



**CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT D'UNE TURBINE DE
TESLA DE 250 W FONCTIONNANT DANS UN CYCLE
ORGANIQUE DE RANKINE POUR UNE CENTRALE SOLAIRE A
CONCENTRATION**

**MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU
MASTER EN INGENIERIE DE L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT
OPTION GENIE ENERGETIQUE ET PROCEDES INDUSTRIELS**

Présenté et soutenu publiquement le [16/10/2012] par

Eric Serge KENDA NITEDEM

Travaux dirigés par :

Dr-HDR Yao AZOUMAH, Enseignant chercheur Fondation 2iE

M. Arnaud JOURDAN, Ingénieur de recherche CIREA/FRANCE

Jury d'évaluation du stage :

Président : Dr Marie KACOU

Membres et correcteurs : Dr Daniel YAMEGUEU
Dr Moussa SORO

Promotion [2012-2013]

Conception et dimensionnement d'une turbine de Tesla de 250Wél fonctionnant dans un cycle organique de Rankine pour une centrale solaire à concentration

CITATIONS

« La souffrance est une école de sagesse »

Edouard KENDA

« Il n'est pas de problème qu'une absence de solution ne finisse par résoudre »

Henri QUEUILLE

« Si tu veux avoir la connaissance des choses, commence par leur détail et ne passe d'un détail à l'autre qu'après avoir bien fixé le premier dans ta mémoire »,

Leonardo. Da. Vinci.

"Exige beaucoup de toi-même et attends peu des autres.

Ainsi beaucoup d'ennuis te seront épargnés."

Confucius

DEDICACES

A mon bien aimé Papa qui nous a laissé, mon héros, à toi je dédie tous mes travaux

A ma tendre et très chère maman pour son inconditionnel soutien, ses précieux conseils et pour tous les sacrifices consentis.

A mes frères et sœurs, Roseline, Nadège, Carlos, Cyrille, Caroline, Derrick et Achille

A ma copine Zoé

REMERCIEMENTS

Avant tout développement sur cette expérience professionnelle, il apparaît opportun de commencer ce rapport par des remerciements à ceux qui m'ont beaucoup appris au cours de ce stage, et à ceux qui ont eu la gentillesse de faire de ce stage un moment très profitable.

Aussi, Je tiens à remercier dans un premier temps, toute l'équipe pédagogique de l'Institut International de l'Eau et de l'Environnement et les intervenants professionnels responsables de la formation d'Ingénieur pour avoir assuré la partie théorique de celle-ci.

J'exprime ma profonde gratitude à Mr Bruno BOUTEILLE et au Dr. Yao AZOUMAH pour le soutien, la confiance et la supervision qu'ils m'ont apporté tout au long de ce stage tant sur le plan éducatif que moral. Leurs conseils et leur bienveillance ont été d'un apport incommensurable tout au long de ma formation.

Je remercie également le Doctorant Arnaud JOURDAN pour son encadrement, son aide et ses conseils prodigués tout au long de mon stage. Arnaud a toujours su proposer des choix techniques et scientifiques à la résolution des problèmes que j'ai rencontrés. J'ai été très marqué par ses qualités humaines et professionnelles.

Je remercie spécialement Marie et Sylvain. Vous n'avez cessé de mettre tout en œuvre afin de faciliter notre intégration à SIREA et en France en général.

Je remercie tout particulièrement Mr Jacky ASENSIO pour son soutien tout au long de mon stage, pour nos échanges et ses conseils très enrichissants. Vous avez été un modèle de sagesse pour moi, merci pour tout.

Je remercie toute l'équipe de SIREA et tous les stagiaires présents ces six derniers mois, pour l'agréable et productive ambiance de travail qu'ensemble nous avons su créer.

Je remercie également mon camarade et ami Gabin avec qui j'ai passé ces six mois pour nos échanges très enrichissants.

Merci à ma famille et à mes amis pour leurs conseils et leurs encouragements.

RESUME

L'accès à l'énergie est une composante essentielle au développement économique et social de l'Afrique. Ce travail développe une nouvelle approche de conception des centrales de production d'électricité par l'utilisation de la turbine de Tesla sous un cycle organique de Rankine au R245fa. Le progiciel de dimensionnement de la turbine de Tesla mis en œuvre a permis d'obtenir un rendement isentropique de 87% pour une turbine de 250 W. L'intégration de la tuyère supersonique de Laval a permis d'améliorer le modèle physique pris en compte dans le progiciel. Des simulations des différentes géométries de la tuyère avec le logiciel Fluent ont permis de valider les hypothèses du progiciel, de mettre en évidence le profil conique de la géométrie cylindrique comme choix adéquat pour la turbine de Tesla. Une expérimentation de cette tuyère sous une pression de 4.5 bars à 60°C donne un rendement de 88% contre 90% obtenu par la simulation.

Mots Clés :

-
- 1 – Cycle organique Rankine**
 - 2 – Turbine de Tesla**
 - 3 - Tuyère**
 - 4 – Centrale à concentration**

ABSTRACT

Access to energy is an essential component of economic and social development of Africa. This work develops a new approach to plant design production of electricity by the use of the Tesla turbine in an organic Rankine cycle with R245fa. The software package for design the Tesla turbine implemented has achieved an isentropic efficiency of 87% for a turbine of 250W. The integration of the supersonic Laval nozzle has taken into account in the software to improve the physical model. Simulations of different geometries of the nozzle with FLUENT software were used to validate the assumptions of the software, highlighting the conical profile of the cylindrical geometry as appropriate for the Tesla turbine choice. An experiment of this nozzle at a pressure of 4.5 bars at 60 ° C gives an efficiency of 88% against 90% obtained by the simulation.

Key words:

1 – Organic Rankine cycle

2 – Tesla turbine

3 - Nozzel

4 – Concentrate solar plan

LEXIQUE

S : section (mm²)

T : température (°C)

P : pression (Pa)

v : vitesse relative (m/s)

E_c : énergie cinétique

H : enthalpie (kJ/kg)

Ma : nombre de Mach

ρ: masse volumique (kg/m³)

c₀: vitesse du son (m/s)

γ : rapport de chaleur massique

Q : débit massique (kg/s)

M : masse (kg)

V : volume (m³)

U : vitesse absolue (m/s)

N : nombre de tour (rpm)

C_p; C_v : chaleur massique à volume constant, pression constante (kJ/kg/°C)

b : espacement des disque (mm)

r : rayon des disques (mm)

η : rendement (%)

u : énergie interne du fluide (J)

m_c : débit massique entre deux disques successifs (kg/s)

m : mécanique

μ : viscosité cinématique (m²/s)

is : isentropique

éle : électrique

Θ : angulaire

r: radiale

e : entrée

c : col

s : sortie

Conception et dimensionnement d'une turbine de Tesla de 250Wél fonctionnant dans un cycle organique de Rankine pour une centrale solaire à concentration

LISTE DES ABBREVIATIONS

CSP4AFRICA: Development of a Cost-effective, Modular and Dry Concentrating Solar Power for Africa: Design and Test of Components

WAPP: West African Power Pool

OMD : Objectif du Millénaire pour le Développement

LESEE : Laboratoire énergie solaire et économie d'énergie

SIREA : société d'ingénierie réalisation électricité et automatisme

KNUST: Kwame Nkrumah University of science and technology

ECREEE: Ecowas Centre for Renewable Energy & Energy Efficiency

ORC: Organic Rankine cycle

CSP: Concentratate solar plant

LES: Large Eddy Simulation model

RES: Reynolds Average Simulation model

OCDE: Organisation de coopération et de développement économiques

TIC: Truncage idéal contour

TOC: Trust optimized contour

GWP: Global warning potential

SOMMAIRE

CITATIONS	3
DEDICACES	4
REMERCIEMENTS	5
RESUME	6
ABSTRACT	7
LEXIQUE	8
LISTE DES ABREVIATIONS	10
SOMMAIRE	11
LISTE DES TABLEAUX	13
LISTE DES FIGURES	14
I. Introduction	16
1. Contexte	16
2. Problématique	17
3. Objectif et démarche.	18
4. Présentation de la structure d'accueil.....	18
II. Etude bibliographique	20
1. La turbine de Tesla.....	20
a) Description et principe de fonctionnement.....	20
b) Analyse comparative de la turbine de Tesla et des turbines conventionnelles.	22
2. La tuyère	23
a) Fonctionnement de la tuyère	23
b) Différentes configurations des tuyères	24
c) Dimensionnement des tuyères.....	25
3. Le cycle organique de Rankine	27
a) Principe de fonctionnement.....	27
b) Fluides organiques	28
4. Conclusion de l'étude bibliographique	29
III. Progiciel de dimensionnement de la turbine de tesla	31
1. Progiciel de dimensionnement de la tuyère.....	31
a) Modèle physique : étude analytique	31
b) Théorème d'HUGONIOT	32

c) Tuyère de Laval.....	33
d) Progiciel de dimensionnement de la tuyère.....	35
2. Progiciel de dimensionnement de la turbine	37
a) Modèle physique	37
b) Principe de fonctionnement.....	40
c) Application à la turbine de 250 W _{él}	40
IV. Modélisation et simulation de la tuyère.....	42
1. Fonctionnement d'ANSYS FLUENT	42
2. Modèle géométrique	43
3. Maillage	44
4. Modèle physique.....	45
a) Conservation de la masse	45
b) Conservation de la quantité de mouvement.....	46
c) Conservation de l'énergie.....	46
d) Loi d'état du gaz.....	46
e) Modèle turbulent	47
f) Conditions limites	47
5. Résultats.....	48
6. Conclusion des simulations.....	54
V. Etude Expérimental de la tuyère.....	56
1. Matériel et méthode	56
2. Résultats et analyses	58
3. Conclusions de l'expérimentation.....	59
VI. Conclusions Générale et perspectives.....	61
VII. Bibliographie	63
VIII. Annexes.....	65
Annexe 1 : Récapitulatif des performance de l'ORC.....	65
Annexe 2 : Organigramme du fonctionnement du progiciel de dimensionnement de la tuyère	66
Annexe 3 : Organigramme du progiciel de dimensionnement du rotor	67
Annexe 4 : Dispositif expérimental	68

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : tableau comparatif des différents profils avec la forme conique comme référence (Denton, 2007)	25
Tableau 2: résultats calcul pour la turbine de 100 W	36
Tableau 3: Données d'entrées de dimensionnement du rotor de la turbine	41
Tableau 4: Résultats de l'application pour la turbine de 250W	41
Tableau 5 : Paramètre du modèle géométrique	44
Tableau 6 : Conditions aux limites pour les simulations	48
Tableau 7: Résultats du maillage et résidus	48
Tableau 8 : Résultats des simulations	54

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Turbine de Tesla (TESLA, 1913)- Représentation schématique et coupes transversales	21
Figure 2 : Première turbine de Tesla conçue par SIREA	22
Figure 3:Tuyère de fusée.....	23
Figure 4:Ecoulement dans une tuyère (LALLEMAND, 1999).....	24
Figure 5 : Différentes configurations des tuyères : Conique, Bell, Spike (Denton, 2007)	25
Figure 6: Evolution réelle et isentropique du fluide dans une tuyère sur un diagramme h-s (LALLEMAND, 1999)	26
Figure 7: Configuration pratique d'une tuyère (LALLEMAND, 1999).....	26
Figure 8: Schéma de principe du fonctionnement d'un cycle organique de Rankine.	28
Figure 9: Diagramme T-S de quelques fluides organiques de type HFC.....	29
Figure 10 : Evolution du rapport de section (gauche), pression et vitesse dans un convergent et divergent (Poncet, 2012)	33
Figure 11: Régime de fonctionnement de la tuyère de Laval	34
Figure 12:schéma de la turbine de Tesla (Carey, 2010).....	37
Figure 13: Modèle section cylindrique (conique à gauche et parabolique à droite)	44
Figure 14 : Modèle section parallélépipédique (conique à gauche et parabolique à droite) ...	44
Figure 15 : Maillage section cylindrique (conique à gauche et parabolique à droite)	45
Figure 16 : Maillage section parallélépipédique (conique à gauche et parabolique à droite) ..	45
Figure 17 : Résidus du modèle cylindrique de profil conique	48
Figure 18 : Contour de vitesse / m/s (conique à gauche et parabolique à droite)	49
Figure 19 : Contour de vitesse / m/s (conique à gauche et parabolique à droite)	50
Figure 20 : Contour de vitesse au col / m/s (conique à gauche et parabolique à droite).....	50
Figure 21: Contour de vitesse au col / m/s (conique à gauche et parabolique à droite).....	51
Figure 22:Vecteur vitesse en sortie section conique /m/s	51
Figure 23 : Contour de pression / Pa (conique à gauche et parabolique à droite).....	53
Figure 24 : Contour de pression / Pa (conique à gauche et parabolique à droite).....	53
Figure 25 : Contour de pression au col / Pa (conique à gauche et parabolique à droite).....	54
Figure 26 : Bloc contenant la tuyère (gauche) et Conduite en PLA contenant la tuyère (droite)	56
Figure 27 : Boucle thermodynamique du dispositif expérimental	57

Conception et dimensionnement d'une turbine de Tesla de 250Wél fonctionnant dans un cycle organique de Rankine pour une centrale solaire à concentration

I. INTRODUCTION

1. Contexte

L'accès à l'énergie est une composante essentielle du développement économique, social, et politique. Il permet l'amélioration des conditions éducatives et sanitaires favorisant le développement individuel et participe au développement de l'activité économique. La production, la distribution et la gestion des ressources énergétiques est, par ailleurs, la clé de voûte de la préservation de l'environnement et fait partie intégrante de la solution pour poursuivre les objectifs d'un développement durable.

Avec 27%¹ d'accès à l'électricité ; l'Afrique sub-saharienne présente les taux d'électrification les plus faibles (41% en Asie du Sud, 87% en Amérique latine et en Asie de l'Est, 91% au Moyen Orient²).

L'électricité sur le continent est produite à 70% par des centrales thermiques (40% de charbon et 30% de gaz) et à 25% par des centrales hydrauliques. L'utilisation de l'énergie produite nécessite un réseau de transport adéquat (haute tension) et des services de distributions efficaces qui représentent encore plus de 80% du coût de l'électricité. La faible densité de population combinée à une prépondérance de la population rurale sont des contraintes majeures car elles rendent le développement des infrastructures d'électricité très onéreux et limitent les économies d'échelle. De plus, en raison du manque d'entretien, des branchements illégaux et de l'insuffisance des investissements, l'offre est peu fiable, comme en témoignent les fortes pertes du transport et de la distribution. L'étroitesse du réseau et son mauvais état général sont des problèmes d'autant plus difficiles à surmonter que les pays africains connaissent de fortes contraintes budgétaires. Le bois et ses dérivés constituent les sources d'énergie les plus utilisées par les ménages africains, surtout ruraux en raison de leur disponibilité et de l'absence de droits de propriété privée sur les ressources forestières, qui en font une ressource quasi gratuite au niveau individuel. Cependant, la disponibilité de la ressource diminue largement en raison de leur surexploitation et le faible rendement calorifique augmente de beaucoup le coût de son utilisation. Par ailleurs, les mauvaises conditions de combustion entraînent des dangers pour la santé des populations.

On observe également que les populations ont de plus en plus souvent recourt aux groupes électrogènes pour la production d'électricité. Cependant cette technologie présente de lourds

¹ D'après le rapport WOE 2012

² D'après le rapport de l'OCDE, Quatrième forum International sur les Perspectives Africaines organisé par la BAD et le Centre de Développement de l'OCDE, 2004.

inconvenients. En effet l'approvisionnement du groupe en carburant d'origine fossile a un fort impact sur l'environnement. Son prix représente une charge particulièrement importante pour les ménages

Face à ces constats, il apparait nécessaire, d'une part de décentraliser la production aux plus près des usagers afin de limiter le coût du kWh produit et, d'autre part, de mettre en œuvre des moyens de production limitant l'utilisation des énergies fossiles. Il s'agit de privilégier des solutions locales innovantes pour mettre à disposition des populations (en zone rurale) de l'énergie durable, abordable, fiable et efficace.

Le rayonnement solaire moyen annuel en Afrique s'étale entre 5 et 7 kWh/m², à égalité avec la péninsule arabique, le nord de l'Australie et le nord du Chili. Cependant, l'Afrique ne possède que 1.3 pour cent des capacités de production photovoltaïques mondiales. Une grande partie du continent (Maghreb, pays sahéliens, Australe) se trouve dans la ceinture solaire, recevant ainsi environ 2000kWh/m²/an d'énergie solaire potentielle. Le développement de technologies permettant de capter et de valoriser cette ressource représente une solution porteuse pour favoriser l'accès à l'énergie en Afrique et influencer un développement durable. Le LESEE et ses partenaires (SIREA, KNUST et ECREEE) développent depuis mars 2012 le projet CSP4Africa qui vise à promouvoir les technologies CSP (de type tour) pour l'électrification des zones périurbaines et rurales. L'un des enjeux du projet est la turbine, élément important dans les systèmes de production d'énergie électrique par les technologies CSP, en tant qu'unité de transformation de l'énergie du fluide en énergie mécanique. Cependant, la turbine représente 10 à 15% (TSUANYO, 2011) du coût des projets. Il est par ailleurs difficile de trouver sur le marché des turbines de petites puissances (inférieure à 10 kW) à des prix raisonnables (en moyenne 2,5 million de dollars pour 20kW). D'où la nécessité de réfléchir à une nouvelle approche de conception et à la possibilité d'utilisation d'autres types de turbine alliant coût réduit, performances et adaptabilité aux contextes et contraintes des pays africains.

2. Problématique

La production d'électricité se fait généralement (mise à part les centrales photovoltaïques) par un alternateur, entraîné par le mouvement rotatif d'une turbine et, dans de rares cas, par des moteurs Diesel. En fonction de l'importance des centrales de transformation et de la disponibilité de l'énergie, on a recourt aux turbines dites « conventionnelles » dont : les turbines à gaz pour les cycles de Joule-Brayton, les turbines à vapeur pour les cycles de Rankine, les turbines hydrauliques ou les turbines à vent pour les éoliennes. La complexité de

la fabrication de ces turbines due à l'utilisation de matériaux spéciaux (alliage Cr-Ni-Va) pour résister aux contraintes thermiques ; la complexité d'usinage des parties telles que les aubages qui nécessitent des moules spéciaux ; la difficulté de fonctionnement due aux vibrations engendrées par le changement brusque de la vitesse ou de la direction du fluide, s'ajoutent aux coûts élevés de fabrication. Compte tenu de ces contraintes importantes, de nouvelles approches s'imposent.

Au début du XX^{ème} siècle Nikola TESLA propose dans son brevet (Nikola Tesla, Turbine, U.S Patent No. 1061206, 1913) une turbine sans aubage qui apparait comme une solution aux difficultés liées à la conception, à la fabrication et au coût des turbines conventionnelles. A nos jours, peu de données utilisables sur cette turbine sont disponibles. En effet, son essor a été freiné, en partie par le développement des turbines à gaz pour l'aviation, utilisées pendant la Première Guerre Mondiale. La société SIREA apporte son expertise dans la fabrication et la caractérisation de cette turbine. Cependant des questions persistent :

- Comment fonctionne cette turbine et quelles sont ses caractéristiques principales ?
- Comment concevoir la turbine de Tesla ?
- Sur quels paramètres s'appuyer pour améliorer son fonctionnement et optimiser son rendement ?

3. Objectif et démarche.

L'étude porte sur la mise en œuvre d'un outil de dimensionnement de la turbine de Tesla. Il est question de :

- Faire une analyse bibliographique des travaux réalisés sur la conception d'une turbine de Tesla, de ses composantes et de son utilisation dans un cycle organique de Rankine.
- Faire ressortir les paramètres associés à son fonctionnement afin de proposer une méthode fiable de dimensionnement.
- Modéliser et simuler les éléments permettant d'optimiser son fonctionnement.
- Expérimenter les éléments simulés afin de valider les modèles et les méthodes proposées.

La démarche mise en œuvre pour atteindre les objectifs sera composée d'autant de parties que les objectifs fixés et définis l'organisation du rapport.

4. Présentation de la structure d'accueil

Notre stage a été effectué de janvier à juillet 2013 au sein de l'entreprise française SIREA (Société d'Ingénierie et Réalisation – Electricité et Automatismes), dans ses locaux situés en France, à Castres, dans la région Midi Pyrénées.

Créé en 1994 par Bruno BOUTEILLE, l'entreprise SIREA est reconnue pour son savoir-faire professionnel et son expertise technique en électricité, automatisme, électronique et informatique industriel. Son équipe de trente-deux personnes est composée en majorité d'ingénieurs et de techniciens expérimentés Elle est présente sur le continent africain à travers ses deux filiales SIREA-Maghreb à Casablanca (Maroc) et SIREA-Afrique à Ouagadougou (Burkina-Faso). L'activité principale de SIREA est la carte électronique sur mesure et le système de contrôle énergétique à distance. La deuxième activité est la fabrication et la conception de générateurs électriques qui mêlent énergies renouvelables et énergies conventionnelles. C'est dans le cadre dernière activité que notre stage s'est effectué, notamment sur la partie recherche et développement de nouveaux produits pour l'entreprise.

Les activités de SIREA sont réparties en cinq branches.

- **SIREA INDUSTRIE** assure tous les services relevant de l'électricité industrielle, de la fourniture à la distribution de l'énergie électrique.
- **SIREA CARRIERE** conçoit et réalise des installations complètes, de l'électrification à l'automatisation pour les mines et carrières.
- **SIREA ENERGIE** propose des solutions complètes dédiées au suivi photovoltaïque et au suivi d'énergie pour optimiser la performance énergétique des installations.
- **SIREA ENVIRONNEMENT** développe des produits et des solutions pour les métiers de l'eau et de l'environnement.
- **SIREA SANTE** conçoit des solutions prenant en compte les exigences particulières des environnements médicaux et pharmaceutiques.

Ces branches gravitent autour du bureau d'étude pour la conception des systèmes (automatisme, informatique, électricité industriel, énergie renouvelable) et de l'installation et la maintenance (atelier de câblage, installation sur site et assistance technique).

La société SIREA assure la qualité de ses services à travers des partenariats (Membre de l'alliance Schneider), des certifications (certification MASE, ISO 9001 et Qualifelec E3 AUT) et la formation continue de ses employés

II. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1. La turbine de Tesla.

Il est question de passer en revue les résultats importants de la littérature et des travaux de recherche effectués sur la turbine de Tesla afin de déboucher sur un modèle analytique.

a) Description et principe de fonctionnement

Nikola Tesla était un ingénieur, docteur et inventeur né en Croatie. Il a énormément contribué à l'avancé scientifique et technologique notamment par ses travaux sur le champ électromagnétique permettant la distribution et la génération d'énergie électrique par courant alternatif. Il présenta en 1913 un de ses travaux portant sur la conception d'une turbine particulière par son principe, afin de pallier aux difficultés de fabrication des turbines conventionnelles : la turbine de Tesla ou encore «boundary layer turbine», «cohésion type turbine» ou « Prandtl layer turbine ».

Les différentes appellations de cette turbine font allusion au fait que son fonctionnement est basé sur le principe d'adhésion d'un fluide visqueux s'écoulant entre deux disques parallèles. L'énergie contenue dans le fluide est transférée comme suit :

- **Injection** : dans un premier temps un transfert interne de l'énergie du fluide (enthalpie totale) composé principalement de ses formes cinétiques et potentielles de pression va s'opérer, l'énergie de pression va être transmis ou convertie en énergie cinétique.
- **Production d'énergie mécanique** : l'énergie totale étant majoritairement cinétique, elle va progressivement être transmise à son tour par adhésion du fluide aux disques. En effet pour un fluide réel l'écoulement au voisinage de la paroi (couche limite) crée une force de pression due à sa viscosité qui s'oppose au mouvement du fluide, permettant ainsi un entrainement des disques dans un mouvement de rotation qui ; à son tour est transmis par l'arbre.
- **Ejection** : le phénomène est l'opposé du premier. Le fluide entre dans une chambre d'échappement afin d'être éjecté hors de la machine.

La turbine de Tesla a la particularité de pouvoir fonctionner avec différents types de fluide de travail (RICE, 1965) : de la vapeur, de l'air, de l'eau, des gaz de combustion, et des fluides organiques, comme nous le verrons par la suite. La première turbine conçue par Tesla était composée de 25 disques de 0.8 mm d'épaisseur en acier dur trempé avec respectivement 450 mm de diamètre et 80 mm d'épaisseur (TESLA, 1913). La figure 1 montre son architecture. Elle fut fabriquée pour fonctionner avec de la vapeur d'eau pour une puissance de 200 chevaux. Le fluide à la possibilité d'entrer en B ou B' suivant le sens dans lequel on souhaite

la faire tourner.

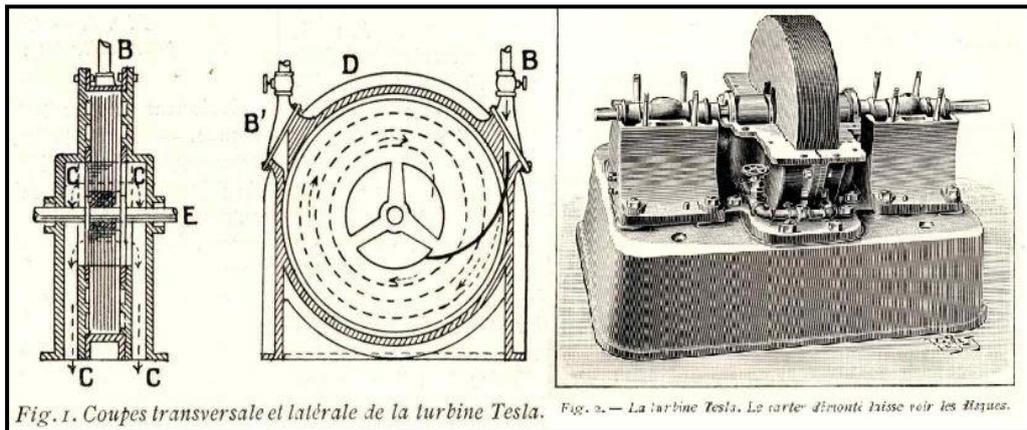


Figure 1: Turbine de Tesla (TESLA, 1913)- Représentation schématique et coupes transversales

Les premières études disponibles et utilisables sur la turbine sont celles menées par Rice en 1965. Ses essais portaient sur plusieurs modèles dont le premier avait 178 mm de diamètre, 9 disques de 3.46mm d'épaisseur et 1,6 mm d'espacement entre les disques. Cette turbine avait une puissance de 1,2 kW avec un rendement de 23,2% et fonctionnait avec de l'air à 8,6 bar pour une vitesse de rotation de 10000 tr/min. Elle fut testée avec une tuyère d'un angle de 15°. En 2010, Van P. développe un modèle analytique de la turbine permettant de calculer le rendement sous les mêmes hypothèses que Rice. Les résultats du modèle montre que pour une vitesse de sortie de tuyère majorée à 130%, les rendements obtenus sont pratiquement les mêmes que ceux de Rice, il en conclut que la tuyère utilisée par Rice était plus performante que celle qu'il utilise dans son modèle (tuyère sonique). Rice conclut également que pour améliorer le rendement de la turbine de Tesla il faut augmenter le rapport de pression.

La société SIREA a, depuis 2009, monté sur un banc de test un prototype de la turbine de Tesla. Les premiers essais ont donné un rendement de 5% pour de l'air à 4 bar sur une turbine composée de 8 disques. Le diamètre extérieur des disques était de 7,4 mm pour 3.9 mm de diamètre intérieur avec un espacement de 0,7 mm entre les disques. La conduite d'injection utilisée permet d'avoir, d'après les simulations faites sous *fluent*, une vitesse de 175 m/s en entrée de rotor. Une seconde turbine plus grande fut montée. Elle dispose de quatre injecteurs et produit plus de 500 W avec un rendement de 35%. d'après les expérimentations menée par Arnaud JOURDAN.

La figure ci-dessous nous donne un aperçu de la première turbine.

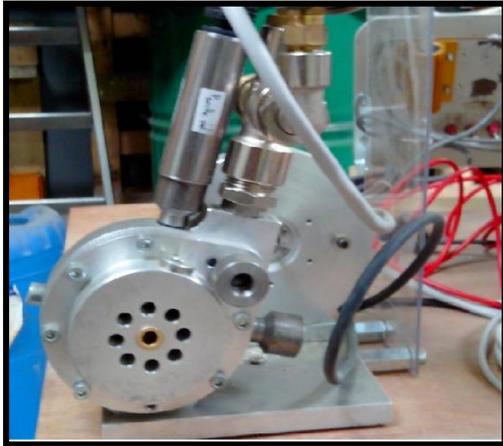


Figure 2 : Première turbine de Tesla conçue par SIREA

b) Analyse comparative de la turbine de Tesla et des turbines conventionnelles.

Il est question dans cette partie de mettre en exergue les principaux avantages de la turbine de Tesla et de les comparer aux turbines conventionnelles sur le marché.

- **La simplicité de fabrication** : l'énergie mécanique produite dans les turbines conventionnelles résulte du choc ou de l'action de la vapeur sur les ailettes. Ses chocs répétés causent l'usure et implique un entretien permanent des machines. En outre la conception et construction et l'implantation de ses ailettes est très complexe, ce qui n'est pas le cas pour la turbine de Tesla.
- **Le fluide de travail** : les turbines conventionnelles sont conçues pour fonctionner avec un fluide précis, ce qui n'est pas le cas pour la turbine de Tesla. En effet elle est capable de fonctionner avec différents fluides tels que l'air, l'eau, la vapeur, les fluides organiques.
- **Son utilisation** : La turbine de Tesla peut également être utilisée comme pompe, compresseur.
- **La nuisance sonore** : l'absence de choc dans la turbine de Tesla entraîne un fonctionnement quasi silencieux de la machine.
- **Son efficacité** : les premiers essais menés par Tesla présentent un rendement maximum de 95%. Les turbines conventionnelles ont des rendements compris entre 80% et 95%. Ces chiffres montrent que la turbine de Tesla peut rivaliser avec les autres. Il faut cependant noter que ces valeurs de Tesla n'ont pas encore été validées. L'un des objectifs de ce travail sera d'apporter un peu plus de précisions sur la question.

- **Economique** : en dehors des disques et de la tuyère qui nécessitent une technologie métallurgique particulière, le coût devrait être relativement bas en comparaison aux turbines conventionnelles dont le coût est impacté par la maintenance et les organes tels que les ailettes et les échangeurs.
- **Son impact sur l'environnement** : l'intégration de la turbine de Tesla dans les systèmes de récupération de chaleur est un atout majeur pour la valorisation de l'énergie basse température et la production d'électricité donc de la cogénération. Elle permet également de valoriser la chaleur des centrales solaires à concentration comme nous le verrons dans la suite de ce document. Tous ces aspects permettent de réduire les émissions de CO₂ générées par les technologies conventionnelles de production d'énergie.

Malgré tous ces constats, le développement de la turbine de Tesla n'a pas pu se faire pour des raisons technologiques et géopolitiques. Plusieurs difficultés telles que le manque de données précises et fiables sur son fonctionnement entravent l'essor de cette technologie.

2. La tuyère

a) Fonctionnement de la tuyère

Les tuyères sont des dispositifs utilisés pour de multiples applications, entre autre dans l'aéronautique pour la conception des fusées, des avions de combat et des turbines. La conception de tuyère pour les turbines fera l'objet d'une partie de notre travail. Mais qu'est-ce qu'une tuyère ? Quel est son principe de fonctionnement et comment la conçoit-on ?



Figure 3:Tuyère de fusée

Une tuyère est un organe mécanique passif qui met en communication deux réservoirs à des pressions différentes et dont le profil doit permettre un écoulement adiabatique réversible (au moins théoriquement) (REIJASSE, 2007). Son profil doit donc être tel qu'il habille exactement la veine d'écoulement. Ainsi, par exemple, si la pression varie dans la tuyère de la valeur P initiale à une valeur nulle dans le sens de l'écoulement, il faut que le profil soit convergent, puis divergent et que la section de sortie soit infinie. La section d'entrée sera elle-

même infinie si la vitesse d'entrée est nulle. La variation de section permet de transformer l'énergie totale contenue dans un fluide (enthalpie) en énergie cinétique. Dans le cas des turbines conventionnelles, elles sont surtout utilisées pour orienter le fluide vers le rotor. On retrouve différentes formes de tuyère en fonction du besoin, les convergentes, divergentes ou une combinaison des deux premières. La figure ci-dessous donne un aperçu de l'écoulement dans le cas général et dans une turbine. Dans les turbines à gaz ou à vapeur, les tuyères sont les canalisations entre les aubages.

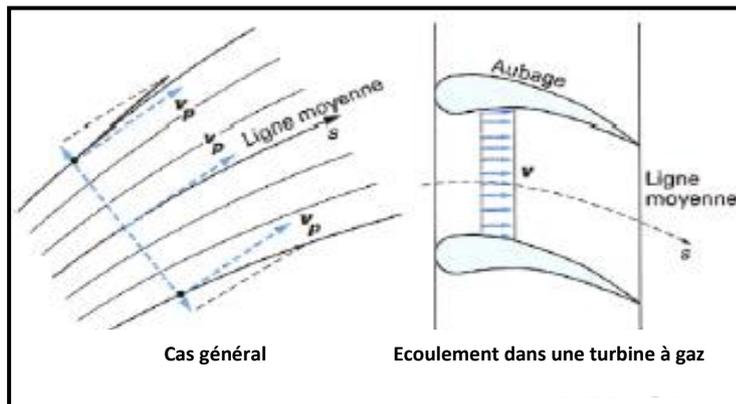


Figure 4:Écoulement dans une tuyère (LALLEMAND, 1999)

Les tuyères les plus utilisées sont celles qui admettent des taux de détente inférieurs au seuil sonique, elles sont alors appelées tuyères de Laval. D'après Denton, le rapport de détente entre le réservoir et la sortie est un paramètre important qui définit la vitesse maximale atteinte par le fluide, d'où la notion d'écoulement supersonique donnant lieu à des nombres de Mach supérieur à 1.

b) Différentes configurations des tuyères

Plusieurs configurations de tuyères permettent une conversion de l'énergie de pression en énergie cinétique, les plus connues sont :

- **La tuyère conique.**

La forme du divergent de cette tuyère est conique. Elle a la particularité d'avoir un rapport de pression constant. A cause de sa forme, elle est plus longue car les angles du convergent et du divergent sont fixes. De ce fait, elle est plus facile à concevoir et à usiner. (cf. figure 5)

- **La tuyère Bell (parabolique)**

Elle a un contour de forme curviligne, ce qui lui permet d'avoir une meilleure efficacité de conversion que la tuyère conique. Elle est également plus courte mais est cependant plus difficile à usiner, donc plus coûteuse. Il existe plusieurs variantes de cette tuyère en fonction de l'application souhaitée (cf. figure 5).

- **La tuyère Plug (Bouchée)**

Ce dernier type est le plus souvent utilisé dans l'aéronautique. La tuyère Plug est caractérisée par son point d'expansion adaptable. Elle a l'avantage de s'ajuster avec l'altitude par modification de sa section de sortie afin de produire un taux de compression optimal (pression de sortie égale à la pression extérieure) contrairement à la tuyère conique et celle de Bell, qui sont conçues pour avoir un taux de détente maximal. La figure 5 (troisième et quatrième schéma à partir de la gauche) en donne un aperçu. Le fluide passe dans la partie grise dans le sens de flèches verticales, en fonction de l'altitude la section de sortie diminue par déduction du diamètre D_p dans le sens des flèches horizontale.

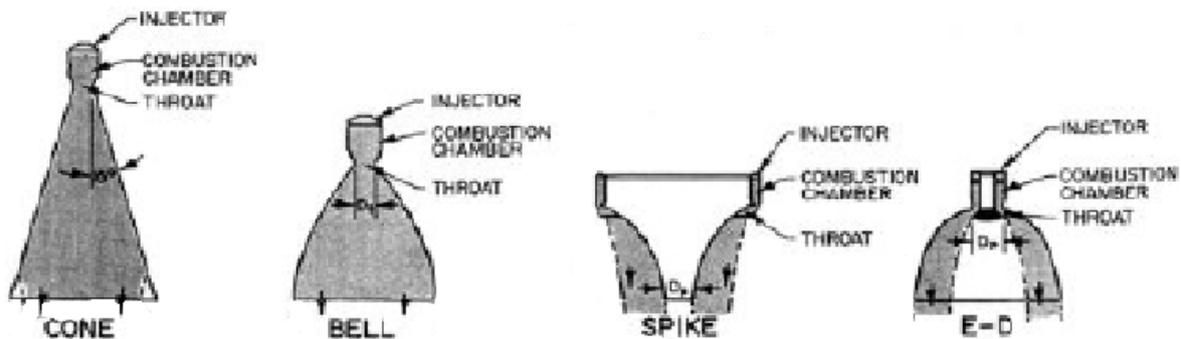


Figure 5 : Différentes configurations des tuyères : Conique, Bell, Spike (Denton, 2007)

Le tableau 1 résume les paramètres significatifs sur les profils des tuyères présentées ci-dessus.

Caractéristiques	Conique (référence)	Parabolique	Section variable
Longueur divergent %	100	74,2	41,4
Longueur totale %	100	78	51
Diamètre de sortie %	100	100	100 à 103

Tableau 1 : tableau comparatif des différents profils avec la forme conique comme référence (Denton, 2007)

c) Dimensionnement des tuyères

En pratique il existe une différence entre le débit réel et le débit calculé. Cela est dû au fait que, si l'écoulement est adiabatique, il n'est par contre pas réversible donc pas isentropique. Etant donné que les tuyères sont conçues pour augmenter au maximum l'énergie cinétique du fluide, le rendement se définit par le rapport entre l'énergie cinétique réelle et l'énergie cinétique isentropique. Il est compris entre 90 et 95% (LALLEMAND, 1999) et s'écrit:

$$\eta = \frac{(\Delta E_C)_{réelle}}{(\Delta E_C)_{Isentropique}} = \frac{\Delta h_{réel}}{\Delta h_s} = \frac{V_{2réel}^2}{V_{is}^2} \quad (1)$$

La figure suivante permet de voir l'évolution du fluide dans la tuyère. Le fluide entre à la pression P_1 et devrait se détendre jusqu'à la pression P_2 de façon isentropique. Cependant

compte tenu des irréversibilités et des pertes thermiques, la transformation s'arrête à la même Pression P_2 mais à enthalpie h_{2a} inférieure à celle de la détente isentropique.

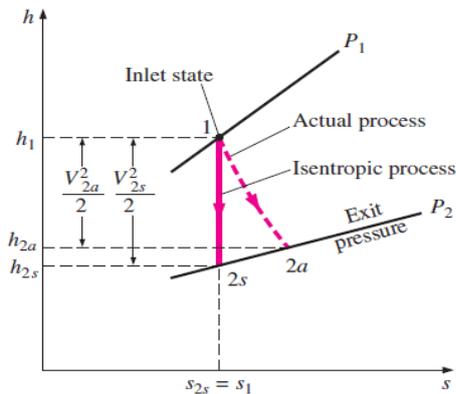


Figure 6: Evolution réelle et isentropique du fluide dans une tuyère sur un diagramme h-s (LALLEMAND, 1999)

Historiquement les tuyères qui occupaient les moteurs des première fusées étaient à faible rapport de section et possédaient généralement un divergent conique de demi-angle d'environ 15° (REIJASSE, 2007), dans le cas des turbines ce demi angle est compris entre 3° et 7° , la hauteur de la section varie peu dans le sens de l'écoulement avec une section droite de forme rectangulaire (LALLEMAND, 1999). *Les Techniques de l'Ingénieur* proposent comme dimensionnement standard les valeurs de la figure 7

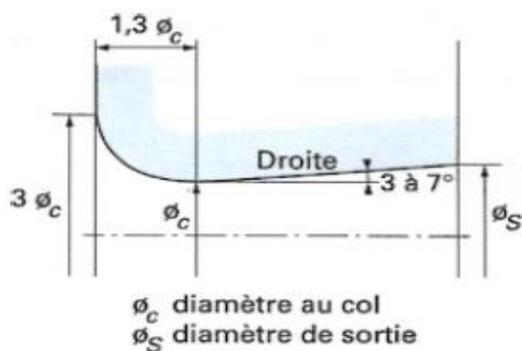


Figure 7: Configuration pratique d'une tuyère (LALLEMAND, 1999)

Le développement d'outils et méthodes pour la conception des tuyères s'est accéléré vers le milieu du XX^e siècle avec le lancement de la fusée allemande V 2. Ces outils permettaient principalement de réduire la longueur du divergent tout en s'efforçant de réduire les irréversibilités telles que les ondes de chocs et les phénomènes de décollement afin de produire un écoulement uniforme et de qualité. Les paramètres suivants vont être le fil conducteur de cette conception.

- La section (cylindrique ou parallélépipédique), de la tuyère joue un rôle très important.
- Une large gamme de nombre de Mach afin de produire un écoulement supersonique
- Le profil : parabolique ou conique.

De façon générale, il existe trois méthodes permettant de concevoir le profil des tuyères :

- La méthode des caractéristiques.
- La méthode TIC (Trucage Ideal Contour) : la famille des tuyères conçues par cette méthode est dite idéale et tronquée. Le demi angle du divergent est compris entre 15° et 20° et donnerait de meilleures performances (REIJASSE, 2007)
- La méthode TOC (Trust Optimized Contour) : Dans cette méthode, le profil est défini par une parabole.

Les tuyères TOC sont plus courtes et sont caractérisées par un rapport de section plus élevé pour augmenter la vitesse d'éjection des gaz. Ceci se traduit par un angle maximal au divergent. Son évolution est plus rapide que dans celle des tuyères TIC ce qui implique des variations de courbure plus importantes dans la tuyère TOC au début du divergent.

3. Le cycle organique de Rankine

Les technologies de récupération de chaleur peuvent jouer un rôle clé dans la réduction de la dépendance aux combustibles fossiles et répondre aux besoins énergétiques futurs.

Les cycles organiques de Rankine offrent une solution abordable à la production d'électricité par les énergies renouvelables et à la récupération d'énergie fournissant ainsi une énergie supplémentaire d'où une augmentation du rendement et une diminution de la quantité de CO₂ produit par kWh.

a) Principe de fonctionnement

La transformation d'énergie thermique en énergie mécanique ou électrique en fonction de l'usage final passe généralement par des cycles de transformation thermodynamique. L'un des plus connus est le cycle de Rankine qui tient son nom du physicien William Rankine.

La vapeur d'eau traditionnellement utilisée dans les centrales thermiques à vapeur est remplacée dans l'ORC par un fluide organique c'est-à-dire issue de la chimie du carbone. Ce fluide circule en circuit fermé et est préchauffé en plusieurs étapes. Il est dans un premier temps pompé, puis vaporisé par une source de chaleur. La vapeur est ensuite détendue dans une turbine pour produire de l'énergie mécanique qui sera transformée en électricité par un alternateur. Après la turbine, une partie de l'énergie est récupérée pour préchauffer le fluide avant vaporisation. Le fluide est enfin condensé pour retrouver son état liquide initial puis pompé à nouveau pour recommencer le cycle. On peut augmenter la température de condensation pour faire de la cogénération.

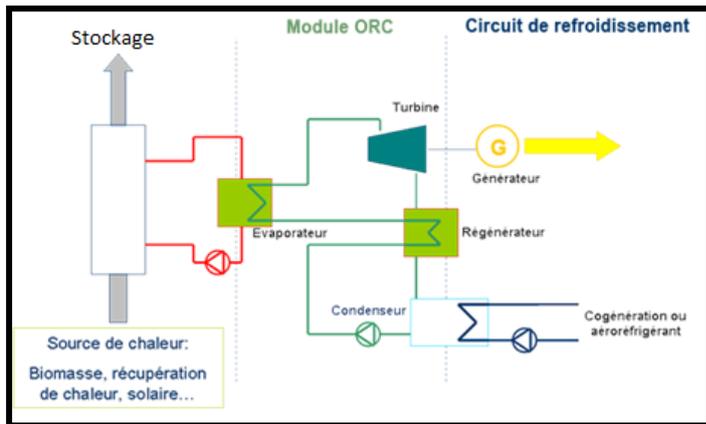
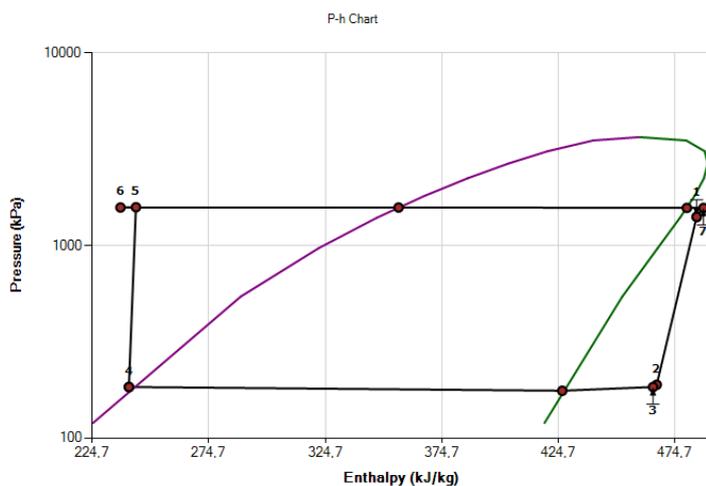


Figure 8: Schéma de principe du fonctionnement d'un cycle organique de Rankine.

L'intérêt de l'utilisation d'un tel cycle vient du fait que le cycle classique ne permet pas de récupérer de la chaleur basse température (inférieure à 300°C) de façon performante. En effet, l'efficacité d'une machine ditherme est conditionnée par l'écart de température entre la source froide et chaude ce qui limite l'efficacité à celle d'un cycle idéal dit de Carnot. Les cycles organiques de Rankine ont des rendements qui tournent entre 5% et 20% (ce qui est dû à la faible différence de température entre les sources).

Pour notre centrale, nous sommes partis d'une source chaude qui est de l'air à 250°C et 1 bar généré à partir d'une centrale cylindro-parabolique. Cette chaleur est récupérée par de l'eau sur échangeur à plaque de 5.8 kW_{th} qui échange avec notre fluide de travail le génétron 245fa. Le fluide de travail récupère la chaleur de l'eau à 105°C et 15 bars pour la détendre dans la turbine de Tesla. Une fois détendu, le fluide est condensé à 2.6 bars et 32°C pour être ensuite pompé et renvoyé à l'évaporateur. Le rendement thermique du cycle en régime permanent est de 6%. Le diagramme H-s suivant présente les résultats de la simulation de notre cycle.



b) Fluides organiques

La génération d'électricité à partir de source thermique basse température est possible grâce à

l'utilisation de fluide organique dont la propriété principale est de se vaporiser à basse température permettant ainsi une exploitation de la chaleur. Les fluides organiques sont issus de la chimie du carbone. De nombreux fluides sont potentiellement utilisables dans un ORC, pour s'adapter au mieux à la température de la source chaude. On retrouve entre autre :

- Les réfrigérants : ils sont utilisés généralement pour des sources à basse température (<150 °C).
- Les hydrocarbures : ils sont utilisés pour la valorisation des sources à moyenne température (150 °C-250°C).
- Les siloxanes : Ce sont des fluides carbonés possédant un ou plusieurs atomes de silicium. Leur utilisation est préconisée pour des sources chaudes avec des températures supérieures à 250°C.

Les fluides organiques sont des fluides dits « séchant » contrairement à l'eau qui est dit « mouillant ». La courbe de saturation dans un diagramme T-S est orientée vers la gauche ce qui leurs permet en permanence de finir la détente à l'état de gaz. Cela augmente la durée de vie de la turbine et diminue le coût de la maintenance.

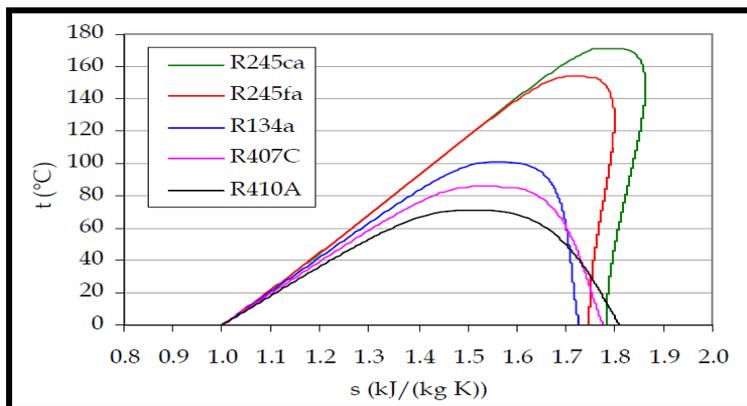


Figure 9: Diagramme T-S de quelques fluides organiques de type HFC

On peut aisément voir sur la figure ci-dessus que les fluides R245fa et R245ca sont plus séchant que les autres.

Dans le cadre de notre travail, notre choix s'est porté sur le R245fa. Ce fluide est de la famille des HFC (hydrofluorocarbures) et en conformité avec le protocole de Montréal. Il possède un ODP (potentiel de destruction de l'ozone) nul et un GWP de 1050.

4. Conclusion de l'étude bibliographique

L'optimisation de la turbine de Tesla passe par celle de chacun de ses éléments constitutifs, donc de la tuyère et du rotor. La conception de la turbine ne peut se dissocier de celle de la

boucle thermodynamique, du fluide de travail, du cycle et des conditions de fonctionnement.

Ces éléments nous permettent de comprendre que :

- Comme l'a énoncé Rice, la conception d'une tuyère permettant d'avoir un écoulement supersonique en sortie permettra d'accroître le rendement de la turbine. Elle fera partie d'un point clé de notre travail.
- La mise en œuvre d'un modèle physique permettant de mieux représenter les phénomènes en présence dans le rotor nous permettra d'améliorer les résultats obtenus par les premières machines.

L'utilisation d'un ORC nous permet de dépasser les difficultés liées au fonctionnement d'un cycle de Rankine classique à savoir :

- La nécessité de posséder une source chaude à plus de 400°C pour obtenir une efficacité de cycle économiquement rentable.
- Un fonctionnement à des pressions supérieures à 40 bars qui obligent une surveillance permanente.
- La nécessité de mettre en place des auxiliaires coûteux comme les systèmes de déminéralisation.
- L'usure de la turbine à cause de la présence d'eau en fin de détente.

Ces conclusions sont le point de départ de notre travail et font office d'hypothèse.

III. PROGICIEL DE DIMENSIONNEMENT DE LA TURBINE DE TESLA

1. Progiciel de dimensionnement de la tuyère

Les fluides ont pour rôle de transporter l'énergie dans divers procédés. Il est alors essentiel de bien connaître les lois de la cinématique et de la dynamique des fluides. Dans de grands nombres de situations industrielles, des simplifications permettent de rendre compte de façon globale du fonctionnement du dispositif : l'étude monodimensionnelle en régime permanent. Ici, il est question de partir du modèle complet. Des hypothèses simplificatrices nous permettront d'obtenir les caractéristiques du fluide et les performances de la tuyère aux points singuliers, à partir des données sur la puissance de la turbine et des caractéristiques du fluide en entrée. Ceci afin de proposer un progiciel sur Excel permettant de calculer automatiquement la pression, la température, la masse volumique, la vitesse, le Mach et la section de la tuyère au col et en sortie.

Pour se faire, nous allons tout d'abord partir d'un modèle basé sur les équations de Navier-Stokes avec des hypothèses simplificatrices, afin de définir un modèle de variation de section en fonction des paramètres du fluide choisi.

a) Modèle physique : étude analytique

Afin d'établir les équations permettant de définir le profil de la tuyère, les hypothèses suivantes ont été prises en compte :

- **Ecoulement permanent** : aucune grandeur physique ne dépend du temps.
- **Ecoulement unidirectionnel** : l'écoulement est supposé se faire par tranches planes.
- **Fluide non pesant** : les problèmes à volume massique variable ne se posent pratiquement que pour les gaz à vitesse suffisamment élevée. Ce qui nous permet de négliger les forces de gravitation devant les forces de pression et les forces d'inertie.
- **Fluide parfait (non visqueux)** : à grandes vitesses et fort cisaillement. Il est légitime de négliger les forces de viscosité devant les forces d'inertie.
- **Ecoulement adiabatique** : il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur $Q = 0$.
- **Pas de réaction chimique.**

A partir des hypothèses ci-dessus, les équations suivantes ont été établies :

- **conservation de la masse**

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} + \frac{dv}{v} = 0 \quad (2)$$

- **équation de Barré de Saint-Venant**

$$\frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot v^2 = C^{cte} \quad (3)$$

- **équation caractéristique du fluide (gaz parfait)**

$$P = \rho r T \quad (4)$$

- **la loi thermodynamique de l'écoulement (isentropique)**

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = Cte \quad (5)$$

Ces équation nous donnent la loi « S = f(x) » de variation de la section de la Tuyère suivant un axe. Ce qui nous donne l'équation suivante pour deux sections droites S₁ et S₂.

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{M_1}{M_2} \left[\frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (6)$$

b) Théorème d'HUGONIOT

Ce théorème permet de caractériser l'évolution des vitesses v, sections S et pressions en fonction du nombre de Mach. Il s'écrit suivant les deux formulations suivantes :

- Relation entre dv et dS : En partant de l'équation de continuité, de la relation de Gibbs et de la formule de la vitesse locale du son dans la conduite, nous obtenons la première formulation de la relation d'Hugoniot :

$$\frac{dS}{S} + \frac{dv}{v} (M^2 - 1) = 0 \quad (7)$$

- Relation entre dv et dP : cette même équation peut se reformuler de la façon suivante :

$$-\frac{dP}{P} \frac{1}{M^2 \gamma} = \frac{dv}{v} \quad (8)$$

Des relations nous pouvons tirer les conclusions suivantes : dv et dP varient toujours en sens contraire, plus la vitesse augmente, plus la pression diminue et vice versa

- pour Ma < 1, la vitesse et la section varient en sens contraire
- pour Ma > 1, la vitesse et la section varient dans le même sens
- à Ma = 1 (dS = 0) correspond un extremum de la section. : minimum pour un convergent et maximum pour un divergent

La figure suivante résume les conclusions ci-dessus.

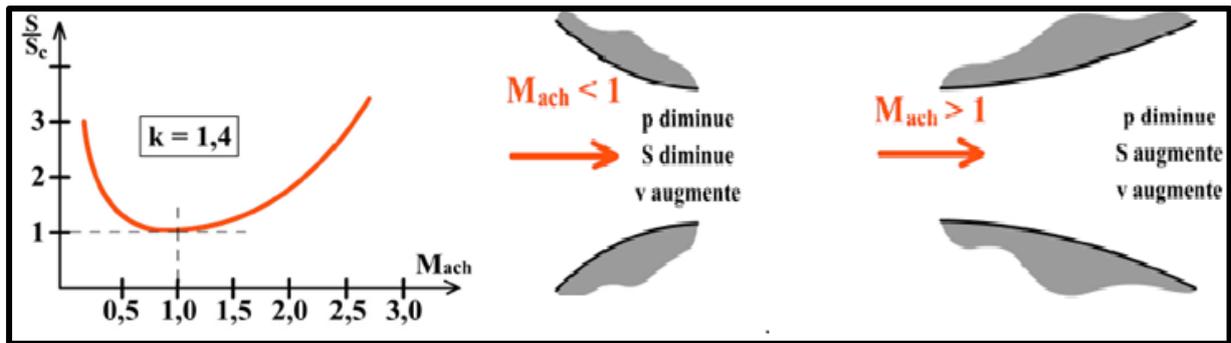


Figure 10 : Evolution du rapport de section (gauche), pression et vitesse dans un convergent et divergent (Poncet, 2012)

En prenant pour référence $Ma=1$, nous pouvons représenter le rapport S/S_c en fonction du nombre de Mach en sortie de la tuyère tel que décrit par l'équation (9) Cette courbe présente l'allure de la figure 10.

Des différentes formulations du théorème d'Hugoniot il découle que si nous souhaitons augmenter de façon significative notre vitesse il faut adopter une configuration convergent-divergent (THOMAS, 1999) Cette géométrie prend le nom de son inventeur : Tuyère de Laval.

c) Tuyère de Laval

La tuyère de LAVAL est constituée, en amont d'une partie convergente, et en aval d'une partie divergente, reliées entre elles par une section d'aire minimum dite section critique ou « col ». Elle porte le nom de son inventeur : le docteur et ingénieur Suédois Gustav de LAVAL qui l'a inventé en 1887 pour accélérer les gaz à l'entrée de la turbine à vapeur. Elle est très utilisée dans les moteurs de fusées, les avions de chasse, les turbines à vapeur et les turbines à gaz. Le dispositif permet d'accélérer la vitesse d'éjection du fluide à sa sortie, ce qui permet de produire des forces de poussées très importantes.

(1) Principe de fonctionnement

Le principe de fonctionnement de la tuyère de Laval se résume par la figure suivante.

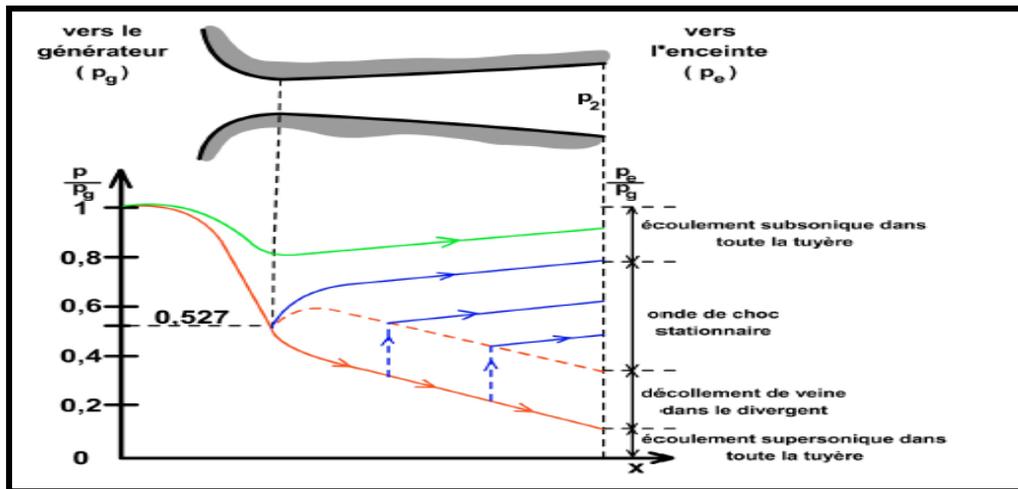


Figure 11: Régime de fonctionnement de la tuyère de Laval

En adoptant la notation suivante : P_g la pression en entrée, P_2 la pression en sortie de la tuyère, P_e la pression dans l'enceinte extérieure ; le taux de détente P_2/P_g et $\Delta P = P_e - P_2$, nous avons les différents régimes de fonctionnement suivant :

- La courbe en vert correspond à $P_2/P_g < 0,527$ dans ce cas la tuyère est dite non amorcée et l'écoulement est subsonique, elle fonctionne comme un venturi. Les gaz sont accélérés dans le convergent et décélérés dans le divergent.
- Les courbes en bleu correspondent à $P_2/P_g = 0,527$: le col est amorcé mais l'écoulement est subsonique.
- La courbe en rouge correspond à $P_2/P_g > 0,527$: la tuyère est amorcée et le divergent est supersonique.

La détermination des paramètres géométriques de la tuyère de Laval passe par la connaissance des paramètres du fluide. La taille de la tuyère est dictée par les conditions génératrices à savoir, température, pression et débit autorisé en amont du col.

On retient donc que la tuyère fonctionne dans de bonnes conditions lorsque la pression en sortie P_2 est égale à la pression extérieure P_e et l'évolution du nombre de Mach dans la tuyère est donc la suivante : inférieur à 1 dans la partie convergente, égal à 1 au col, supérieur à 1 dans toute la partie divergente ainsi qu'à la sortie de la tuyère.

- si $P_2 > P_e$, le jet se dilate à la sortie et crée une onde de dépression dont la vitesse est inférieure à celle du son en (2).
- $P_2 < P_e$, il se produit une onde de recompression à la sortie provoquant une élévation de la température.

(2) Conditions critiques

Le point de l'écoulement où $Mach = 1$ ($u = c$) est appelé point critique. Les caractéristiques du

fluide en ce point sont appelées caractéristiques critiques et sont notées, ρ_c , P_c , T_c , A_c . On peut les calculer à partir de l'état initial supposé connu. Il est à noter que, pour $M = 1$, la variation relative de vitesse ne peut rester finie que si $dA/A = 0$. A partir du théorème d'Hugoniot défini plus haut, on obtient les relations suivantes :

$$\frac{T_c}{T_g} = \frac{2}{1 + \gamma} \quad (9)$$

$$\frac{P_c}{P_g} = \left(\frac{2}{1 + \gamma}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (10)$$

$$\frac{\rho_c}{\rho_g} = \left(\frac{2}{1 + \gamma}\right)^{1/(\gamma-1)} \quad (11)$$

- **Vitesse limite**

Il existe une vitesse maximale pour l'écoulement, si on effectue la détente d'un gaz à la pression P à vitesse initiale nulle depuis un réservoir jusqu'au vide ($T_s=0$), nous obtenons la relation suivante :

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2\lambda P_0}{(\gamma-1)\rho}} = \sqrt{2C_p T_0} = \sqrt{2h_0} = c_0 \sqrt{\frac{2}{\lambda-1}} \quad (12)$$

Il est important de noter que cette vitesse maximale ne dépend que des conditions initiales.

- **Débit Critique**

C'est le débit au col dans les conditions critiques.

$$Q_m = \rho_c S_c v_c = \rho_0 S_c c_0 \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (13)$$

Ce débit d'étranglement ne dépend que des conditions initiales et de la section du col.

d) Progiciel de dimensionnement de la tuyère

(1) Principe de fonctionnement

Après avoir établi les équations qui régissent le fonctionnement d'une tuyère, il est question ici de les résoudre afin de dimensionner, à partir des informations sur le fluide et la turbine, la tuyère et les caractéristiques du fluide en sortie et au col.

- Dans un premier temps, C_p et C_v sont importés de la base de données NIST et des logiciels cool pack, Genetron properties pour générer des équations polynomiales du rapport C_p/C_v en fonction de la température et de la pression.
- Les données sont alors calculées et renvoyées dans une table qui affecte aux différentes parties de la tuyère (entrée, col, sortie) la valeur du rapport C_p/C_v correspondant à la pression et à la température définie.

- Nous faisons ensuite une interpolation pour avoir les valeurs exactes qui seront utilisées pour le calcul.
- Sachant que les équations permettant de calculer les paramètres du fluide sont déjà introduites dans la feuille, ils sont automatiquement calculés à partir d'une valeur fictive du rapport C_p/C_v .
- Dans le solveur nous imposons une valeur cible qui est la différence du rapport C_p/C_v fictif et calculé à partir des équations dans la table.

L'organigramme de l'annexe (2) donne une vue d'ensemble de l'enchaînement des étapes sachant que les données et les résultats se présentent comme suit :

- **Données d'entrées :**
 - Type et caractéristiques du fluide (Pression d'entrée et sortie, température d'entrée, masse molaire, enthalpie entrée et sortie)
 - Puissance de la turbine
 - Rendement de la turbine
- **Données de sortie :**
 - Vitesse (entrée, sortie et col)
 - Mach (entrée, sortie et col)
 - Section (entrée, sortie et col)
 - Pression et température du fluide (col et sortie)

(2) Application : cas de la turbine de 250 W au R245fa

Sachant que le but est de dimensionner une tuyère pour la turbine de 250 Wél, nous nous sommes fixés pour les besoins du calcul un rendement imposé à 45% pour la turbine. Avec comme fluide le R245fa, nous avons appliqué ces données à notre progiciel

Les résultats suivants ont été obtenus.

	Paramètres	Entrée	Col	Sortie
Fluide: Génértron	Débit massique / g/s	14	14	14
	Température / K	380	340	322
	Pression / bar	14,5	7,37	2,3
	Vitesse / m/s	12	164	271
	Mach	0,07	1	1,82
Tuyère	Section / mm ²	19	2,3	4,9

Tableau 2: résultats calcul pour la turbine de 100 W

On constate que la valeur de la section passe de 19 mm² en entrée pour finir à une valeur de 4,9 mm² en sortie en passant par une valeur de 2,3 mm² au col. Nous avons donc une conduite

convergente-divergente.

2. Progiciel de dimensionnement de la turbine

a) Modèle physique

Afin de mettre en œuvre notre progiciel, nous allons faire une étude analytique de la turbine partant des équations de continuité et conservation de la quantité de mouvement que nous allons écrire en coordonnée cylindrique. La figure 13 nous permet de visualiser les différents paramètres de notre turbine.

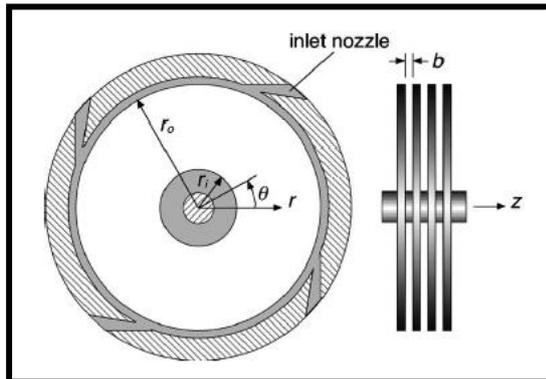


Figure 12:schéma de la turbine de Tesla (Carey, 2010)

Dans ce qui suit les hypothèses suivantes vont être adoptées :

- Écoulement laminaire
- Le débit est considéré sur les axes r et Θ
- Le champ d'écoulement est supposé radial
- Les effets du gradient de pression sont négligeables par rapport au moment angulaire
- Les composantes v_r et v_Θ du fluide sont considérées non visqueuses.

Avec ses idéalizations nous allons écrire les équations suivantes :

- **Continuité**

Lors de l'écoulement d'un fluide hors réaction chimique, la masse se conserve. Par conséquent un volume V fixe peut accumuler de la matière ou échanger avec l'extérieur mais ne peut pas en créer ni en détruire. L'équation bilan de masse d'un fluide ne comporte ni terme source ni puits. En prenant M la masse du volume V et ρ la masse volumique on écrit la conservation comme suit :

$$\frac{dM}{dt} = \frac{d}{dt} \iiint_V \rho dV = - \iint_S \rho v \cdot n dS \quad (14)$$

En coordonnées cylindrique nous avons donc :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (15)$$

En utilisant les hypothèses simplificatrices énoncées ci-dessus on obtient l'équation suivante :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r)}{\partial r} = 0 \quad (16)$$

- **Conservation de la quantité de mouvement**

Un fluide subit ou exerce une force extérieure, mais échange de la quantité de mouvement avec l'extérieur, de telle sorte que la somme de la quantité de mouvement (fluide + extérieure) reste constante. En considérant toujours notre volume de contrôle V, la quantité de mouvement P et $\sum F_{ext}$ les forces extérieures, et l'équation bilan s'écrit :

$$\frac{dP}{dt} = \frac{d}{dt} \iiint_V \rho \vec{v} dV = - \iint_S \rho v (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS + \sum F_{ext} \quad (17)$$

En coordonnées cylindrique nous avons donc successivement dans les directions r, Θ et z

$$v_r \frac{\partial(v_r)}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_\theta^2}{r} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial r} \right) + v_r \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{v_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \cdot \right\} + f_r \quad (18)$$

$$v_r \frac{\partial(v_\theta)}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} = \frac{1}{\rho r} \left(\frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + v_r \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} - \frac{v_\theta}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \cdot \right\} + f_\theta \quad (19)$$

$$v_r \frac{\partial(v_z)}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) + v_r \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \cdot \right\} + f_z \quad (20)$$

En utilisant les hypothèses simplificatrices énoncées plus haut on obtient les équations suivantes :

$$v_r \frac{\partial(v_r)}{\partial r} + \frac{v_\theta^2}{r} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial r} \right) + f_r \quad (21)$$

$$v_r \frac{\partial(v_r)}{\partial r} + \frac{v_r v_\theta}{r} = f_\theta \quad (22)$$

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) = 0 \quad (23)$$

En intégrant l'équation de continuité (26) on obtient $rv_r = constante$, nous avons alors l'expression du débit massique circulant entre deux disques qui s'écrit :

$$\dot{m}_c = 2\pi b v_r \rho \text{ avec } b \text{ l'espace entre deux disques successifs.}$$

Partant de l'équation de (25) la force de frottement suivant la direction Θ s'écrit

$$\tau_w = f \frac{\rho v_\theta^2}{2} \text{ avec } v_\theta \text{ la vitesse relative à la surface du disque définit tel que}$$

$\hat{v}_\theta = v_\theta - U$ et $U = r\omega$ ou ω représente la vitesse de rotation angulaire et U la vitesse tangentielle à la distance r du centre. En définissant les nombres adimensionnels suivants :

$$Re_c = \frac{12\hat{v}_\theta D_H}{\mu}; D_H = 2b$$

D_H étant le diamètre hydraulique et Re_c le nombre de Reynold

$$f = \frac{24}{Re_c}$$

$$f_\theta = -\frac{48\mu\hat{v}_\theta}{\rho D_H^2}$$
 avec μ la viscosité et f_θ le facteur de frottement suivant la direction θ

En remplaçant ces équations dans (25) on obtient l'équation différentielle suivante

$$\frac{d\hat{v}_\theta}{dr} = \left[\frac{48\pi\mu r}{D_H m_c} - \frac{1}{r} \right] \hat{v}_\theta - \frac{2U_o}{r_o} \quad (24)$$

avec r_o le rayon extérieur du disque.

Nous introduisons de nouvelles variables adimensionnelle à savoir :

$$\hat{W} = \frac{\hat{v}_\theta}{U_o}; \xi = \frac{r}{r_o} \text{ et } Re_m^* = (D_H / r_o) Re_m \text{ ou } R^*e_m \text{ est le nombre de Reynold modifié}$$

En substituant ces nombres à l'équation (xx) on obtient une nouvelle équation différentielle

$$\frac{d\hat{W}}{d\xi} = \left[\frac{48r}{Re_m^* \xi} - \frac{1}{\xi} \right] \hat{W} = -2 \quad (25)$$

Pour dimensionner la turbine, les paramètres ci-dessous devons être calculés et utilisés pour résoudre l'équation différentielle (27)

- m_c : débit massique entre deux disques
- r_i et r_o rayon des disques en entrée et sortie de la turbine que nous pouvons spécifier par $\xi = r_i/r_o$
- b : espacement entre deux disques que nous pouvons calculer à partir de $Dh=2b$ et R^*e_m
- $(v)_{r=r_o}$: la vitesse tangentielle à l'entrée du rotor qui nous permet de calculer $(W)_{r=r_o}$

Après résolution de l'équation (28) on obtient la solution suivante :

$$\hat{W} = \frac{e^{24\xi/R^*e_m}}{\xi} \left[\frac{R^*e_m}{24} e^{-24\xi^2/R^*e_m} + \left(\hat{W}_o - \frac{R^*e_m}{24} \right) e^{-24/R^*e_m} \right] \quad (26)$$

Cette solution nous permet de calculer les différents rendements de notre turbine comme suit

- **Rendement mécanique du rotor** : il représente la part d'énergie transférer au rotor

par le fluide

$$\eta_{rm} = \frac{v_{\theta 0} U_{\theta} - v_{\theta 1} U_i}{v_{\theta 0} U_o} = 1 - \frac{(W_i + \xi_i) \xi_i}{(W_o + 1)} \quad (27)$$

- **Rendement isentropique** : il représente la quantité d'énergie transformée par la turbine par rapport à l'énergie totale contenue dans le fluide en entrée de tuyère.

$$\eta_{is} = \frac{v_{\theta 0} U_{\theta} - v_{\theta 1} U_i}{\Delta h_{is}} = \frac{(W_o + 1) U^2_o - (W + \xi_i) \xi_i U^2_o}{\frac{\gamma}{(\gamma - 1)} RT_{nt} \left[1 - \left(\frac{P_i}{P_{nt}} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} \right]} \quad (28)$$

Il faut noter que pour notre modèle la vitesse du fluide à l'entrée du rotor est celle calculée par le progiciel. Le rendement de la tuyère étant calculé à partir de l'équation (1).

b) Principe de fonctionnement

Après avoir développé le modèle analytique permettant de dimensionner la turbine de Tesla, il est question maintenant de mettre en œuvre un progiciel permettant de faire les calculs afin de converger vers une solution optimale, celle pour laquelle le rendement isentropique est maximal. En effet, une fois que les données du fluide et la puissance de la turbine sont entrées, le progiciel calcul automatiquement les variables adimensionnelles de la turbine définies plus haut. Ces variables permettent de calculer la solution de l'équation différentielle afin de calculer le rendement isentropique ;

L'annexe (3) nous présente l'organigramme du progiciel de dimensionnement du rotor.

c) Application à la turbine de 250 W_a

Dans le cadre notre projet, il est question de dimensionner une turbine de 250 Wél. A cet effet nous avons utilisé notre progiciel afin d'obtenir les dimensions du rotor de la turbine. Les données d'entrées suivantes ont été prises en compte :

Données	
Puissance électrique / W	250
Rendement électrique	77%
puissance / W	330
gamma	1,28
Pression d'entrée / kPa	1500
Température d'entrée / °C	110
Température de sortie / °C	47

Pression sortie turbine / kPa	240
Pression sortie tuyère / kPa	216
Chaleur massique / J/kg	1411
Constance gaz / J/kg/K	62,05
Viscosité / Pa.s	1,35E-05

Tableau 3: Données d'entrées de dimensionnement du rotor de la turbine

Une fois les données introduites dans le programme, les résultats suivants ont été obtenus :

Paramètres turbine		Performances	
Vitesse sortie tuyère / m/s	272	Dhis / J/kg	37556
Vitesse sortie tuyère (is) / m/s	278	W"i	0,78
Rapport de détente (tuyère)	0,16	Travail mécanique / J/kg	32925
Rapport de détente (total)	0,14	Rendement (tuyère)	96%
Epaisseur du disque / mm	0,6	Rendement (mécanique)	88%
Nombre de disques	7	Rendement (is)	87%
Vitesse de rotation / rpm	17500		
Débit massique turbine / g/s	8,7		
Débit massique disques / g/s	1,45		
Espacement des disques b / mm	0,33		
Diamètre extérieur / mm	62,52		
Diamètre intérieur / mm	12		

Tableau 4: Résultats de l'application pour la turbine de 250W

Il faut noter que les résultats suivants sont obtenus en combinant les deux progiciels (tuyère et rotor) afin de boucler le dimensionnement. Ceci permet d'améliorer le progiciel. Le rendement isentropique du rotor est de 87% ce qui est très intéressant par rapport aux turbines à gaz qui tournent autour de 85% et 70% pour les turbines à vapeur (PANTALE, 2007). Cependant ce rendement est à prendre avec réserve car la vitesse de rotation étant relativement élevée, il faut mettre en place un réducteur et d'autres équipements tels que les roulements pour permettre la transmission. Ceci aura pour effet de limiter le rendement global de la turbine à 50%. Cette intégration des programmes nous permet d'avoir un outil unique pour dimensionner simultanément le rotor et la tuyère de la turbine de Tesla. Afin de limiter les phénomènes de balourd et d'usinage le rayon extérieur est limité à 20 cm. Le nombre de disque quant à lui est bridé par la largeur de la tuyère, ce qui nous permet de prendre en compte les données de sorties de la tuyère comme données d'entrées du rotor.

IV. MODELISATION ET SIMULATION DE LA TUYERE

Après avoir défini dans les parties précédentes les paramètres du fluide et les sections de la tuyère en entrée, au col et en sortie, il est question dans cette partie de valider le progiciel et d'optimiser le profil de la géométrie. Les sections calculées par le progiciel ne nous permettent pas d'anticiper les phénomènes qui se produisent pendant l'écoulement, de dire si le profil de notre tuyère est défini par une équation particulière. Les outils telle que la méthode des caractéristiques, TOC ou TIC ne sont pas à notre portée De ce fait, une étude approfondie de la tuyère s'impose. D'où la mise en œuvre d'une étude sous le logiciel CFD ANSYS FLUENT 2012 qui est un outil de simulation de mécanique de fluide mettant en application les équations de Navier-Stokes afin de simuler les différents profils choisis et d'en tirer les conclusions conduisant à un choix optimal.

1. Fonctionnement d'ANSYS FLUENT

Ansys 2012 est un logiciel pour la modélisation et la simulation dans lequel se trouve l'application *Workbench* dédiée à la mécanique des fluides. C'est une version améliorée des précédentes versions de *Fluent* qui, à son tour, est constitué d'une suite d'applications travaillant en commun pour la réalisation de calculs numériques sous *Fluent*. Il est composé essentiellement de trois logiciels :

- ***Model Designer***

Tout commence par la construction d'une structure appelée esquisse qui se rapproche le plus du modèle que l'on veut construire. Elle est en fait constituée d'assemblage basique de formes. Dans la mesure où l'esquisse est un brouillon, elle n'a pas d'autre but que d'approcher la géométrie désirée.

- ***Mesh***

La structure corps, partie, ensemble dans le *Model designer* est automatiquement héritée lors de l'étape de maillage. En particulier, elle permet la cohabitation et la jointure de régions voisines. Il est impossible d'ajuster correctement le maillage de deux corps s'ils n'appartiennent pas à la même partie.

Le fonctionnement du maillage s'axe sur des paramètres globaux et locaux.

- Les globaux, permettent de spécifier les grandes lignes du maillage : son type (quadrilatère, triangle), ses dimensions (dimensionnement, dimensionnement avancé...).

- Les locaux, divers, permettent de donner des instructions spécifiques à des régions spécifiques :
 - « Inflation » pour raffiner le maillage et faire apparaître les couches limites sur les frontières.
 - « Dimensions » pour spécifier une logique de maillage propre à une surface.

Une fois les paramètres ci-dessus introduites, l'utilisateur peut générer un maillage.

- **Fluent**

C'est ici que le problème physique qui, à la base est continu, subit une discrétisation à l'aide d'un schéma numérique pour passer à un modèle discontinu en utilisant la méthode des volumes finis. Un algorithme de résolution permet d'exécuter le code sur ordinateur. L'intérêt de *Fluent* est qu'il possède un nombre important de modèles permettant de combiner et de simuler différents aspects de la mécanique des fluides et des transferts d'énergie tels que :

- Ecoulements multi phases
- Ecoulement laminaire
- Turbulence (, K- ϵ , K-w, LES, Reynolds stress...)
- Transport de particules et écoulement en milieux poreux
- Ecoulement compressible et incompressible
- Et aussi la cinétique chimique (par exemple, combustion)

2. Modèle géométrique

Comme énoncé dans l'introduction, la géométrie est un élément essentiel pour l'optimisation de notre tuyère. Nous nous sommes fixés quatre modèles divisés en deux groupes, chacun composé de profil parabolique et conique.

Le dessin de la géométrie conique s'est fait avec *Designer*, pour cela nous avons pris comme valeurs celles des *Techniques de l'Ingénieur*. En revanche, compte tenu de la complexité du profil parabolique, il a été dessiné avec *Solidworks*. Les sections utilisées sont celles calculées avec le progiciel présenté plus haut.

Les figures suivantes nous présentent les deux groupes :

- **Section cylindrique**

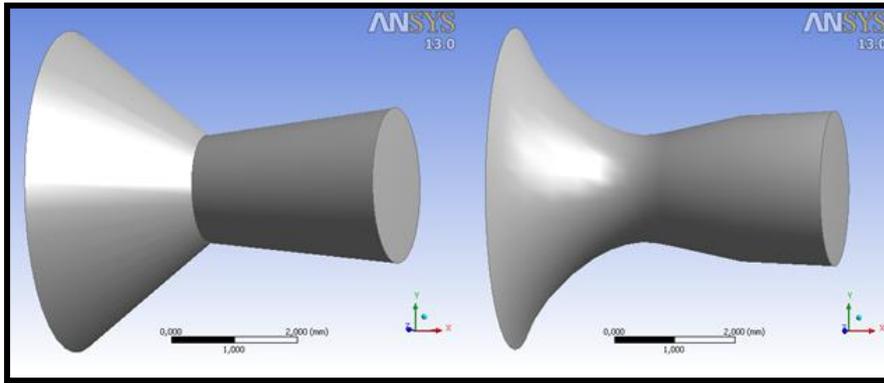


Figure 13: Modèle section cylindrique (conique à gauche et parabolique à droite)

- **Section parallélépipédique**

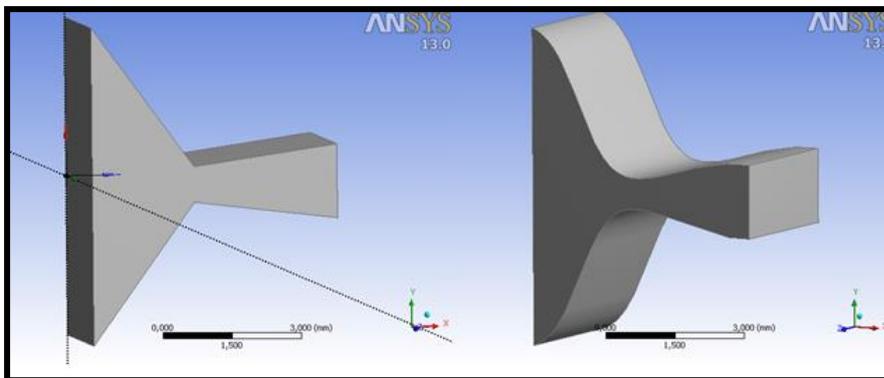


Figure 14 : Modèle section parallélépipédique (conique à gauche et parabolique à droite)

Le tableau ci-dessous résume les paramètres des différents modèles :

Paramètres	cylindrique	parallélépipédique
	conique / parabolique	conique / parabolique
section entrée /mm ²	19	19
section col /mm ²	2,3	2,3
section sortie / mm ²	4,9	4,9
longueur convergent / mm	2,24	2,24
longueur divergent / mm	3,14	3,14
hauteur entrée / mm	NC	6,97
angle convergent / °c	30	30
angle divergent / °c	7	7
hauteur col / mm	NC	0,77
hauteur sortie / mm	NC	1,62
largeur / mm	NC	3

Tableau 5 : Paramètre du modèle géométrique

3. Maillage.

Les maillages obtenus pour les différentes géométries définies plus haut sont représentés sur les figures ci-dessous. On observe distinctement les couches limites aux frontières sur tout le

long de la tuyère. Les mêmes paramètres de maillage sont utilisés pour toutes les géométries.

- Maillage section cylindrique

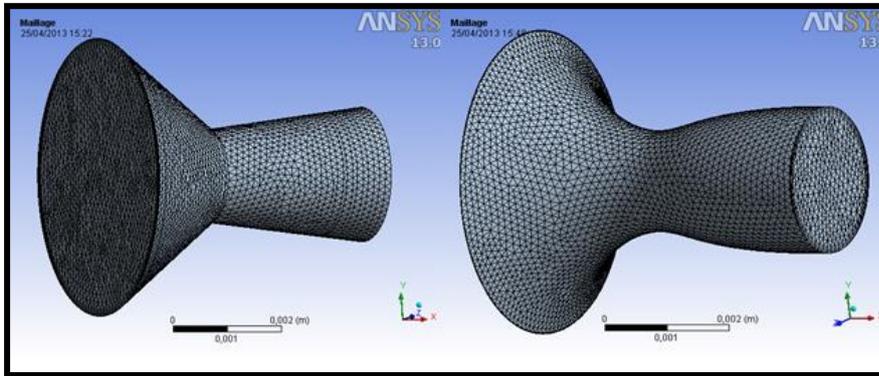


Figure 15 : Maillage section cylindrique (conique à gauche et parabolique à droite)

- Maillage section parabolique

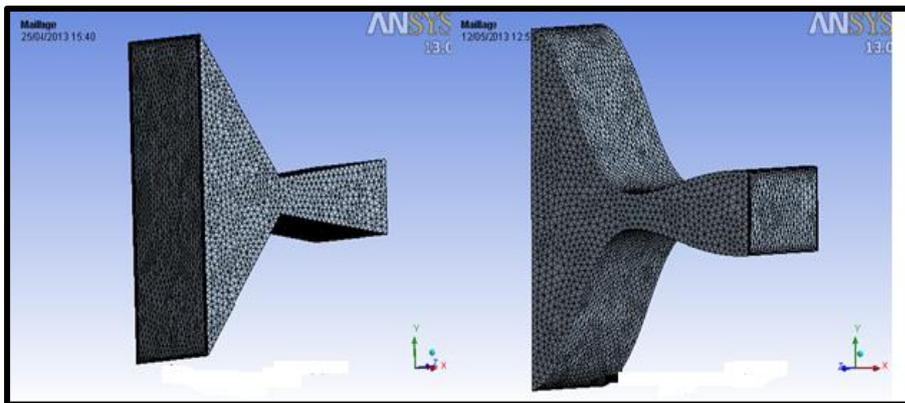


Figure 16 : Maillage section parallélépipédique (conique à gauche et parabolique à droite)

4. Modèle physique

L'étude numérique du fonctionnement de la tuyère se ramène à l'étude de l'écoulement d'un fluide compressible dans une conduite de section variable pris comme le volume de contrôle V . Les équations de conservations gouvernant l'écoulement, permettent d'établir les équations de Navier-Stokes.

a) Conservation de la masse

En reprenant la même formulation de l'équation (17), le bilan sur le volume en coordonnées cartésiennes se présente sous sa forme globale. Nous allons donc passer à la forme locale par des relations différentielles valables en chaque point du fluide au moyen du théorème d'analyse vectorielle de Green-Ostrogradsky. L'intérêt d'une telle transformation vient du fait qu'elle nous permet de faire un calcul numérique et analytique. Nous obtenons donc :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho v) = 0 \quad (29) \text{ avec } \rho = \rho(t)$$

b) Conservation de la quantité de mouvement

Partant de l'équation (20) que nous représentons en coordonnées cartésiennes, les forces en présence se déclinent sous trois formes :

- les forces de poids $\iiint_V \rho g dV$
- les forces de pression $\iint_S - p n dS$
- les frottements visqueux $\iint_S \sigma_v \cdot n dS$

Cette équation est sous sa forme vectorielle, pour les mêmes raisons que celle citées dans la partie (a), nous la représentons sous sa forme locale :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \vec{\nabla} \rho \vec{v} \cdot \vec{v} = -\nabla P + \nabla P \vec{\sigma}(\vec{n}) + \rho g \quad (30)$$

Avec l'hypothèse du fluide Newtonien, les contraintes visqueuses se mettent sous la forme :

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu (\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) \delta_{ij} \quad (31)$$

Ce qui nous donne l'équation de Navier-Stocke sous sa forme vectorielle

$$\rho \frac{\partial}{\partial t}(\vec{v}) = -\vec{\nabla} P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \frac{\mu}{3} \vec{\nabla}(\vec{\nabla} \cdot \vec{v}) + \rho g \quad (32)$$

c) Conservation de l'énergie

D'après le premier principe de la thermodynamique, la variation de l'énergie totale ($u + v^2/2$) est égale à la puissance des forces extérieures (poids, pression et force visqueuse) augmentée de la puissance calorique reçue Q. Nous ne prendrons pas en compte l'énergie potentielle car notre système est statique.

$$\frac{d}{dt} \iiint_V \rho \left(u + \frac{v^2}{2} \right) dV + \iint_S \rho \left(u + \frac{v^2}{2} \right) v \cdot \vec{n} dS = \iiint_V \rho g \cdot v dV + \iint_S - p \cdot n \cdot v dS + \iint_S v \cdot (\vec{\sigma}_v \cdot n) + \dot{Q} \quad (33)$$

D'où la forme locale :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho(u + v^2/2)) + \text{div}(\rho(u + v^2/2)) = -\text{div}(p\vec{v}) + \text{div}(\vec{\sigma}_v \cdot \vec{v}) + \rho g \cdot \vec{v} - \text{div}(q) \quad (34)$$

Ou q représente la densité de flux de chaleur sortante.

d) Loi d'état du gaz

Les équations de conservation doivent être complétées par l'équation d'état reliant la pression, la température et la masse volumique afin d'avoir un problème complet qui puisse être résolu.

A cet effet plusieurs modèles de gaz peuvent être utilisés.

- Gaz parfait
- Gaz isentropique
- Gaz isotherme

Dans le cadre de notre travail nous avons utilisé le modèle gaz parfait.

e) **Modèle turbulent**

Compte tenu du fait que le nombre de Reynolds dans notre conduite est de l'ordre de 10^4 , le modèle turbulent est donc à prendre en compte. Cependant, les régimes turbulents sont caractérisés par la fluctuation du champ de vitesse, découlant des équations de Navier-Stokes qui rend difficile leur caractérisation. Plusieurs modèles peuvent être utilisés en fonction des ressources informatiques disponibles, du problème et de la précision recherchée. On peut les classer en deux grandes catégories à savoir :

- **RES : Reynolds Average Simulation model.**

Ce modèle permet à partir d'une moyenne sur la quantité de débit de modéliser l'écoulement tout en réduisant le temps de calcul et donc des ressources informatiques nécessaires à la résolution des équations. Il est largement utilisé pour les applications dans le domaine de l'ingénierie pour des problèmes où les conditions temporelles dépendent des limites ou de la source. On retrouve entre autres, le modèle k- ϵ et ses variantes, le modèle k- ω et ses variantes.

- **LES : Large Eddy Simulation model.**

Le modèle fournit une approche alternative pour laquelle les permutations importantes sont résolues en prenant en compte les caractéristiques microscopiques. Ceci permet de prendre en compte des maillages plus petits, d'où un processus itératif plus long mais plus précis.

Dans le cadre de ce travail, nous utilisons la variante Réalisable du modèle k- ϵ en régime permanent compte tenu des ressources informatiques disponibles et du fait qu'elle est la plus évoluée et précise de la famille k- ϵ .

f) **Conditions limites**

Les conditions aux limites sont principalement celles du fluide en entrée et sortie et celle de la frontière. La tuyère étant considérée comme l'entrée de notre turbine, la pression utilisée pour notre simulation est donc celle de la turbine. Les données de sortie sont directement calculées à partir du modèle. Le tableau 6 nous donne une vue globale des conditions imposées

Conditions opératoires	Pression opératoire / Pa	0
	gravité	non actif
Pression entrée	pression / Pa	1500000

	Supersonique / Pa	1500000
	Température / K	382
	vitesse / m/s	12
	Méthode	Normale aux limites
Pression sortie	pression	calculée
	Supersonique / Pa	calculée
	Température / K	calculée
	vitesse / m/s	calculée
	Méthode	Normale aux limites

Tableau 6 : Conditions aux limites pour les simulations

5. Résultats

Avant d'effectuer nos simulations, nous avons effectué différents maillages pour évaluer le temps de calcul afin de l'affiner. Cela nous a permis d'obtenir un maillage type pour toutes les géométries, le tableau 7 présente ses résultats. Après avoir effectué les simulations en régime permanent sur les différentes géométries définies plus haut, suivant le modèle physique que nous avons présenté, la convergence du calcul a été fixée à 10^{-4} pour toutes les géométries. Comme nous pouvons le constater sur la figure 19 pour la section cylindrique de profil conique, la convergence a été obtenue après 600 itérations.

	cylindrique		parallélépipédique	
	conique	parabolique	conique	parabolique
Résidus	600			
Nombre de maille	98765	82347	105172	87543
Nombre de nœud	31644	25931	33396	30928

Tableau 7: Résultats du maillage et résidus

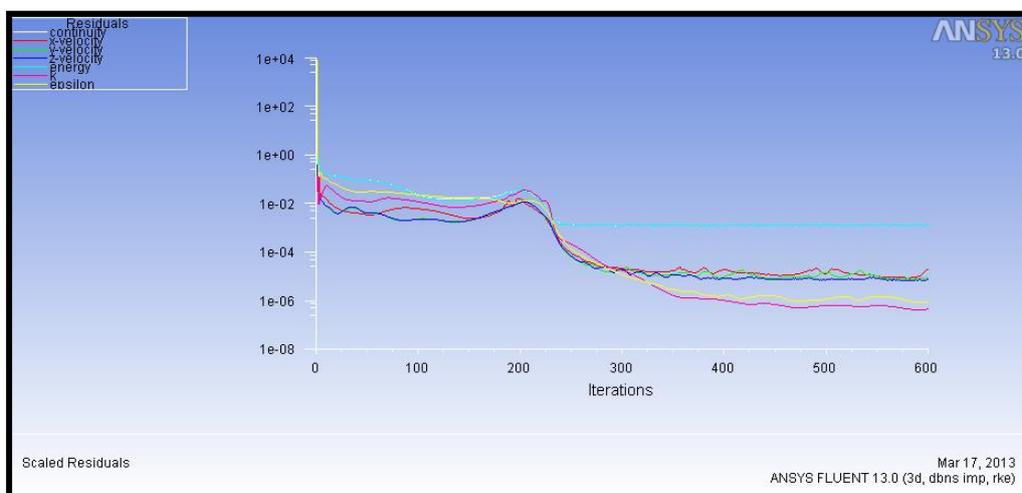


Figure 17 : Résidus du modèle cylindrique de profil conique

Afin de présenter de façon claire les résultats obtenus, nous avons choisi de représenter l'évolution des paramètres pression, vitesse, Mach, et température suivant les profils ci-dessous :

- Le profil transversal, nous permet de voir l'évolution des champs dans le sens de l'écoulement
- Le profil au col et en sortie dans un plan perpendiculaire au sens de l'écoulement, nous permet de visualiser les perturbations en ses points et d'évaluer leurs importances
- Un intérêt particulier sera accordé au vecteur vitesse en sortie de la tuyère pour nous permettre de voir son orientation et sa direction dans le rotor.

(a) Vitesse

(i) Vitesse transversale

- **Géométrie parallélépipédique.**

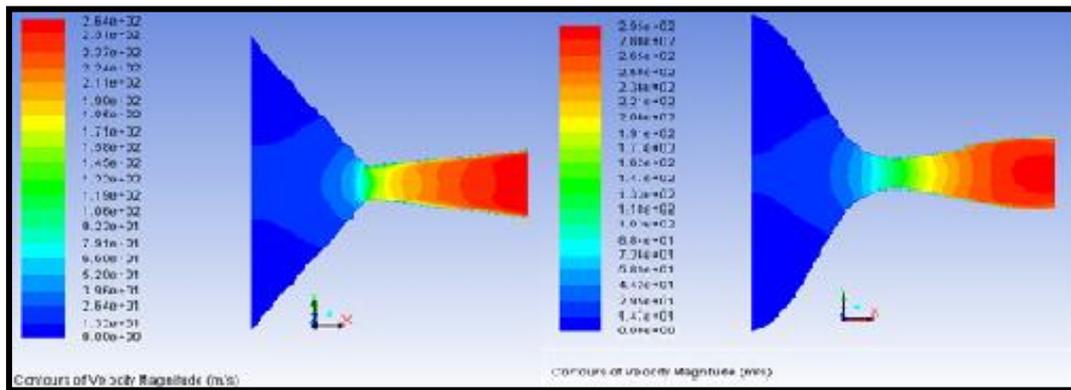


Figure 18 : Contour de vitesse / m/s (conique à gauche et parabolique à droite)

Les résultats précédents montrent que l'écoulement est plus stable notamment au col pour le profil parabolique que conique. On remarque également que la longueur du col (partie verte) est plus grande pour le profil parabolique.

- **Géométrie cylindrique.**

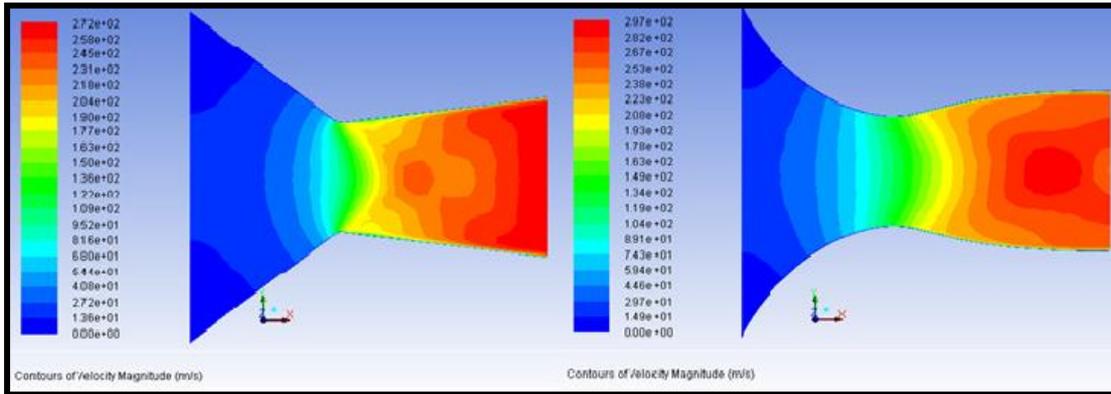


Figure 19 : Contour de vitesse / m/s (conique à gauche et parabolique à droite)

On constate ici aussi les mêmes perturbations que pour la géométrie cylindrique. De plus on observe une forte perturbation après le col qui est probablement due à la discontinuité géométrique du profil conique.

(ii) Vitesse au col

La représentation des résultats au col nous permet de voir l'évolution du champ de vitesse dans le sens transversal à l'écoulement et de voir l'effet du convergent sur la tuyère. On obtient donc pour chacune des géométries les résultats suivants :

- **Géométrie parallélépipédique.**

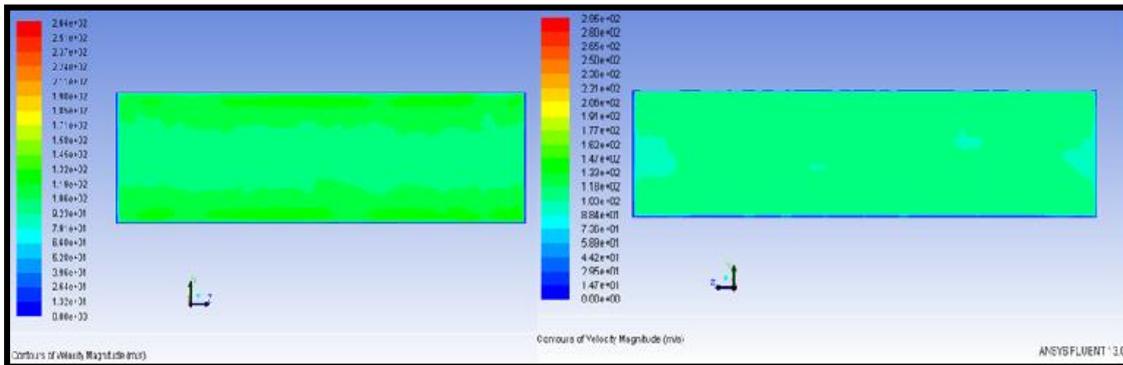


Figure 20 : Contour de vitesse au col / m/s (conique à gauche et parabolique à droite)

Sur cette figure on voit clairement la quasi uniformité de la vitesse pour le profil parabolique dont la vitesse moyenne sur la surface est de 105 m/s, contrairement au profil conique qui, lui, possède une vitesse de 113 m/s. Ce qui confirme les observations du plan transversal.

- **Géométrie cylindrique**

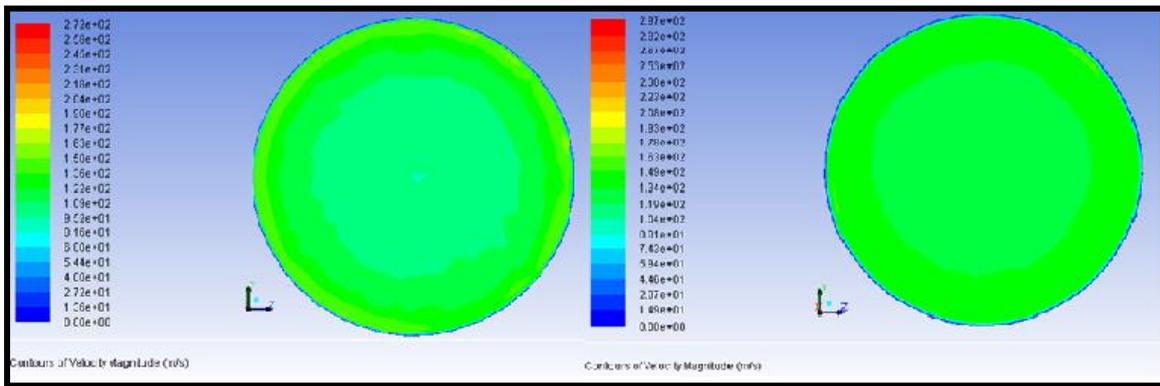


Figure 21: Contour de vitesse au col / m/s (conique à gauche et parabolique à droite)

Les constats précédents ne sont pas significatifs pour la géométrie cylindrique. Néanmoins, nous avons des vitesses de 120 m/s pour le profil conique et 133 m/s pour le profil parabolique. On peut donc en conclure que la partie convergente de la géométrie cylindrique est plus efficace que celle de la géométrie parallélépipédique

(iii) Vitesse en sortie

- **Géométrie parallélépipédique**
 - **Section conique**

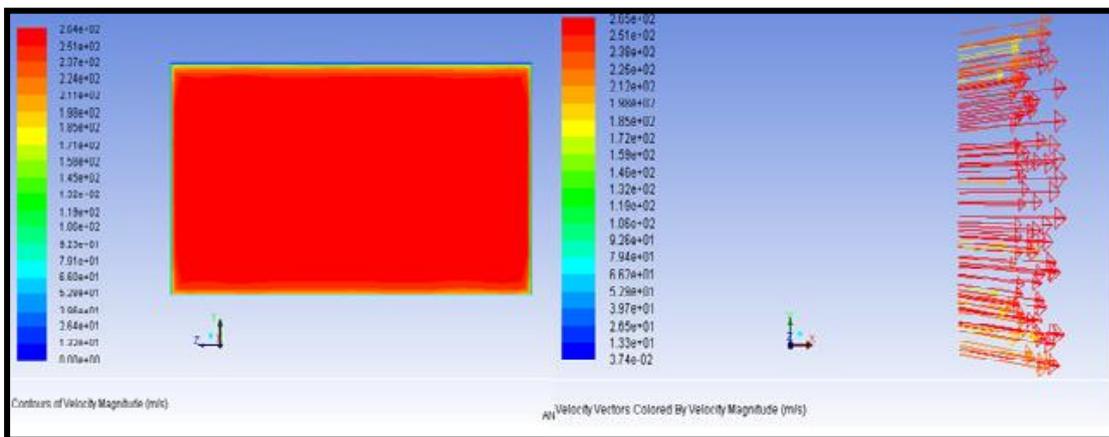
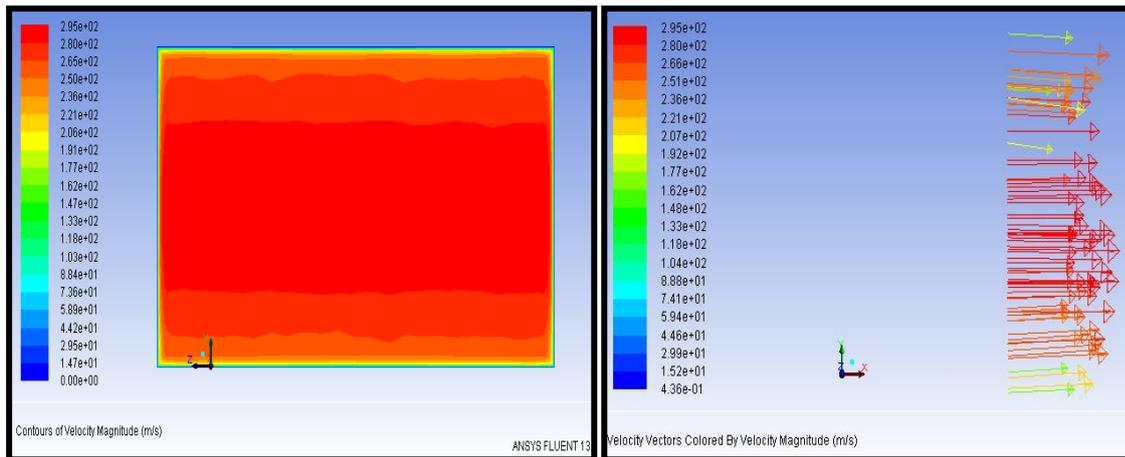


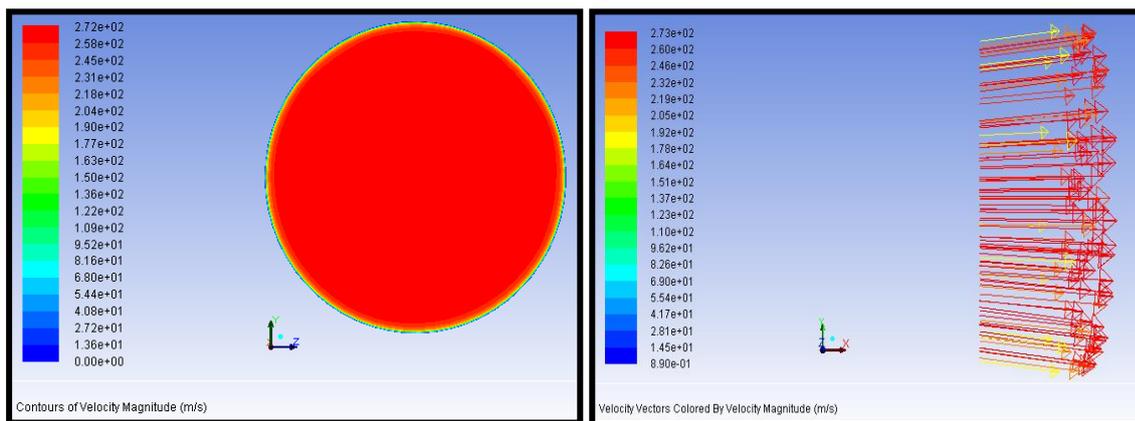
Figure 22: Vecteur vitesse en sortie section conique /m/s

- **Section parabolique**

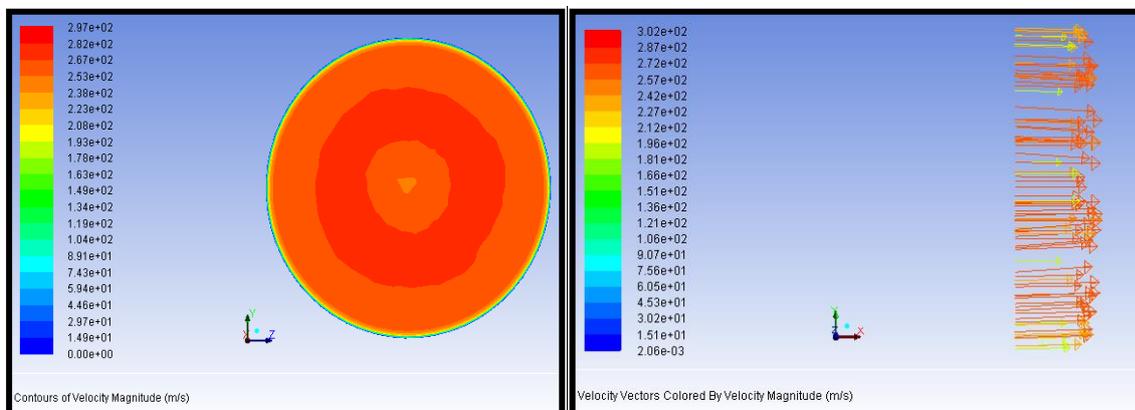


On constate ici les mêmes phénomènes que précédemment. Cependant la vitesse moyenne en sortie est un peu plus grande pour le profil parabolique (274 m/s) que pour la conique (256 m/s).

- **Géométrie cylindrique**
 - **section conique**



- **section parabolique**



On remarque clairement ici l'uniformité de la répartition de la vitesse pour le profil conique. Les vitesses de sorties sont respectivement pour le conique et parabolique de 265 m/s et 262

m/s.

De façon générale la géométrie parallélépipédique est plus performante pour le profil parabolique, avec une uniformité de l'écoulement en sortie. Cependant on observe une discontinuité dans l'écoulement après le col. La géométrie cylindrique quant à elle est plus stable tout le long de la tuyère.

(b) La pression

(i) Pression transversale

• Géométrie parallélépipédique

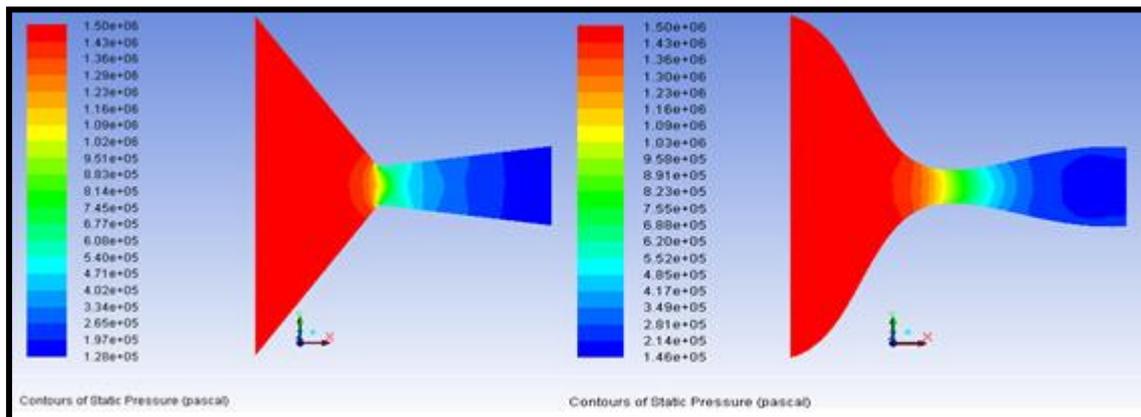


Figure 23 : Contour de pression / Pa (conique à gauche et parabolique à droite)

On constate ici que la partie convergente ne participe pas à la détente du fluide (rapport de pression entre la sortie et l'entrée). La pression des deux profils en sortie est centrée sur le col pour le profil parabolique et uniforme pour le profil conique.

• Géométrie cylindrique

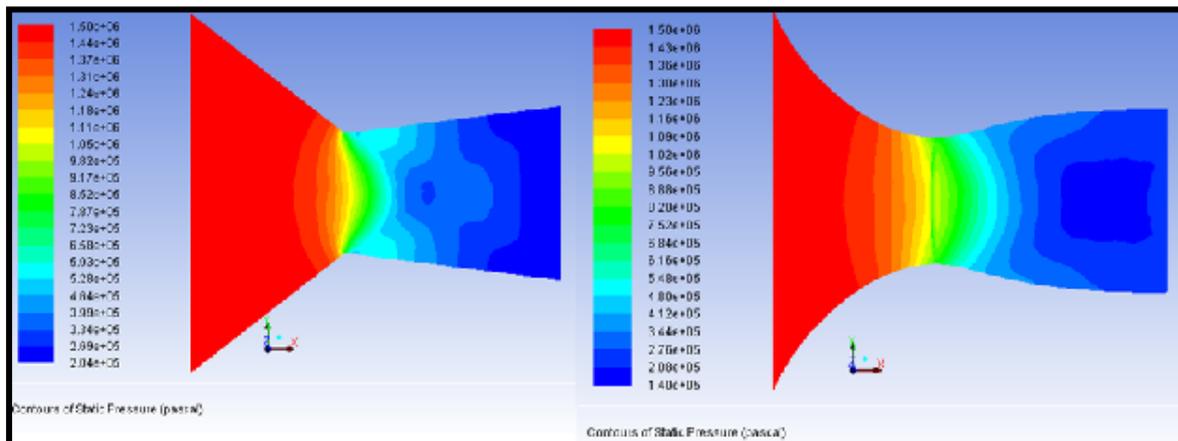


Figure 24 : Contour de pression / Pa (conique à gauche et parabolique à droite)

On constate ici que la partie convergente ne participe pas à la détente du fluide. La détente du

fluide est plus progressive pour la section parabolique.

(ii) **Pression au col**

Afin de rendre compte de façon claire des perturbations observées ci-dessus sur les coupes transversales, nous allons observer la pression aux points caractéristiques (le col et la sortie de la tuyère).

- **Géométrie parallélépipédique.**

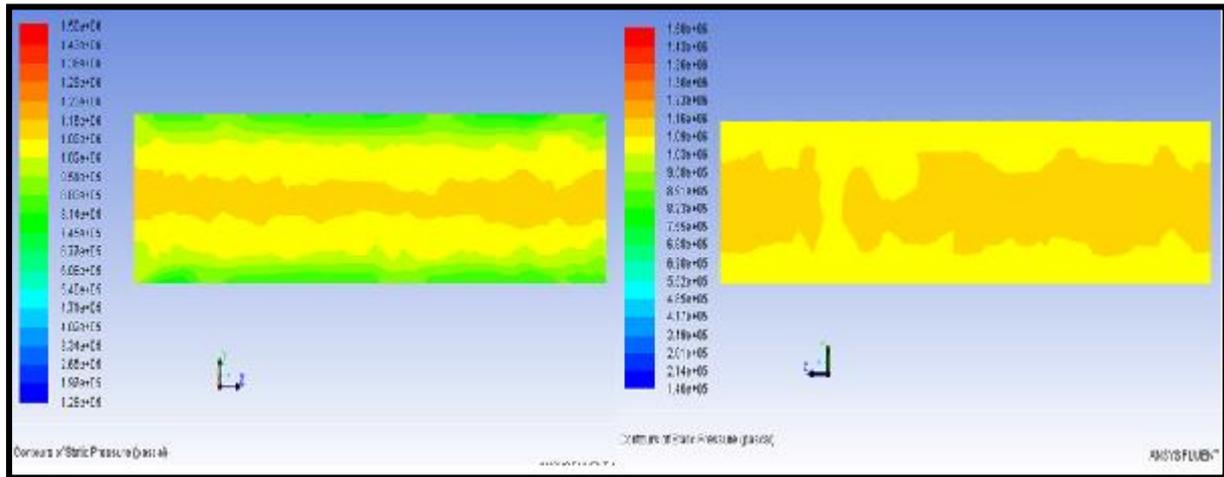


Figure 25 : Contour de pression au col / Pa (conique à gauche et parabolique à droite)

6. Conclusion des simulations

Les résultats obtenus dans les simulations précédentes sont résumés dans le tableau ci-dessous.

Paramètres	cylindrique		parallélépipédique	
	conique	parabolique	conique	parabolique
vitesse de sortie isentropique fluent / m/s	278,67	275,16	272,14	285,42
vitesse de sortie / m/s	265,25	262,00	256,81	274,59
vitesse col / m/s	120,23	133,86	113,88	105,30
température col /°C	94,00	90,85	93,85	99,86
température sortie /°C	51,47	52,57	50,85	47,90
mach sortie	1,90	1,88	1,85	1,96
mach col	0,92	1,02	0,90	0,83
pression sortie / bar	2,13	2,26	2,38	1,90
taux de détente au col	0,66	0,61	0,71	0,73
pression col / bar	9,85	9,08	10,61	10,94
taux de détente en sortie	0,14	0,15	0,16	0,13
rendement tuyère fluent	90,60%	90,70%	89,00%	92,60%

Tableau 8 : Résultats des simulations

Il faut noter que la ligne « rendement progiciel » représente le rendement calculé à partir du rapport de pression défini dans le progiciel, le rendement *fluent* est quant à lui calculé avec la pression de sortie obtenu dans les résultats de la simulation. De ces résultats nous pouvons tirer les conclusions suivantes :

- On constate aisément que les rendements calculés ne diffèrent pas énormément : toutes les configurations sont équivalentes.
- Les vecteurs vitesses du profil conique de la géométrie cylindrique sont parallèles aux disques, il semble le plus adapté.
- Du fait du rétablissement de l'écoulement en sortie de tuyère, les perturbations constatées dans la partie convergente des différentes tuyères sont négligeables.

V. ETUDE EXPERIMENTAL DE LA TUYERE

Dans cette partie il est question d'étudier de façon pratique le comportement de la tuyère sous différentes conditions. Il faut noter que nos essais se feront avec de l'air comme fluide de travail compte tenu du fait que le fluide utilisé pour notre boucle thermodynamique doit être utilisé en boucle fermée du fait de sa toxicité. Il faut rappeler que la turbine de Tesla peut être utilisée avec plusieurs fluides.

L'objectif visé par cette expérimentation est de valider les résultats obtenus par les simulations du point de vue du rendement et par là le modèle de calcul du logiciel. Il sera donc question de façon générale de détendre de l'air comprimé dans les différentes géométries et, à l'aide des capteurs placés en entrée et sortie de la tuyère, de valider le comportement des variables température, pression, vitesse. Cela permet de calculer le rendement et de le comparer au résultat des simulations.

1. Matériel et méthode

Afin de mener à bien nos expérimentations, le principe suivant a été mis en œuvre : A partir des conditions maximales imposées par le compresseur, débit de 450 l/min en normaux litres et une pression de 7 bars, nous nous sommes fixés comme données de base une pression de 4.5 bars en absolue, une température de 60 °C en entrée et un débit de 5g/s. Ces données nous ont permis de dimensionner la tuyère avec notre logiciel pour une détente à 1.5 bars. La tuyère ainsi obtenue a donc respectivement pour diamètres en entrée, au col et en sortie de 5 mm, 2.53 mm et 2.87mm. Compte tenu des dimensions de notre tuyère, nous avons opté d'usiner par nos propres moyens la tuyère. Pour cela nous avons utilisé une imprimante 3D dont la matière d'impression est du plastique PLA dont les limites d'utilisations se trouvent autour de 60°C. Cette imprimante nous permet de produire une pièce en trois dimensions à partir d'un modèle généré sous *solidworks* 2012. La figure ci-dessous nous présente la conduite contenant la tuyère fabriquée avec notre imprimante 3D.

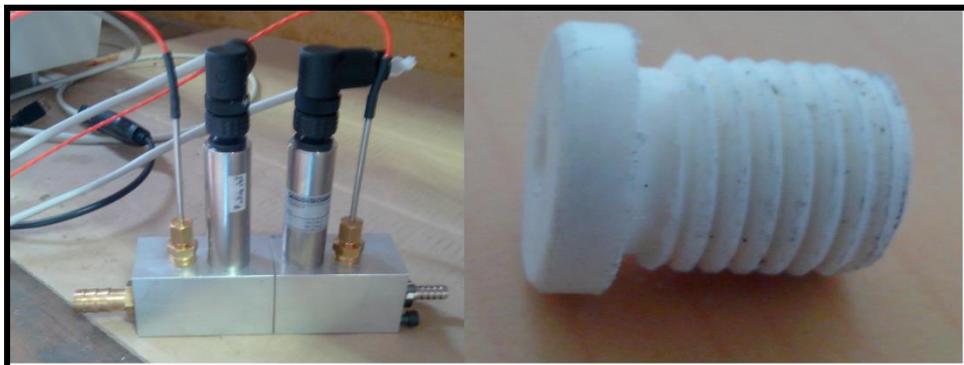


Figure 26 : Bloc contenant la tuyère (gauche) et Conduite en PLA contenant la tuyère (droite)

La tuyère ainsi fabriquée, il a fallu l'intégrer dans le bloc abritant les différents capteurs. La figure ci-dessus montre le bloc en aluminium utilisé pour les expériences.

Une fois la conduite principale conçue et réalisée, il a fallu l'intégrer dans le circuit thermodynamique décrit par la figure ci-dessous.

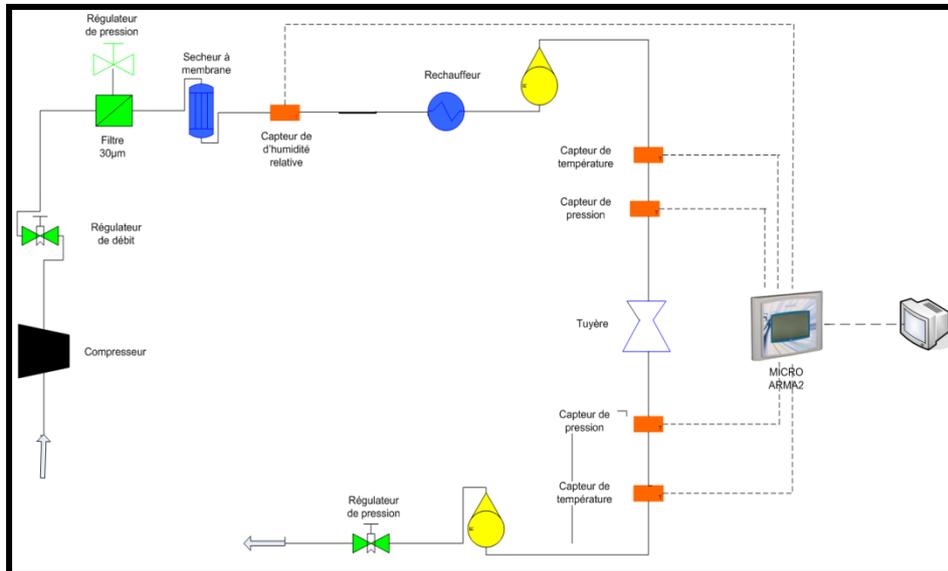


Figure 27 : Boucle thermodynamique du dispositif expérimental

Nous avons introduit des équipements de régulations de pression et de débit en aval et amont du circuit afin de les contrôler et de les définir pendant l'expérimentation.

Le matériel utilisé pour nos expériences se compose des éléments suivants en rapport avec la chaîne de mesure définie par la méthode ci-dessus.

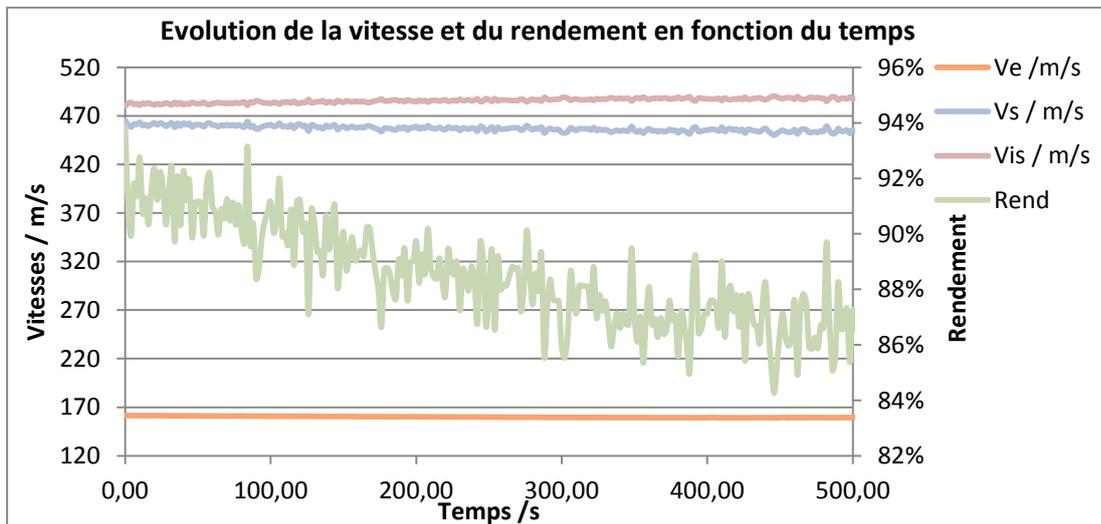
- Compresseur :
- Régulateur de débit et pression
- Filtre à particule d'eau de 50 micromètre qui permet de protéger le sécheur
- Sécheur d'air à membrane qui permet de piéger les particules d'eau sachant que les dimensions de la tuyère sont de l'ordre du mm. Le sécheur à une température de rosé de -20°C , d'où un air en sortie à 2% d'humidité relative.
- Réchauffeur d'air : il nous permet d'augmenter la température de notre fluide augmentant ainsi son enthalpie, ce qui nous permet d'avoir assez d'énergie pour détendre et produire un écoulement supersonique
- Les sondes PT100 : pour la mesure de température en entrée et sortie de la tuyère
- Les capteurs de pression : pour la mesure de pression en entrée et sortie de la tuyère
- Les rotamètres : pour la mesure des débits volumiques en entrée et sortie de la tuyère.
- Automate micro Arma 2 SIREA : Organe centrale qui permet de récolter les données

des capteurs afin de les traiter, visualiser et stocker. Un programme en langage C et Ladder écrit sous le logiciel *Microladder* de SIREA afin de traiter les données des capteurs et calculer le rendement de la tuyère.

La figure de l'annexe 4 donne un vue d'ensemble du dispositif expérimental ainsi réalisé.

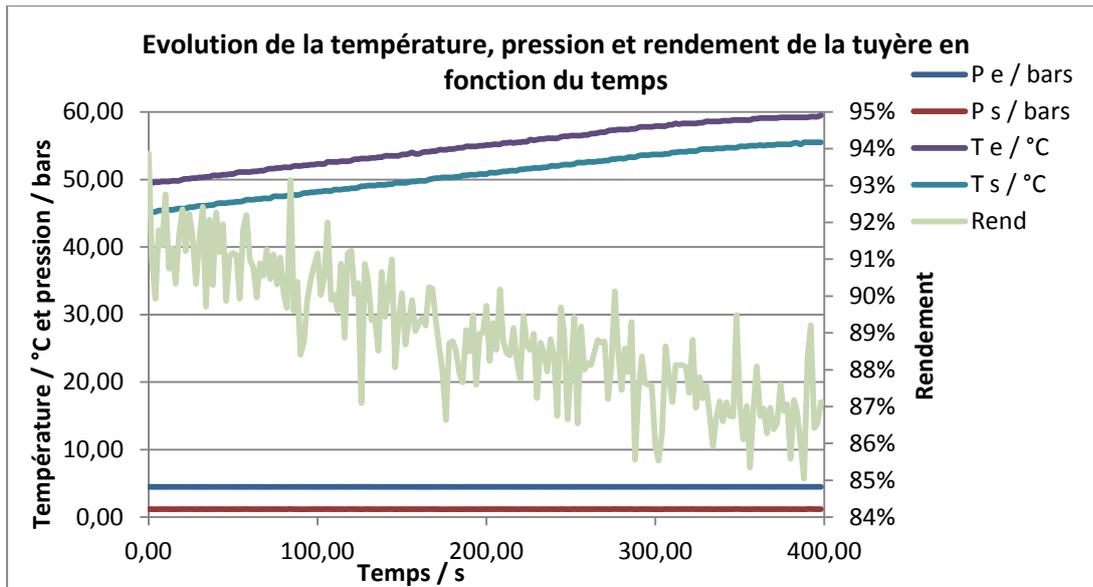
2. Résultats et analyses

Les résultats présentés sont ceux de la géométrie cylindrique de profil conique. Le débit massique de base a été fixé à 4.5 g/s, la pression d'entrée à 4.5 bars et 1.5 bars en sortie. Les diamètres d'entrée, au col et en sortie de la tuyère dimensionné pour ces conditions par notre progiciel donne respectivement 5 mm, 2.53 mm, 2.82mm. L'automate micro Arma 2 SIREA récolte les données des capteurs et calcule à partir du programme écrit en langage C et Ladder mis en œuvre pour l'expérimentation. Les données sont stockées sur une carte SD toutes les deux secondes. Les résultats ainsi obtenus sont représentés sur la figure ci-dessous.



On constate que la vitesse isentropique est presque constante autour de 480 m/s, ce qui est normal car elle dépend principalement de la pression. Par contre la vitesse en sortie décroît légèrement de 460 m/s à 440 m/s avant de se stabiliser. Ceci est dû au fait que le système se trouve encore en régime variable car la température du système n'est pas encore stable. Les mêmes observations sont visibles pour le rendement de la tuyère qui se stabilise à 88%, ce qui est très intéressant compte tenu du fait que les résultats de la simulation donnent un rendement de 90%.

Afin de visualiser et de comprendre l'influence de la température et de la pression sur le système nous avons représenté leurs évolutions en fonction du temps, les courbes suivantes ont été obtenues :



Les variations du rendement sont imputables au fait que la température de consigne n'a pas encore été atteinte. La pression mesurée en sortie est de 1.2 bars contre les 1.5 bars utilisées pour le dimensionnement. Lorsque les 60°C de consigne sont atteints, on considère que le régime stationnaire est établi. Ceci est une des hypothèses principale de la conception de notre progiciel.

On remarque également que les courbes de température en entrée et sortie sont parallèles, le pincement est de 5°C. On s'attendrait à avoir en régime permanent une température en sortie de l'ordre de 10°C contrairement aux 55°C obtenus. Cette situation peut s'expliquer par le fait que le matériau abritant la conduite (figure 26 à droite) est en aluminium, ce qui a pour effet de conserver la chaleur et donc de garder le matériau chaud. En effet lors des essais de calibrage ce constat préliminaire a été établi par simple contact sur la conduite. Nous avons donc isolé les deux parties de la pièce avec de la Loctite pour réduire la transmission de la chaleur.

3. Conclusions de l'expérimentation

Malgré le peu de résultats disponibles, nous pouvons déjà valider le modèle expérimental mis en place, le rendement obtenu (88%) reste dans l'ordre de grandeur prédit par les simulations (90%). La pression en sortie est plus faible que celle attendu (1.2 bars au lieu de 1.5 bars), mais reste acceptable. La vitesse est plus élevée en sortie ce qui s'explique par la détente plus grande due à la pression de sortie. Cependant la température obtenue ne suit pas le modèle mis en place. La raison principale que nous avons pu mettre en évidence est que le matériau utilisé pour la fabrication de la conduite (l'aluminium), conserve la chaleur et ne permet pas de faire évoluer la température.

Les contraintes d'utilisation du PLA limitent sa température d'utilisation à 60°C. Ce qui implique une limitation de l'énergie disponible pour effectuer une bonne détente. La méthode d'impression de la tuyère par l'imprimante 3D limite également ses performances, d'où la nécessité d'usiner la tuyère par des moyens qui permettent de réduire sa rugosité et d'utiliser un matériau tel que le téflon pour limiter le stockage de la chaleur dans la conduite abritant la tuyère.

VI. CONCLUSIONS GENERALE ET PERSPECTIVES

D'après le professeur Xavier Py, la part du solaire à concentration dans la production d'électricité dans le monde sera de 10% en 2050. Cela passe par le développement de technologies innovantes de transformation de l'énergie solaire en électricité, donc par de nouvelles approches de conception des turbines. Tout au long de ce travail nous avons démontré la faisabilité de l'utilisation de la turbine de Tesla dans un cycle thermodynamique utilisant comme fluide de travail le R245fa.

Le modèle physique de turbine de Tesla mis en œuvre par Van P, que nous avons développé et amélioré en intégrant la tuyère supersonique de Laval, nous a permis de mettre en œuvre un outil de calcul sur Excel de façon à dimensionner de façon optimale la turbine de Tesla. Une application du progiciel pour le dimensionnement d'une turbine de 250W nous a donné un rendement isentropique de 87%.

En effet nous avons établi que la tuyère de Laval nous permet d'avoir l'écoulement supersonique avec un Mach de l'ordre de 1.8, d'où une vitesse en sortie plus importante. Ce qui se traduit par un rendement de 90% en moyenne pour toutes les géométries.

Les simulations nous ont permis de mettre en évidence le fait que toutes les géométries sont équivalentes. Le profil conique de la géométrie cylindrique est le plus adapté pour la turbine de Tesla. Elle permet d'avoir en sortie un écoulement parallèle aux disques du rotor, d'où une limitation des phénomènes de turbulence.

Les résultats des expériences nous ont permis de valider le modèle mis en œuvre, les premiers résultats donnent un rendement de 88% pour la tuyère conique.

Malgré tous ces résultats, des améliorations restent à faire, notamment sur le modèle utilisé, les simulations et les expériences:

- Prendre en compte l'épaisseur de la couche limite et simuler ses effets.
- Usiner la tuyère dans un métal pouvant supporter des températures élevées afin d'apporter plus d'énergie pour expérimenter sous différentes conditions.
- Faire les essais sur les autres géométries pour choisir la plus adaptée.
- Développer une version du progiciel prenant en compte d'autres fluides.
- Intégrer la tuyère de sortie dans le modèle et le progiciel.
- Prendre en compte l'angle d'injection du fluide dans le modèle.

Cette nouvelle approche de conception des centrales de production d'électricité est un atout majeur pour le développement de zones rurales décentralisées. Elle pourra permettre de produire l'électricité de façon plus efficace, proche des populations et à des coûts inférieurs à

ceux du marché.

VII.BIBLIOGRAPHIE

- AZOUMAH, Yao. 2009.** Cours solaire thermique. 2009. Vol. 52.
- Carey, Van P. 2010.** Assesment of Tesla Turbine Performance for Small Scale Rankine Combined power Systems. University of California : s.n., 2010. Vol. 8.
- Carey, Van P. 2010.** Assesment of Tesla Turbine Performance for Small Scale Rankine Combined Heat and Power Systems. California : s.n., 2010. Vol. 12.
- Cengel, YANNU A. 2009.** *Thermodynamics An Engineering Approach*. 2009.
- Denton, Brandon Lee. 2007.** *Design and Analysis of Nozzle Contours for Launching Pico-Satellites*. Rochester : s.n., 2007. Vol. 288.
- Filipé, Andrés. 2004.** *Numerical simulation of flow field in a friction part turbine (Tesla turbine)*. Vienne : University of colombia, 2004.
- Ladino, Andrés Felipe Rey. 2004.** Numerical Simulation of flow Field in à Friction-Type Turbine. Colombia : 117, 2004.
- LALLEMAND, André. 1999.** Techniques de l'Ingenieur. *Ecoulement monodimensionnel des fluides compressibles*. Lyon : s.n., 1999. Vol. 23.
- Landino, Andrès Felipe Rey. 2004.** Numerical Simulation of Field in a Friction Type Turbine (Tesla turbine). Colombia : s.n., 2004. Vol. 117.
- Leduc, M. 2001.** *Etude numerique d'une tuebine Tesla*. Bruxelles, suisse : Université libre de Bruxelles, 2001.
- P, THOMAS. 1999.** Simulation of Industrial Processes for Control Engineers. *Turbine nozzels*. 1999. Vol. 171, 14.
- PANTALE, Olivier. 2007.** Machines mecaniques et turbomachines. s.l. : ECOLE NATIONALE D'INGENIEURS DE TABES, 2007. p. 109.
- Philippe, REIJASSE. 2005.** Mécanique des fluides. *Aérodynamique des tuyères propulsives en sur-détente*. Paris : s.n., 2005. Vol. 271.
- Poncet, Sebastien. 2012.** Cours mécanique des fluides écoulemenst compressibles. Marseille : s.n., 2012. Vol. 25.
- REIJASSE, Philippe. 2007.** *Aérodynamique des tuyères supersoniques*. Paris : s.n., 2007. Vol. 85.
- RICE, Warren. 1965.** Analitical and Expérimental Investigation of Multiple- Disk Turbine. Arizona : ASME, 1965.
- Rice, Warren. 1991.** Tesla turbomachinery. Arizona : University of Arizona, 1991. Vol. 12.
- Tépanier, M. Reggio et G-Y. 2008.** Théorie des turbomachines. s.l. : Ecole polytechnique de

Montréal, 2008. p. 222.

TESLA, Nikola. 1913. Turbine. *U.S Patent*. s.l. : 1,061,206, 1913.

TSUANYO, David Blaise. 2011. Mémoire: Modélisation et caractérisation d'une turbine TESLA. s.l. : Institut International d'Ingenierie de l'Eau et de l'Environnement, 2011. p. 57.

VIGNES, Clara. 2010. Contribution à la conception des centrales solaires pour l'Afrique. 2010.

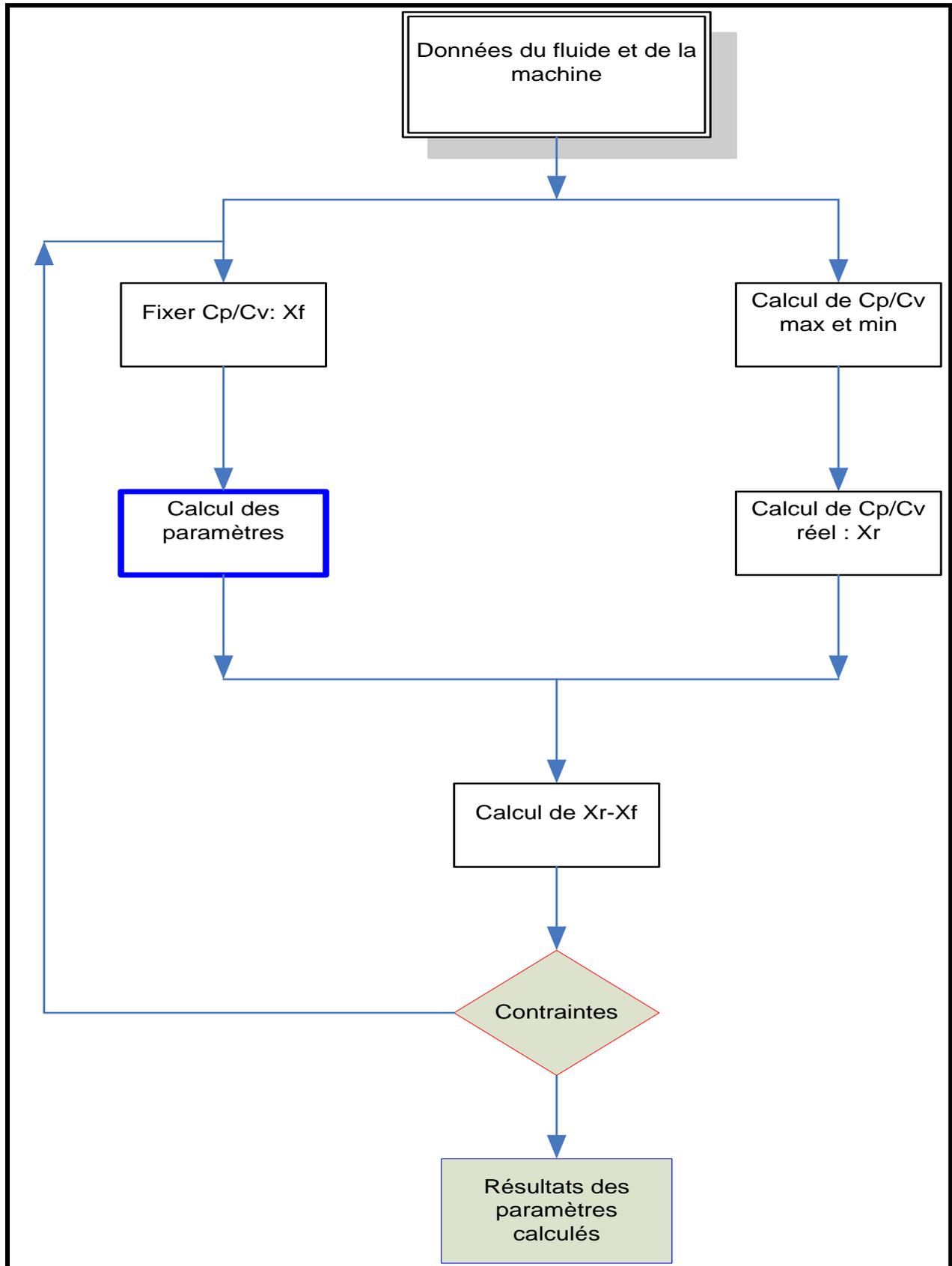
www.sonabel.bf/perspec/electric_bf.htm. [En ligne]

VIII. ANNEXES

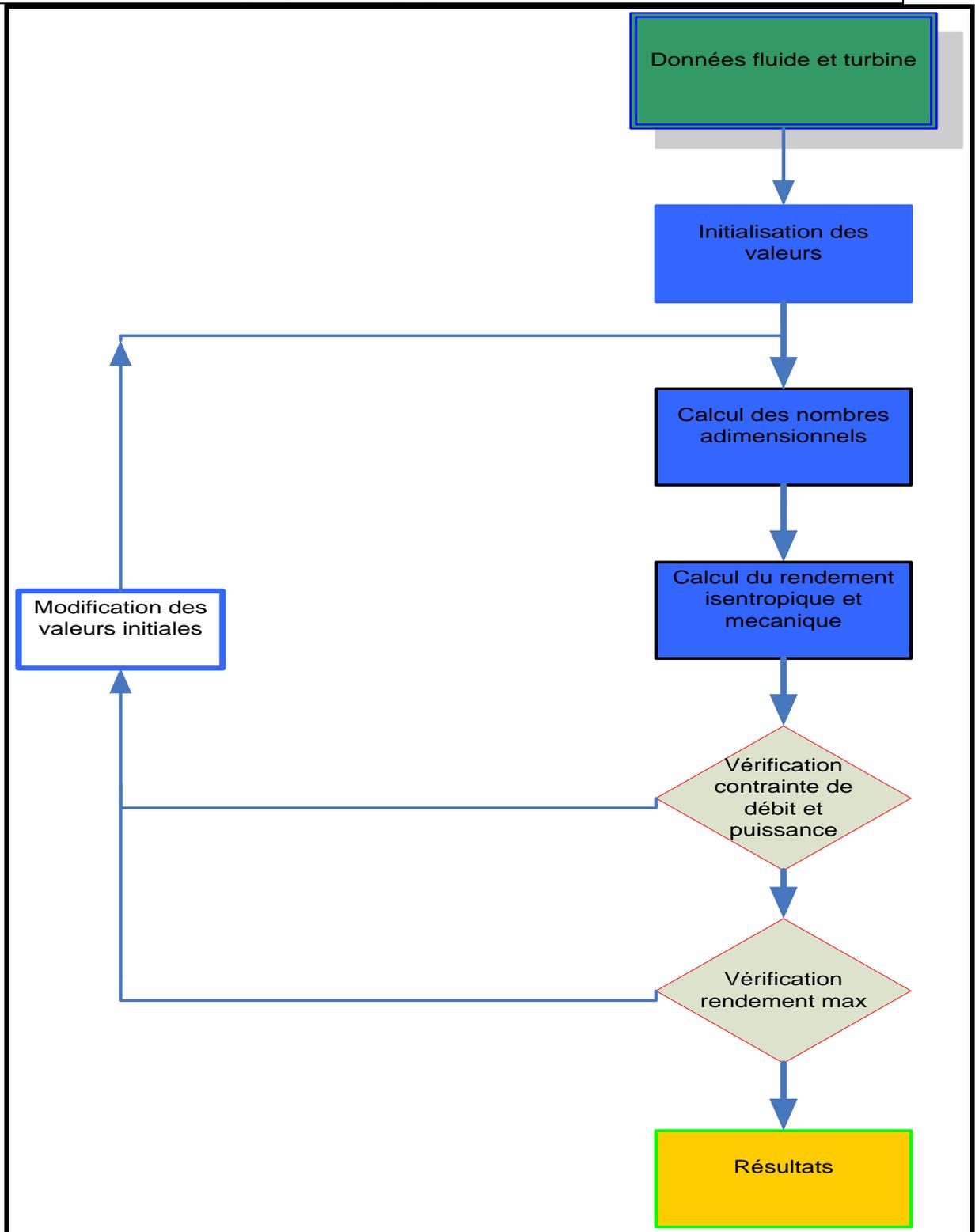
Annexe 1 : Récapitulatif des performance de l'ORC

PARAMETRES ET PERFORMANCES		
Réfrigérant	[--]	gentron
GWP	[--]	1030
Débit massique	[g/s]	14
Puissance de l'évaporateur	[W]	3646
Puissance de la turbine	[W]	100
Énergie évacuée par le condenseur	[W]	2301
Puissance de la pompe	[W]	24
Rendement isentropique de la turbine	[%]	40
Rendement isentropique de la pompe	[%]	35
Rendement thermique du cycle	[%]	6
Température maximum du système	[°C]	114
Surchauffe de la turbine	[°C]	32
Température de l'évaporateur	[°C]	90
Température de condensation	[°C]	30

Annexe 2 : Organigramme du fonctionnement du progiciel de dimensionnement de la tuyère



Annexe 3 : Organigramme du progiciel de dimensionnement du rotor



Annexe 4 : Dispositif exp \acute{e} rieur

