour dépendent seulement de la position radiale sur l'aube, car la chambre de combustion est axisymétrique.

### 6.3 Conduction dans l'aube

L'aube est aussi objet à la conduction. Pour modéliser ce phénomène, elle a été modélisée comme une résistance thermique linéaire. Avant de descendre dans les détails, on expliquera que c'est une résistance thermique. Lorsqu'on modélise un problème thermique, on cherche la température des points du domaine et le flux de chaleur transmis. En comparant la différence de température entre ces deux points à une différence de tension électrique et le flux de chaleur à une courant électrique, on définit la résistance thermique entre deux points comme si elle fût une résistance électrique.

$$\Delta T = RQ$$

, comme

$$\Delta V = RI$$

. Et donc

$$R = \frac{\Delta T}{Q}$$

et

$$Q = \frac{\Delta T}{R}$$

. ça permet de calculer le flux de chaleur transmis par conduction par une pièce de température connue. En sachant que les parois à contact avec l'écoulement voient la chaleur entrante, et seulement la paroi de contact avec le disque voit une chaleur sortante, la chaleur transmise au disque par l'aube vaut  $Q = \frac{\Delta T}{R}$ . Il faut savoir que la méthode des résistance thermique est applicable à toutes les modalités de transmission de la chaleur: la conduction, la convection et le rayonnement. Il existent des formules pour chaque modalité et géométrie de transmission, mais les deux qui intéressent ce cas sont la résistance conductrice linéaire et la conductrice cylindrique. Il est possible de démontrer que la résistance linéaire, qui modélise cette aube, vaut:

$$R_{lin} = \frac{L}{kA}$$

, où L est la distance entre les deux points dans la pièce, A la section de la pièce, et k la conductivité.

## 6.4 Résistances cylindriques

Le flux de chaleur transmis par l'aube va arriver au disque à travers l'interface entre les deux matériaux différents. Cette interface, à cause des aspérités microscopiques de les pièces, va constituer une résistance plus élevée pour à la transmission de chaleur. Elle va donc être modélisée comme une autre résistance, qui ait une conductivité plus petit. Pour respecter les données expérimentales regards ce type des turbines, cette conductivité artificielle a été choisi telle que la température baissât de  $50^{\circ}C$  en la traversant. On peut démontrer que la formule pour une résistance thermique cylindrique est:

$$R_{cyl} = \frac{\ln \frac{r_{ext}}{r_{int}}}{2\pi k L}$$

, où L est la hauteur du cylindre. Le cylindre et cette interface ont été modélisées comme des résistances cylindriques. De que on attende un grosse excursion thermique entre les rayons extérieur et intérieur du disque, et la conductivité elle même dépende linéairement de la température, il faut l'exprimer comme  $k(T) = aT + b$ . Dans le système:

$$\begin{aligned} \Delta T &= RQ \\ R &= \frac{\ln \frac{r_{ext}}{r_{int}}}{2\pi k L} \\ k(T) &= aT + b \end{aligned}$$

en substituant, on obtient:

$$\frac{a}{2}T_{ext}^2 + bT_{ext} = \frac{a}{2}T_{int}^2 + bT_{int} + Q \frac{\ln \frac{r_{ext}}{r_{int}}}{2L\pi}$$

---

Une formule qu'on peut aussi appliquer sur le domaine discrétisé, pour obtenir la courbe de température dans tout le disque. Le résultat final présente ce profil de température sur la turbine:

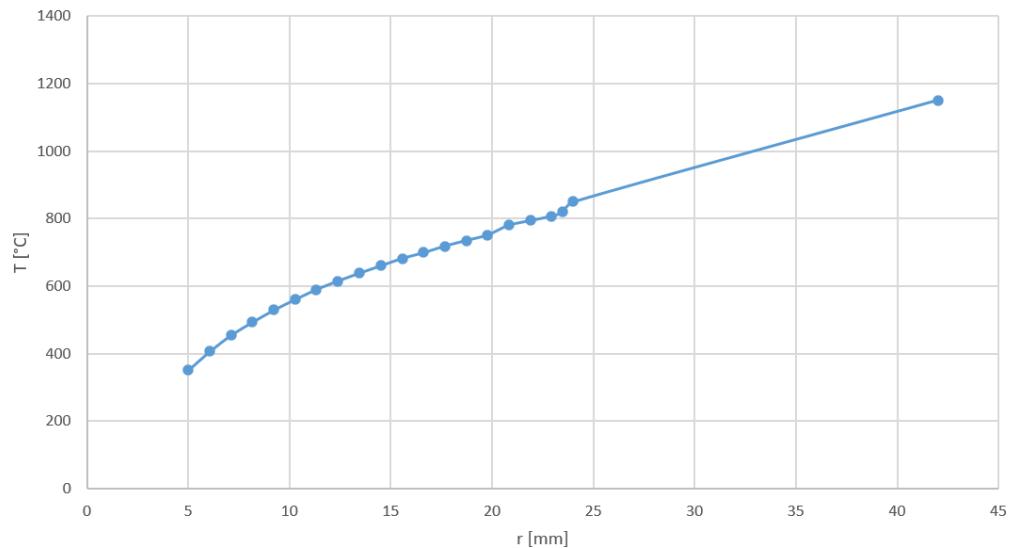


Figure 87: Température vrai sur la turbine complète.

---

## 7 Produit fini

### 7.1 Spécifications définitives

Les spécifications opératoires de la turbine validée sont les suivantes:

Grandeur	Valeur	Comparaison année précédente
Longueur d'aube au régime	18 mm	+64%
Vitesse nominale	6250 rad/s	—
Vitesse <i>never exceed</i>	6600 rad/s	+20%
Puissance nominale	2954W	+68%
Durée de vie	5000 h	—
Allongement fin de vie	2,1 mm	—
Masse	0,232 kg	—

L'allongement des aubes est possible car un écart est laissé entre le point des aubes et l'enveloppe de la turbine. Cet intervalle est rempli par un matériau abradable, qui est progressivement enlevé pendant le fonctionnement et empêche l'écoulement de contourner l'aube, en perturbant la veine fluide et en réduisant la puissance extraite.

Pièce	Matériau courant	Matériau ancien
Aube	CMSX4+	CMSX4
Disque	N18	Inconel718

Point	Température maximale
Point d'aube	1150 °C
Base d'aube	800 °C
Disque extérieur	800 °C
Disque interieur	300 °C

Les améliorations atteintes par rapport à l'année précédente descendent toutes de l'attention à deux éléments: l'approche système et la justification de non conformités entre les simulations numériques et les résultats expérimentaux. L'approche système a obligé les deux équipes, structurale et énergétique, à se confronter constamment et à orienter les choix du projet, ayant le but de projeter et étudier un système réellement fonctionnant. Cet approche a amené notamment à plusieurs compromis: le premier, sur la longueur des aube: elles auraient pu être bien plus longues, du point de vue structural, mais ça était en conflit avec les contraintes en dimensionnement de la chambre de combustion. Le deuxième, bénéfique pour le projet structural, sur la température: la température de l'écoulement a été discuté et concordée de façon de permettre à la turbine de tourner à une vitesse satisfaisant pour la production de la puissance envisagée. Cet approche système a aussi amené à adopter des démarches de *best practices* industrielles, comme la choix d'un facteur de sûreté, ou la distinction entre vitesse maximale et nominale et le calcul de mesures à température ambiante,

---

pour encadrer le projet dans un contexte plus réaliste. Le dernier aspect à reconduire à l'approche système est l'intérêt pour la multi physique du problème, notamment avec une première prise en compte approchée de l'aérothermique. La justification des non conformités a par contre permis de étudier les artefacts numériques, comme par exemple la déformation excessive en fluage, due à l'interpolation insuffisante des données matériau, ayant le but de valider une vitesse de rotation plus élevée de laquelle de l'année dernière. On trouve donc que augmenter la vitesse et la longueur des aubes devient possible, et la puissance produite à vitesse nominale est bien plus élevée, pas seulement que laquelle à vitesse maximale de l'année précédente, mais aussi que la puissance cible de 2500W.

## 7.2 Calcul de la dilatation thermique

Toutes les mesures mentionnées pour la turbine la regardent à température de régime, qui reste donc entre le 300°C et le 1150°C. La turbine étant fabriquée à température ambiante, ses dimensions pourront être très différentes des celles de régime. Pour les récupérer, une procédure de calcul de dilatation thermique a été devisé en Abaqus: la turbine, à dimensions et températures de régime, est soumise à un changement de température jusqu'à 20°C, et elle se contracte. Les nouvelles dimensions sont donc obtenues. Ce type d'approche, qui part de la condition de régime pour retourner à celle de repos, a été inspiré par les problématiques qui sont, d'habitude, liées aux joints de turbine, entre disque et aube. Notamment, pendant l'expansion thermique, les deux matériaux, qui ont des coefficients de dilatation différents, peuvent, au niveau du joint, se compénéttrer, ou, au contraire, laisser du jeu ; dans le première cas, des contraintes vont s'ajouter à celles déjà présentes à cet endroit ; dans le deuxième cas par contre, des vibrations peuvent se présenter, et altérer la durée de vie de la pièce à cause des phénomènes de fatigue. Un étude approfondi des thématiques d'interaction à niveau des joints pourra être un développement futur intéressant, mais pour l'instant on souhaite simplifier le problème, et réduire, de plus que possible, l'intervention des phénomènes vibratoires et des contraintes additives. Cet approche « reversé » réponds donc à cette exigence.

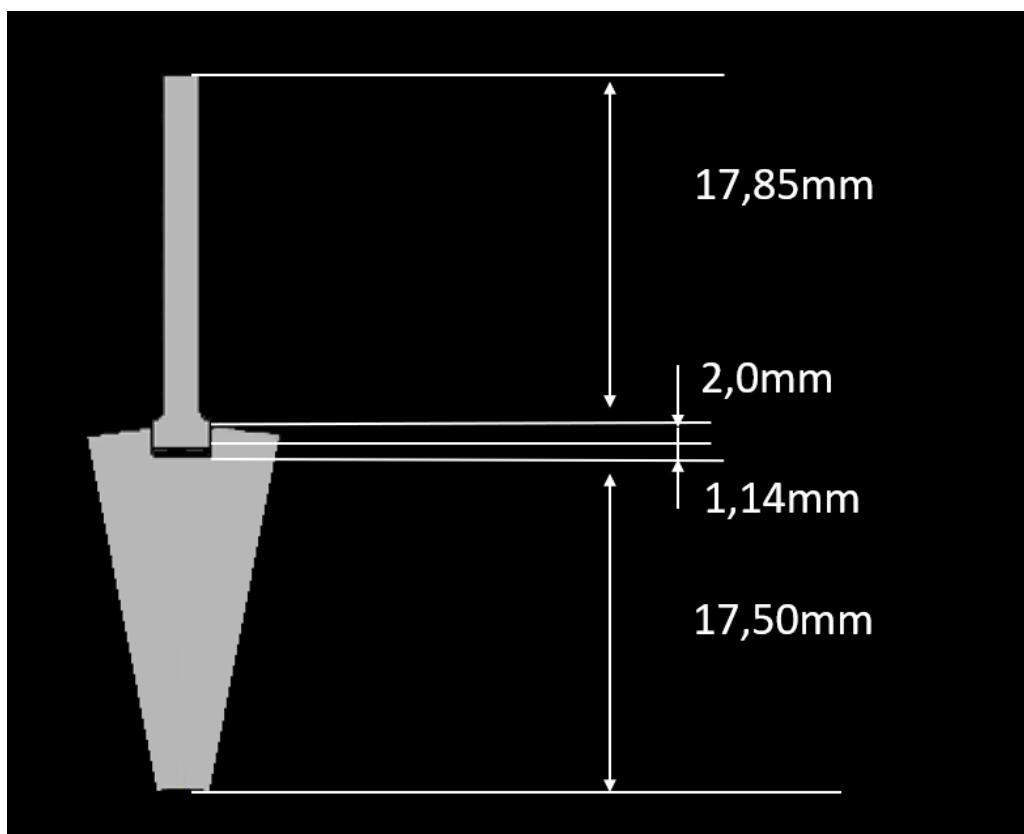


Figure 88: Mesures obtenus après contraction.

## 8 Développement futures

Dans une vision de continuation de ce projet, on souhaite suggérer des possibles développements futures:

- Améliorations structurales suggères.
- Projet aérodynamique de les aubes.
- Projet thermique de la turbine.
- Projet d'un logiciel intégré pour l'interface entre les différentes disciplines impliquées.

### 8.1 Améliorations structurales suggères

Les améliorations structurales suggères sont lesquelles qu'on aurait pu tester, dans un projet plus long ou approfondi. Elles sont:

- Allonger les aubes en proportion sur le diamètre totale. Préliminairement, il faudra éliminer la dépendance entre longueur des aubes et surface de sortie de la chambre de combustion, par le moyen de la choix d'une architecture du moteur adaptée.

- 
- Alléger le disque, en le faisant plus mince de les aubes elles mêmes.
  - Tester des solutions pour réduire les contraintes sur l'aube ou homogénéiser les champs de déformation en fluage dans l'aube; par exemple, en évaluant l'utilisation d'une section pleine au centre de l'aube et d'une section cave aux extrémités, ses bénéfices et ses limites.

## 8.2 Projet aérodynamique

Toutes les prévisions formulées sur la vitesse de rotation et, en conséquence, la puissance extraite, ont été faites à travers des hypothèses fortes, sans considérer dans les détails les phénomènes physiques à la base. Un projet aérodynamique sur cette turbine, la choix d'un profile, la discussion de la vitesse de rotation atteinte en fonction de les caractéristiques de l'écoulement en sortie de la chambre de combustion, la portance et la traîne produites. La choix d'un profile et l'étude aérodynamique pourront aussi bénéficier les études thermiques de conduction.

## 8.3 Projet thermique

Les champs de température sur la turbine sont ce qui relie les deux âmes de ces projet, la partie combustion et la partie structurale: ils dépendent directement de la combustion, et ils activent directement le fluage. Comprendre la physique associée à ce problème, modéliser les champs de températures dans plusieurs façons différentes et avec des outils variés, notamment analytiques et numériques, pourrait permettre de optimiser la turbine du coté thermique, id est la rendre opératoire à des températures de plus en plus élevées.

## 8.4 Projet logiciel intégré

Un logiciel intégré, qui relie les coté structurale avec le coté énergétique, pourrait permettre la réalisation d'une vrai boucle d'optimisation multi physique, avec une possibilité d'automatisation. Dans le projet courant, du coté structure, on a choisi Python pour utiliser le même langage que l'équipe combustion, mais la connections des deux programmes n'a pas été effectuée; une des raisons étant l'absence de projet aérodynamique à relier physiquement les deux domaines.

---

## 9 Annexe A

Dans cette annexe, des morceaux du code Python, qui modélisent le production de puissance, sont présentés.

### 9.1 Calcul de la situation de l'année dernière

```
# mean radius; point of application of the force
def RefreshRME(turbine):
    turbine.rme = 0.5 * (turbine.rmax + turbine.rmin)
    return turbine.rme

# blade aerodynamic area
def RefreshBAA(turbine):
    turbine.baa = turbine.bl * turbine.bd
    return turbine.baa

# blade cross section
def RefreshBCS(turbine):
    turbine.bcs = turbine.bd * turbine.bw
    return turbine.bcs

# aerodynamic force on each blade
def RefreshFAB(turbine):
    turbine.fab = turbine.baa * turbine.alf
    return turbine.fab

# torque
def RefreshTRQ(turbine):
    turbine.trq = turbine.fab * turbine.n * turbine.rme
    return turbine.trq

# power extracted
def RefreshPWR(turbine):
    turbine.P = turbine.omega * turbine.trq
    return turbine.P

def StatusQuo(turbine):
    # adds derived parametres to ancient

    # [m2] – blade aerodynamic area
    turbine.baa = RefreshBAA(turbine)
    # [m2] – blade cross section
    turbine.bcs = RefreshBCS(turbine)
    # [m] – force point of application
```

---

```

turbine.rme = RefreshRME(turbine)
# [Nm] - torque
turbine.trq = turbine.P / turbine.omega
# [N] - aero force on each blade
turbine.fab = turbine.trq / (turbine.rme * turbine.n)
# [N/m2] - load factor
turbine.alf = turbine.fab / turbine.baa

return turbine

```

## 9.2 Calcul des nouvelles configurations

```

def IterativeErosion(ancient, P_target, speed, increment):
    eroded = copy.deepcopy(ancient)
    eroded.omega = speed

    while eroded.P < P_target:
        eroded.bl = eroded.bl + increment
        eroded.rmin = eroded.rmin - increment
        if eroded.rmin < eroded.screw:
            print('ERROR: you ran out of material.')
            break
        eroded.rme = RefreshRME(eroded)
        eroded.baa = RefreshBAA(eroded)
        eroded.fab = RefreshFAB(eroded)
        eroded.trq = RefreshTRQ(eroded)
        eroded.P = RefreshPWR(eroded)

    return eroded

def AudaciousDesign(turbine, increment):
    audacious = copy.deepcopy(turbine)
    audacious.bl = audacious.rmax - (audacious.screw + increment)
    audacious.rme = RefreshRME(audacious)
    audacious.baa = RefreshBAA(audacious)
    audacious.fab = RefreshFAB(audacious)
    audacious.trq = RefreshTRQ(audacious)
    audacious.P = RefreshPWR(audacious)

    return audacious

# main: ancient

```

---

---

```

# Data

ancient = Turbine()
#           - number of blades
ancient.n      = 20
# [W]       - power extracted
ancient.P      = 1757
# [m]       - blade length
ancient.bl     = 0.011
# [m]       - blade depth
ancient.bd     = 0.0105
# [m]       - blade width
ancient.bw     = 0.0025
# [m]       - turbine radius
ancient.rmax   = 0.042
# [m]       - disk radius
ancient.rmin   = 0.031
# [m]       - screw radius
ancient.screw  = 0.0045
# [rad/s]  - rotating speed
ancient.omega  = 5500
# [m/s]    - flow speed, min
ancient.vmin   = 110
# [m/s]    - flow speed, max
ancient.vmax   = 230

ancient = StatusQuo(ancient)

# how long should have the blades been in the ancient ,
# to make it extract 2500 W instead of 1757W?

P_target = 2500          # [W]
tol = 0.001                # [m]
speed = 5500
eroded = IterativeErosion(ancient, P_target, speed, tol)

# what is the maximum theoretical power that can be extracted
# leaving omega unchanged?

audacious = AudaciousDesign(ancient, tol)

from sys import ps2
def power(turbine, speeds, spans):
    p = turbine.bd * turbine.n * turbine.alf
    * (turbine.rmax - spans/2)

```

---

---

```

    * np.outer(np.transpose(spans), speeds)
    return p

pow_nom = power(eroded, 6250, 0.018)
print(pow_nom)

speeds = np.linspace(0, 9000, 60)
spans = np.linspace(0.00, 0.035, 60)
Z = power(ancient, speeds, spans)

# print(Z)
X, Y = np.meshgrid(speeds, spans)
fig = plt.figure(figsize=(6,6))
ax = plt.axes(projection='3d')
spa = [0.011, 0.018]
spe = [5500, 6250]
pows = [1757, 2954]
ax.plot(spe, spa, pows, 'ro', alpha =0.9)
ax.plot_surface(X, Y, Z, rstride=1,
cstride=1, cmap='viridis', edgecolor='none')
ax.set_title('power');
# ax.contour3D(X, Y, Z, 50, cmap='binary')
ax.set_xlabel('speed')
ax.set_ylabel('span')
ax.set_zlabel('power');
# ax.view_init(60, 60)

print(type(speeds))

```

### 9.3 Organisation en classes

```

# classes definition
@dataclass
class Turbine():
    def __init__(self):
        self.name = 'turbine'

@dataclass
class Blade():
    def __init__(self):
        self.material = 'CMSX4'

@dataclass
class Disk():
    def __init__(self):
        self.material = 'N18'

```

---

---

```

@dataclass
class Flow():
    def __init__(self):
        self.gas = 'hydrogen'

k_CMSX4 = 10
blade = Blade()
blade.k = k_CMSX4
eroded.blade = blade

# it depends from solution
k_N18_C = 15
disk = Disk()
disk.k = k_N18_C
eroded.disk = disk

interface = Disk()
eroded.interface = interface
interface_factor = 0.5
interface.thick = 0.001
interface.k = disk.k * interface_factor

flow = Flow()

```

## 9.4 Le coefficient d'échange convectif

```

def ForcedConvection(blade, flow, x, turbulent_transition):

    # controls
    if x > 1:
        print('Error: position x on chord should
              be normalized.\n')

    if turbulent_transition > 1:
        print('Error: turbulent transition point should
              be normalized. \n')

    # adimensional asymptotical values definition
    Re = blade.chord * flow.v / flow.ni
    Pr = flow.ni / blade.k

    if x < turbulent_transition:

```

---

---

```
Nu = 0.0296*Re**4/5*Pr**1/3

elif x >= turbulent_transition:
    Nu = 0.664*Re**0.5*Pr**0.33

h = (blade.k/x) * Nu

return h
```

## 10 Annexe B

### 10.1 Sélections de propriétés de matériaux

#### 10.1.1 Propriétés matérielles de CMSX 4+

La plupart des matériaux mono cristallins sont de nature anisotrope. Comme le CMSX 4+ est un mono cristal, nous avons choisi la propriété orthotrope dans le logiciel Abaqus. Les valeurs orthotropes sont obtenues par des données expérimentales et converties sous forme de matrice en utilisant le modèle comme indiqué ci-dessous. Ce modèle de matrice est très utile pour faire correspondre les colonnes de propriété Abaqus.

#### Defining orthotropic elasticity by specifying the terms in the elastic stiffness matrix

Linear elasticity in an orthotropic material can also be defined by giving the nine independent elastic stiffness parameters, as functions of temperature and other predefined fields, if necessary. In this case the stress-strain relations are of the form

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{1111} & D_{1122} & D_{1133} & 0 & 0 & 0 \\ & D_{2222} & D_{2233} & 0 & 0 & 0 \\ & & D_{3333} & 0 & 0 & 0 \\ & & & D_{1212} & 0 & 0 \\ & sym & & & D_{1313} & 0 \\ & & & & & D_{2323} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{Bmatrix} = [D^{el}] \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{Bmatrix}.$$

Figure 89: Matrice de rigidité orthotrope

#### 10.1.2 Propriété matérielle du N18

Le matériau N18 pour le disque est polycristallin et isotrope. Les valeurs de l'élasticité et du rapport poissons sont substituées dans la section des propriétés matérielles dans abaqus

## 10.2 Détermination des coefficients de la loi de fluage

Les propriétés de fluage des matériaux monocristallins CMSX4+ et polycristallins N18 sont obtenues à partir de données expérimentales et de revues scientifiques.

### 10.2.1 Coefficients de fluage du matériau CMSX 4+

En utilisant les données de fluage, nous avons tracé la courbe de la loi de puissance pour déterminer les coefficients de A et n de la loi de Norton.

Les courbes sont tracées pour différentes températures afin d'obtenir les valeurs de coefficients associés à des températures données.

L'identification des coefficients de norton peut aussi être faite en utilisant les données de  $\lambda$  et n. Les données sont obtenues du laboratoire Pprime.

---

A	n	m	T
1.00E-30	1	0	20
1.00E-27	1	0	600
2.48E-22	6.68	0	950
3.96E-18	5.83	0	1050
1.03E-13	1.94	0	1150
3.25E-11	3.15	0	1200
3.00E-10	8.23	0	1250

Figure 90: fluage data of cmsx4+

T°C	lambda
750	6643,18
800	4239,06
850	2815,26
900	1936,00
950	1410,66
1000	999,93
1050	713,93
1100	568,58
1150	433,88
1200	361,16
1250	280,13
N moyen	
7,13315	

T°C	lambda	N
750	3627,06	10,87
800	2597,29	10,02
850	1915,97	9,31
900	1450,48	8,70
950	1155,01	8,20
1000	887,59	7,71
1050	669,18	7,40
1100	583,40	6,96
1150	506,73	6,29
1200	401,87	6,64
1250	344,69	6,13

Figure 92: coefficients de fluage du CMSX4+(2)

Figure 91: coefficients de fluage du CMSX4+(1)

### 10.2.2 Coefficients de fluage du matériau N18

Comme pour le matériau CMSX 4+, les valeurs du coefficient de fluage des matériaux N18 sont tirées d'une revue scientifique. Les valeurs sont associées à des températures variant de 20°C à 800°C.

---

### **10.3 Coefficients thermiques des matériaux**

Le coefficient de dilatation thermique est un paramètre très important pour l’analyse du fluage qui permet de déterminer la dilatation pendant les conditions de travail à haute température. Les valeurs de dilatation thermique sont tirées des résultats expérimentaux de CMSX4+. Les valeurs de dilatation thermique alpha sont associées à la température et s’étendent de 20C à 1250C. Les deux matériaux CMSX4+ et N18 ont la même propriété de dilatation thermique de CMSX4+ en raison de données insuffisantes du matériau N18.

---

## References

- [1] O. Dessornes, S. Landais, R. Valle, A. Fourmaux, S. Burguburu, C. Zwyssig, and Z. Kozanecki. Advances in the Development of a Micro-Gas Turbine Engine at Onera. In *Volume 5A: Industrial and Cogeneration; Manufacturing Materials and Metallurgy; Marine; Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines*, page V05AT23A001, San Antonio, Texas, USA, June 2013. American Society of Mechanical Engineers.
- [2] W. P. J. Visser, S. A. Shakariyants, and M. Oostveen. Development of a 3 kW Microturbine for CHP Applications. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 133(4):042301, April 2011.
- [3] JeongMin Seo, Hyung-Soo Lim, JunYoung Park, Moo Ryong Park, and Bum Seog Choi. Development and experimental investigation of a 500-W class ultra-micro gas turbine power generator. *Energy*, 124:9–18, April 2017.
- [4] M L. BROWER. Ignition delay times of natural gas/hydrogen at elevated pressures. 2012.
- [5] N. Nouvet. Experimental and numerical studies of the fundamental flame speeds of methane/air and sungas (h<sub>2</sub>/co)/air mixtures. nouvet, n.
- [6] Progress towards a validated cantera-based turbulent flame speed solver. burke, e.
- [7] Bureau d'Étude. ISAE-ENSMA. Dimensionnement d'une microturbine à hydrogène.
- [8] Schreckling. Gas turbines for model aircraft.
- [9] Experimental data for cmsx4+. confidential.
- [10] Experimental data for n18. confidential.
- [11] Aubert and Duval. Alliage base nickel per72.
- [12] Guzovic et al. Generalized correlations for heat transfer determination in turbine cascades.