



République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique  
Université Akli Mohand Oulhadj (Bouira)

**Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées**  
**Département de Génie Mécanique**

N° d'ordre :...../Master/2016.

Série :...../GM/2016.

## Mémoire

**Présenté pour obtenir le diplôme de Master en Génie Mécanique**

**OPTION :**

**Mécanique Energétique**

**Etude et réalisation d'une micro-turbine à vapeur**

**Par :**

**LALOUCHE Takfarinas**

**DJELLOUDI Zoheir**

Soutenu le 30/06/2016 devant le jury composé de :

Mr M. DAHMANE	Université de Bouira	Président de jury
Mr A. LAOUARI	Université de Bouira	Examineur
Mr S. DJELLAL	Université de Bouira	Examineur
Mme F. BAGHDADI	Université de Bouira	Examineur
Mr K. MOHAMMEDI	Université de Boumerdès	Promoteur
Mr DJ. KARI	Université de Boumerdès	Co-Promoteur

# *Remerciements*

## **Remerciements**

*Au terme de ce travail, nous devons remercier tout d'abord dieu qui nous a donné la force et le courage de suivre nos études et d'arriver à ce stade-là et nos parents qui nous ont beaucoup soutenus pendant tous le long de notre parcours.*

*Un grand merci à nos encadreurs :*

*M<sup>r</sup> **KARI Djamal Edine** pour son aide précieuse ou sans lui on n'aurait pas pu réaliser ce modeste travail et pour sa confiance en nous.*

*M<sup>r</sup> **MOUHAMMEDI Kamal** qui nous a beaucoup aidé, soutenu et nous a permis d'arriver à ce niveau-là et pour ses excellents conseils et surtout pour son temps passé avec nous et sa patience.*

*Nous tenons aussi à remercier les membres de jury qui nous ont fait honneur d'examiner ce travail.*

*Enfin, nous renouvelons nos remerciements à ceux qui nous ont aidés de près ou de loin pour réaliser ce travail sans oublier, les enseignants qui ont contribué à notre formation et nos amis.*

*Nos sincères remerciements*

***LALOUCHE Takfarinas***

***DJELLOUDI Zoheir***

# *Sommaire*

---

## Sommaire

<b>Remerciements</b>	
<b>Sommaire</b>	<b>i</b>
<b>Nomenclatures</b>	<b>vi</b>
<b>Liste des figures</b>	<b>viii</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>x</b>
<b>Résumé</b>	<b>xi</b>
<b>Introduction général .....</b>	<b>1</b>
<b>Chapitre I : Théorie et état de l'art</b>	
<b>I. Introduction .....</b>	<b>2</b>
<b>II. Historique .....</b>	<b>2</b>
<b>III. La micro-turbine à vapeur .....</b>	<b>3</b>
<b>III.1 Description général .....</b>	<b>3</b>
<b>III.2 Principe de fonctionnement.....</b>	<b>4</b>
<b>III.3 Classification des turbines à vapeur.....</b>	<b>4</b>
<b>3.1 Le mode de détente de la vapeur .....</b>	<b>4</b>
a. Turbines à action.....	4
b. Turbines à réaction.....	4
<b>3.2 Le sens d'écoulement de la vapeur.....</b>	<b>5</b>
a. Turbine axiale.....	5
b. Turbine radiale.....	5
<b>3.3 La nature de fonctionnement thermodynamique.....</b>	<b>6</b>
a. Turbine à condensation.....	6
b. Turbine à contre pression.....	6
<b>3.4 Le mode de transmission d'énergie thermique.....</b>	<b>6</b>
a. Transmission directe.....	6
b. Transmission indirecte.....	6
<b>3.5 Le mode de construction.....</b>	<b>7</b>
a. Turbine à disque.....	7
b. Turbine à tambour.....	7
<b>IV. Cycle de Rankine de la micro-turbine à vapeur.....</b>	<b>8</b>
<b>IV.1 Cycle de Rankine théorique.....</b>	<b>8</b>

IV.2	Cycle de Rankine avec surchauffe.....	9
IV.3	Cycle de Rankine à fluide organique (ORC).....	10
IV.3.1	Fluides de travail considérés pour le développement de la micro-turbine.....	11
a.	Les fluides organiques naturels considérés (les Hydrocarbures)....	11
b.	Les fluides organiques d'hydrocarbures fluorés (HFC) (les réfrigérants).....	11
c.	L'eau comme fluide de travail (H <sub>2</sub> O).....	11
V.	Alternateur à aimant permanent.....	12
VI.	Conclusion .....	13

## Chapitre II : Etude et Conception de la micro-turbine

I.	Introduction .....	14
II.	Conception .....	14
II.1	Cahier de charges & spécifications de la micro-turbine .....	15
II.2	Calcul des paramètres d'admission de la micro-turbine.....	15
2.1	Détermination des différentes vitesses .....	15
a.	La vitesse d'admission C <sub>1</sub> .....	16
b.	La vitesse de rotation U <sub>1</sub> .....	16
c.	Les vitesses C <sub>u1</sub> et C <sub>a1</sub> .....	16
2.2	Détermination du débit massique.....	16
II.3	Orientation de l'admission .....	17
II.4	Choix de l'angle d'admission.....	17
4.1	Triangles des vitesses au niveau du rotor .....	18
II.5	Détermination du rendement de l'aube.....	18
II.6	Choix de la vanne .....	20
6.1	Vanne à papillon .....	20
6.2	Avantage.....	20
III.	Critères de choix du matériau.....	21
a.	Performances élevées.....	21
b.	Mise en œuvre dans des conditions satisfaisantes .....	21
c.	Fiabilité .....	21
d.	Absence de fragilité.....	21

III.1	Choix de l'aluminium.....	22
III.2	Comportement de l'aluminium dans l'atmosphère.....	22
III.3	Maintenance et entretien .....	22
IV.	Conception et dimensionnement sous SOLIDWORKS .....	22
IV.1	Présentation de SOLIDWORKS .....	22
IV.2	Dimensionnement de chaque composant de la micro-turbine .....	23
2.1	Enveloppe de la micro-turbine.....	23
2.2	Rotor de la micro-turbine.....	24
2.3	Arbre de rotation.....	24
2.4	Roulement du rotor .....	25
2.5	Visserie.....	26
2.6	Vue d'assemblage de la micro-turbine.....	26
V.	Conclusion .....	27

### Chapitre III : Simulation sous logiciel Thermoptim

I.	Introduction .....	28
II.	Présentation de THERMOPTIM .....	28
II.1	Principales fonctionnalités du simulateur .....	28
II.2	Fonctionnalités avancées du simulateur.....	29
III.	Simulation sous le logiciel THERMOPTIM.....	30
III.1	Etude du cycle de Rankine.....	30
III.2	Présentation du cycle.....	31
III.3	Technologie des composants .....	32
III.4	Calcul du cycle de Rankine avec le calculateur-inverseur.....	33
4.1	Etat du point 1 .....	33
4.2	Etat du point 2 .....	34
4.3	Etat du point 3a et 3b .....	35
4.4	Etat du point 3 .....	37
4.5	Etat du point 4s .....	38
4.6	Etat du point 4 .....	39
III.5	Bilan global du cycle .....	40
IV.	Création du schéma et des diagrammes thermodynamiques.....	40

V.	Conclusion.....	43
<b>Chapitre IV : Analyse énergétique et exergetique</b>		
I.	Introduction .....	44
II.	Analyse énergétique.....	44
II.1	Notion d'énergie .....	45
1.1	Energie ordonnée .....	45
1.2	Energie désordonnée .....	45
II.2	Bilan énergétique .....	46
2.1	Pour la pompe .....	47
2.3	Pour la chaudière .....	47
2.2	Pour la turbine .....	47
2.3	Pour le condenseur .....	48
II.3	Rendement énergétique.....	48
III.	Analyse exergetique.....	49
III.1	Notion d'exergie .....	49
III.2	Bilan exergetique .....	50
2.1	Pour la pompe .....	51
2.2	Pour la chaudière .....	52
2.3	Pour la turbine .....	52
2.3	Pour le condenseur .....	53
III.3	Rendement exergetique.....	54
IV.	Conclusion.....	56
<b>Chapitre V : Réalisation du banc d'essai et résultats expérimentaux</b>		
I.	Introduction .....	57
II.	Description du banc d'essai .....	57
II.1	Alternateur.....	58
II.2	Régulateur .....	59
III.	Procédure de démarrage de la micro-turbine .....	59
III.1	Précautions et limitations .....	59
III.2	Démarrage du groupe turbo-alternateur.....	60
2.1	Les prérequis du système .....	60

<b>III.3 Arrêt du groupe turbo-alternateur .....</b>	<b>60</b>
<b>3.1 Arrêt normal de la micro-turbine à vapeur.....</b>	<b>60</b>
<b>IV. Résultats des tests.....</b>	<b>61</b>
<b>IV.1 Test avec l'air comprimé.....</b>	<b>61</b>
<b>IV.2 Test avec la vapeur d'eau .....</b>	<b>64</b>
<b>IV.3 Interpretation des résultats obtenus.....</b>	<b>67</b>
<b>V. Méthodes d'amélioration des performances.....</b>	<b>67</b>
<b>VI. Conclusion.....</b>	<b>68</b>
 <b>Conclusion général .....</b>	 <b>69</b>
 <b>Références bibliographiques</b>	
 <b>Annexe</b>	

# *Nomenclatures*

---

## Nomenclatures

$\rho$	Masse volumique	Kg/ m <sup>3</sup>
T	Température	°C – K
P	Pression	Bar
h	Enthalpie	KJ/Kg
r	Rayon	m
D	Diamètre	m
C	Vitesse d'admission	m/s
U	Vitesse de rotation	m/s
$\omega$	Vitesse angulaire	tr/min
$\xi$	Rapport entre la vitesse de rotation et la vitesse d'admission	
$\alpha$	Angle d'admission	degré (°)
$C_{u1}$	Vitesse tangentielle	m/s
$C_{a1}$	Vitesse normale	m/s
$\dot{m}$	Débit massique	Kg/s
S	La section	m <sup>2</sup>
w	Vitesse relative	m/s
$\varphi$	Rapport entre les vitesses relatives 1 et 4	
W	Travail spécifique	KJ/Kg
$\eta$	Rendement	
P	Puissance	KW
x	Titre massique	
u	Energie interne	KJ/Kg
v	Volume massique	m <sup>3</sup> /Kg

---

s	Entropie	KJ/Kg.K
Ex	Exergie	KJ/Kg
Q	Chaleur spécifique	KJ/Kg
È	Puissance	KW
g	Gravité	m/s <sup>2</sup> – N /Kg
z	Hauteur	m
θ	Transfert d'énergie par écoulement	KJ/Kg
Q̇	Puissance échangée par chaleur	KW
ẇ	Puissance échangée par travail	KW
X <sub>détruite</sub>	Exergie détruite	KJ /Kg
Ψ	Transfert d'exergie par écoulement	KJ/Kg
X	Exergie transférée	KJ /Kg

### Abréviations

ORC	Cycle organique de Rankine
CFC	Chloro-Fluoro-Carbone
HCFC	Hydro- Chloro-Fluoro-Carbone

### Formules chimiques

H <sub>2</sub> O	Eau
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	Iso-pentane
C <sub>5</sub> H <sub>10</sub>	Cyclopentane

# *Liste des figures*

**Liste des figures**

<b>Figure 1.1</b>	Micro-turbine.....	<b>3</b>
<b>Figure 1.2</b>	Mode de détente de la vapeur .....	<b>5</b>
<b>Figure 1.3</b>	Turbine axiale .....	<b>5</b>
<b>Figure 1.4</b>	Turbine radiale.....	<b>6</b>
<b>Figure 1.5</b>	Mode de transmission .....	<b>7</b>
<b>Figure 1.6</b>	Turbine à disque.....	<b>7</b>
<b>Figure 1.7</b>	Turbine à tambour .....	<b>7</b>
<b>Figure 1.8</b>	Schéma du cycle de Rankine.....	<b>8</b>
<b>Figure 1.9</b>	Cycle de Rankine théorique.....	<b>8</b>
<b>Figure 1.10</b>	Cycle de Rankine avec surchauffe.....	<b>9</b>
<b>Figure 1.11</b>	Schéma de fonctionnement d'un système ORC .....	<b>10</b>
<b>Figure 1.12</b>	Schéma de l'alternateur à aimant permanent .....	<b>12</b>
<b>Figure 2.1</b>	Triangle des vitesses en 1, 2, 3 et 4.....	<b>15</b>
<b>Figure 2.2</b>	Orientation de la vanne d'admission.....	<b>17</b>
<b>Figure 2.3</b>	Triangles des vitesses aux indices (1) et (4).....	<b>18</b>
<b>Figure 2.4</b>	Représentation graphique du rendement du rotor en fonction de $U_1/C_1$ .....	<b>19</b>
<b>Figure 2.5</b>	Variation de la puissance en fonction du débit massique .....	<b>20</b>
<b>Figure 2.6</b>	Vanne à papillon .....	<b>21</b>
<b>Figure 2.7</b>	La conception des couvercles de la micro-turbine.....	<b>23</b>
<b>Figure 2.8</b>	Rotor de la micro-turbine .....	<b>24</b>
<b>Figure 2.9</b>	Les dimensions de la clavette .....	<b>25</b>
<b>Figure 2.10</b>	Assemblage de la clavette sur l'arbre de rotation .....	<b>25</b>
<b>Figure 2.11</b>	Roulements du rotor .....	<b>25</b>
<b>Figure 2.12</b>	Assemblage des composants de la micro-turbine .....	<b>26</b>
<b>Figure 3.1</b>	Schéma du cycle de Rankine .....	<b>31</b>
<b>Figure 3.2</b>	Propriétés de l'eau .....	<b>32</b>
<b>Figure 3.3</b>	Schéma de la chaudière .....	<b>33</b>
<b>Figure 3.4</b>	Etat du point 1.....	<b>34</b>
<b>Figure 3.5</b>	Etat du point 2.....	<b>35</b>
<b>Figure 3.6</b>	Etat du point 3a.....	<b>36</b>

<b>Figure 3.7</b>	Etat du point 3b.....	<b>37</b>
<b>Figure 3.8</b>	Etat du point 3.....	<b>38</b>
<b>Figure 3.9</b>	Etat du point 4.....	<b>39</b>
<b>Figure 3.10</b>	Schéma du cycle à vapeur simple .....	<b>40</b>
<b>Figure 3.11</b>	Diagramme de l'exergie en fonction de l'entropie.....	<b>41</b>
<b>Figure 3.12</b>	Diagramme de l'exergie en fonction de l'enthalpie .....	<b>41</b>
<b>Figure 3.13</b>	Diagramme de Mollier du cycle de Rankine (T, S).....	<b>42</b>
<b>Figure 4.1</b>	Schéma du Cycle de Rankine .....	<b>44</b>
<b>Figure 4.2</b>	Représentation de l'exergie détruite en chaque élément du cycle .....	<b>54</b>
<b>Figure 4.3</b>	Diagramme de Sankey du cycle de Rankine.....	<b>55</b>
<b>Figure 5.1</b>	Banc d'essais.....	<b>57</b>
<b>Figure 5.2</b>	Accouplement élastique.....	<b>58</b>
<b>Figure 5.3</b>	Alternateur à aimant permanent.....	<b>58</b>
<b>Figure 5.4</b>	Plaque signalétique de l'alternateur.....	<b>59</b>
<b>Figure 5.5</b>	Régulateur de pression.....	<b>59</b>
<b>Figure 5.6</b>	Procédure de démarrage de la micro-turbine.....	<b>60</b>
<b>Figure 5.7</b>	Test avec l'air comprimé.....	<b>61</b>
<b>Figure 5.8</b>	Variation de la tension et du courant en fonction de la pression de l'air comprimé.....	<b>63</b>
<b>Figure 5.9</b>	variation de la puissance fournie en fonction de la pression de l'air comprimé...	<b>63</b>
<b>Figure 5.10</b>	Test avec la vapeur d'eau.....	<b>64</b>
<b>Figure 5.11</b>	Variation de la tension et du courant en fonction de la pression de la vapeur d'eau .....	<b>65</b>
<b>Figure 5.12</b>	Variation de la puissance fournie en fonction de la pression de la vapeur d'eau... Courbe de variation de la vitesse de rotation en fonction de la pression de la	<b>65</b>
<b>Figure 5.13</b>	vapeur d'eau.....	<b>66</b>
<b>Figure 5.14</b>	Récapitulatifs des résultats obtenus.....	<b>67</b>

# *Liste des tableaux*

**Liste des tableaux**

<b>Tableau 2.1</b>	Variation de la puissance en fonction du diamètre d'admission.....	<b>20</b>
<b>Tableau 2.2</b>	Choix des Vis .....	<b>26</b>
<b>Tableau 2.3</b>	Choix des rondelles .....	<b>26</b>
<b>Tableau 2.4</b>	Choix des écrous.....	<b>26</b>
<b>Tableau 3.1</b>	Etat du point 1 .....	<b>34</b>
<b>Tableau 3.2</b>	Etat du point 2.....	<b>35</b>
<b>Tableau 3.3</b>	Etat du point 3a.....	<b>36</b>
<b>Tableau 3.4</b>	Etat du point 3b.....	<b>36</b>
<b>Tableau 3.5</b>	Etat du point 3.....	<b>37</b>
<b>Tableau 3.6</b>	Etat du point 4s.....	<b>38</b>
<b>Tableau 3.7</b>	Etat du point 4.....	<b>39</b>
<b>Tableau 5.1</b>	Résultats obtenus lors du test avec l'air comprimé.....	<b>62</b>
<b>Tableau 5.2</b>	Résultats obtenus lors du test avec la vapeur d'eau.....	<b>64</b>
<b>Tableau 5.3</b>	Vitesse de rotation de l'arbre en fonction de la variation de la pression.....	<b>66</b>

# *Résumé*

---

## Résumé

Dans le contexte énergétique actuel, nous assistons au développement des technologies de production d'énergie "propre". Ainsi, de nouvelles perspectives comme la production d'électricité décentralisée à partir de petites installations moins onéreuses sont offertes à la recherche sur les "énergies renouvelables". Dans ce cadre, nous nous intéressons à la réalisation d'un banc d'essai de micro-turbine à vapeur pouvant être utilisée pour la production d'électricité dans les zones isolées ou montagneuses. Dans notre étude on s'est intéressé aux micro-turbines à vapeur et à leurs fonctionnements à partir du cycle de Rankine à vapeur. Ensuite, nous nous sommes orientés vers l'étude et la conception de la micro-turbine sous SOLIDWORKS. Puis, à la simulation du cycle de Rankine sous logiciel THERMOPTIM ce qui nous a permis d'élaborer des bilans énergétiques et exergetiques. Enfin, nous avons concrétisé notre travail, par l'exposition du banc d'essai et par la présentation des différents résultats obtenus lors de la réalisation.

**Mots clés :** Micro-turbine, Cycle ORC, Exergie, Analyse exergetique, THERMOPTIM, Diagramme de Sankey.

## Abstract

In the current energy context, we are witnessing the development of "clean energy technologies". Thus, new opportunities such as electricity production which is decentralized from small installations are available for research on "renewable energies". In this context, we are interested in the realization of a steam micro-turbine test bench which can be used to generate electricity in remote or mountainous areas. In our study, we was interested in steam micro-turbines and their operations from the steam Rankine cycle. Then, we turned to the study and design of the micro-turbine with the software SOLIDWORKS. Then, to the simulation of the Rankine cycle in THERMOPTIM software which allowed us to develop the energy and exergy balances. Finally, we have concretized our work, by the exhibition of test bench and the presentation of the different results obtained when carrying.

**Keywords :** Micro-turbine, ORC Cycle , Exergy , Exergy Analysis , THERMOPTIM, Sankey diagram.

## ملخص

في السياق الطاقوي الحالي نشهد تطورا لتكنولوجيات انتاج الطاقة النظيفة وبالتالي فان افاقا جديدة كإنتاج الكهرباء اللامركزية انطلقا من منشآت اقل تكلفة فتحت امام الابحاث حول " الطاقات المتجددة". في هذا السياق، نحن مهتمون في تحقيق اختبار بالتوربينات الصغيرة القابلة للاستخدام لتوليد الكهرباء في المناطق النائية أو الجبلية. في دراستنا، اهتمنا بالتوربينات الصغيرة ونمط عملها مع دورة رانيكن بخاري. ثم، لجأنا إلى دراسة وتصميم التوربين الصغيرة باستخدام برنامج سوليدواركس. بعدها، صب الاهتمام حول التظاهر باستعمال البرنامج المعلوماتي تارموبتيم ما مكننا من إنجاز الحصيلة الطاقوية وحصيلة Exergie للدورة الكاملة. في النهاية جسدنا عملنا، بعرض آلة الاختبارات وكذا تقديم مختلف النتائج المحصل عليها اثناء التنفيذ.

**كلمات البحث :** التوربينات الصغيرة، دورة ORC، Exergie، تحليل Exergie، THERMOPTIM، التمثيل البياني

Sankey

*Introduction  
générale*

## **Introduction générale**

L'énergie électrique est sans doute l'une des formes d'énergie les plus utilisées de nos jours. Depuis sa première production au XVII<sup>e</sup> siècle elle a marqué de façon considérable le mode de vie des êtres humains et elle est devenue l'une des sources d'énergie les plus courantes dans la vie quotidienne. Ses domaines d'applications sont nombreux et elle est préférée à beaucoup d'autres car elle n'est pas polluante et elle s'est révélée être l'une des formes les plus faciles à produire.

Il existe en effet différents moyens de production de l'énergie électrique dans les zones isolées et montagneuses. Dans les centrales thermiques par exemple c'est l'énergie calorifique qui est utilisée pour produire de l'énergie cinétique laquelle sera convertie en énergie mécanique puis en énergie électrique. On peut citer aussi l'énergie solaire et bien d'autres sources encore, toutes utilisées pour produire de l'électricité. L'électrification décentralisée est l'un des moyens utilisés dans le passé essentiellement pour alimenter en énergie électrique des villages isolés ou des zones montagneuses mais surtout dans le grand sud algérien où le transport de l'énergie par réseau est très coûteux ou inexistant. Ce réseau est d'une importance majeur et vitale.

Les dernières décennies ont été marquées par des progrès très importants dans le domaine de la micro-fabrication. D'abord motivés par l'industrie de micro-conception, ces progrès en fabrication ont rapidement inspiré les chercheurs à explorer d'autres voies en mécanique, chimie, optique et biologie [1]. Ainsi de nouvelles possibilités dans les techniques de micro-fabrication sont ouvertes chaque jour pour la conception de microsystèmes électromécaniques aux bénéfices multiples que ce soit dans l'industrie, l'agriculture ou dans nos maisons.

Ensuite, il s'agit de concevoir un dispositif répondant à des critères d'espace, d'efficacité, de fiabilité et de coût de production pour convertir la puissance source en puissance électrique.

# ***Chapitre*** **1**

*Théorie et état de l'art*

## I. Introduction

La micro-turbine est un dispositif rotatif destiné à utiliser la force d'un fluide (eau, vapeur, air, gaz de combustion et fluide organique) dont le couple est transmis au moyen d'un arbre. L'énergie du fluide, caractérisée par sa vitesse et son enthalpie est partiellement convertie en énergie mécanique pour entraîner un alternateur ou tout autre récepteur mécanique rotatif. L'énergie mécanique produite peut ensuite servir à la propulsion d'un véhicule, à entraîner d'autres machines ou à produire de l'électricité grâce à une génératrice. On peut voir que les possibilités sont immenses en terme de mécanismes de transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique et finalement la conversion de cette énergie en puissance ou en travail utile.

## II. Historique

Les premières micro-turbines ont vu le jour entre 1950 et 1970 dans l'industrie automobile, les générateurs de stations de lancement de missile, les avions et dans les moteurs de bus. L'utilisation de cet équipement au marché d'énergie a augmenté entre 1980 et 1990 quand la demande de technologies de production distribuées a augmenté aussi. [2]

En 1978, Allison a commencé un projet qui visé le développement et la construction des groupes pour des demandes militaires, conduites par de petites turbines à gaz. [3]

En 1980, dans le cadre du soutien de l'Institut de recherche de gaz, un programme intitulé Advanced Energy Système (AES) a été lancé en vue de développer une petite turbine à gaz, avec des caractéristiques typiques de turbine d'aviation, évalué à 50 kW et équipé d'un récupérateur de chaleur pour une cogénération de système. Le programme a été abandonné vers 1990 par l'Institut de recherche du gaz, en raison de problèmes avec le coût final du produit (Watts, 1999). Le concept de micro-turbine a commencé à être exploré au Massachusetts Institute of Technology au début des années 90 sous l'impulsion d'Epstein.[4] Actuellement, les micro-turbines sont utilisées pour la production de l'électricité dans les zones enclavées et isolées.

Certaines entreprises aux États-Unis, Angleterre et en Suède ont récemment introduit dans les unités commerciales sur le marché mondial des micro-turbines. Parmi ces entreprises : AlliedSignal, Energy Systems Elliott, Capstone, Ingersoll-Rand Systèmes Energie. Récupérateurs WorksTM, Turbec, Browman Puissance et ABB Distributed Generation et Volvo Aero Corporation. [2]

### III. La micro-turbine à vapeur

#### III.1 Description générale

La déréglementation dans la production de l'énergie électrique et son marché émergent ont créé un intérêt renouvelé dans les générateurs fonctionnant en parallèle avec le réseau de distribution.



**Figure 1.1 :** Micro-turbine.

L'installation de micro-turbine est plus rentable et moins dispendieuse que de construire des centrales avec leurs lignes de distribution, surtout dans les régions qui ont atteint la limite de puissance électrique disponible telle que les régions isolées et les pays à faible électrification.

Il est important de souligner que la micro-turbine n'est pas une technologie récente, mais qu'elle est développée depuis près d'un quart de siècle. Ses avantages sont liés à son faible coût à l'installation, sa capacité d'être installée en batterie et des coûts de maintenance relativement faibles. En effet l'arbre, étant la seule partie tournante et la micro-turbine ne nécessitant aucun circuit de refroidissement.

Son intérêt réside aussi dans sa faculté de produire sa propre énergie indépendamment du distributeur. Parmi ses points forts on peut citer :

- Sa flexibilité dans le cas d'ajout de charges additionnelles, sa faculté d'améliorer la disponibilité et la sûreté d'approvisionnement.
- Pour le coût de l'énergie produite et la possibilité de la revendre.
- Sa faculté à compenser l'énergie réactive et d'atténuer les harmoniques.

Enfin, on doit souligner sa flexibilité à fonctionner en mode connecté au réseau ou en mode autonome, ainsi que la possibilité de l'adapter en une alimentation d'urgence lorsqu'elle est associée avec un dispositif de stockage de l'énergie électrique.

### III.2 Principe de fonctionnement

La micro-turbine à vapeur est un dispositif rotatif, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau ou un fluide organique.

### III.3 Classification des turbines à vapeur

On peut classer les turbines à vapeur selon :

- ❖ Le mode de détente de la vapeur.
- ❖ Le sens d'écoulement de la vapeur.
- ❖ La nature de fonctionnement thermodynamique.
- ❖ La méthode de transmission d'énergie thermique.
- ❖ Le mode de construction.

#### 3.1 Le mode de détente de la vapeur

On distingue les turbines suivantes :

##### a. Turbines à action

La détente de la vapeur s'effectue en une seule fois dans les tuyères ou les aubes fixes distributrices avant l'entrée dans la couronne d'aubes. Toute l'énergie disponible est transformée en énergie cinétique avant l'entrée dans la roue.

##### b. Turbines à réaction

Une partie seulement de la détente s'effectue dans les tuyères avant l'entrée dans la roue. Le reste de la détente s'effectue pendant la traversée de la couronne d'aubes. Autrement dit la détente de la vapeur s'effectue dans les canaux fixes et mobiles. [5]

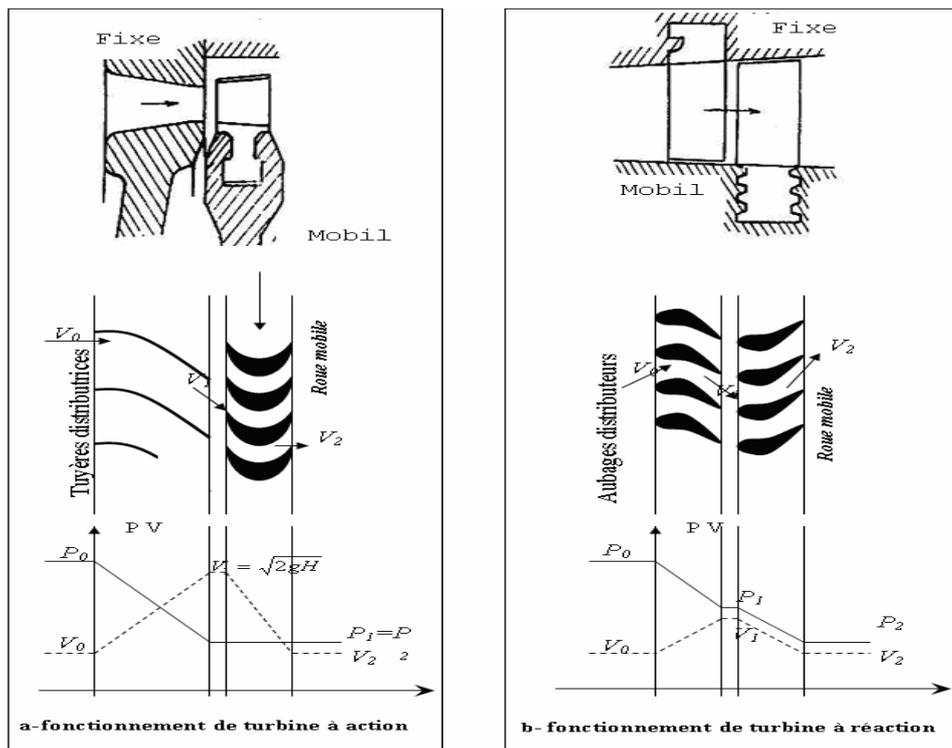


Figure 1.2 : Mode de détente de la vapeur.

### 3.2 Le sens d'écoulement de la vapeur

#### a. Turbine axiale

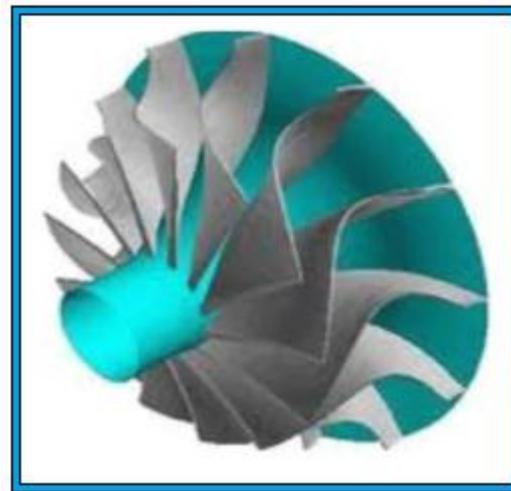
Ce type est le plus utilisé où les aubes sont placées radialement sur la roue ce qui exige un déplacement de vapeur presque parallèle à l'axe de la turbine.



Figure 1.3 : Turbine axiale.

#### b. Turbine radiale

L'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaires à l'axe de la turbine.



**Figure 1.4 :** Turbine radiale.

### **3.3 La nature de fonctionnement thermodynamique**

#### **a. Turbine à condensation**

La vapeur circule suivant un cycle fermé et l'opération de détente permet de détendre la vapeur jusqu'à des pressions très basses (0.05 bar). Généralement ce type de turbines est composé de turbines haute pression, moyenne pression et basse pression.

#### **b. Turbine à contre pression**

La vapeur circule suivant un cycle ouvert et les pressions sont toujours supérieures à la sortie. Elle est utilisée pour d'autres fins (séchage, chauffage industrie chimique,...).

### **3.4 Le mode de transmission d'énergie thermique**

#### **a. Transmission directe**

L'énergie mécanique produite est transmise directement à la génératrice à la même vitesse de rotation.

#### **b. Transmission indirecte**

L'installation nécessite un réducteur de vitesse, comme c'est le cas de la turbine des bateaux où les vitesses d'hélices sont plus petites.

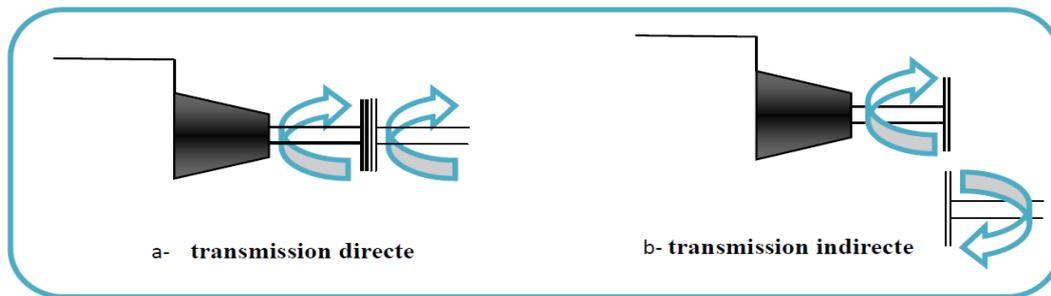


Figure 1.5 : Mode de transmission.

### 3.5 Le mode de construction

#### a. Turbine à disque

Les roues à disque sont construites séparément et calées sur un arbre. [6]



Figure 1.6 : Turbine à disque.

#### c. Turbine à tambour

Les aubes sont calées sur un tambour rapporté sur l'arbre.

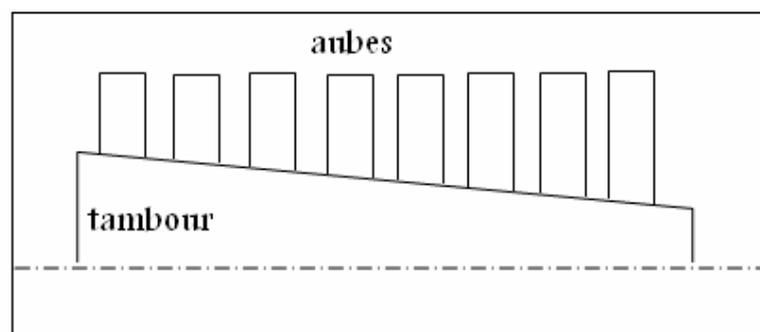


Figure 1.7 : Turbine à tambour.

#### IV. Cycle de Rankine de la micro-turbine à vapeur

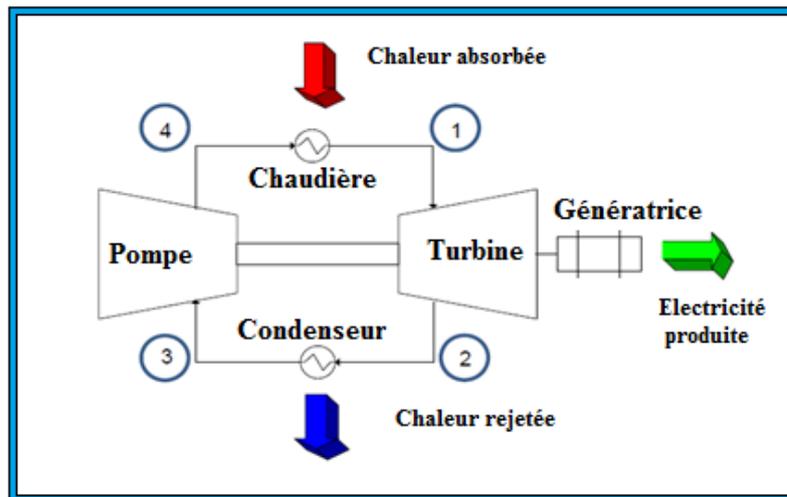


Figure 1.8 : Schéma du cycle de Rankine.

##### IV.1 Cycle de Rankine théorique

Le cycle de base d'une turbine à vapeur (cycle théorique comportant un changement d'état) est un cycle de Rankine qui se déroule totalement en vapeur humide. Ce cycle comporte :

- ✓ deux isobares (changement d'état isotherme).
- ✓ deux adiabatiques.

C'est un cycle de Carnot (rectangle dans le diagramme (T-S)), appliqué aux vapeurs condensables :

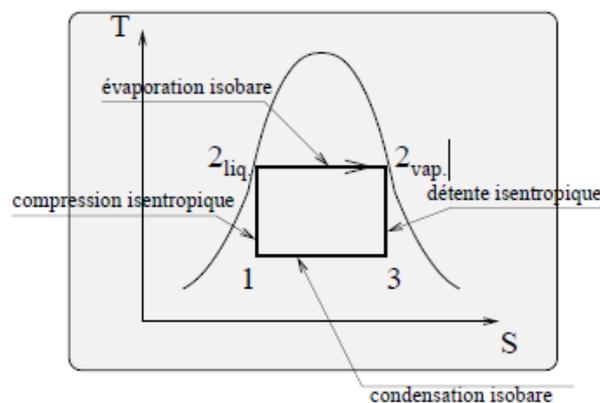


Figure 1.9 : Cycle de Rankine théorique.

**Remarque**

Pratiquement, ce cycle est difficilement réalisable car :

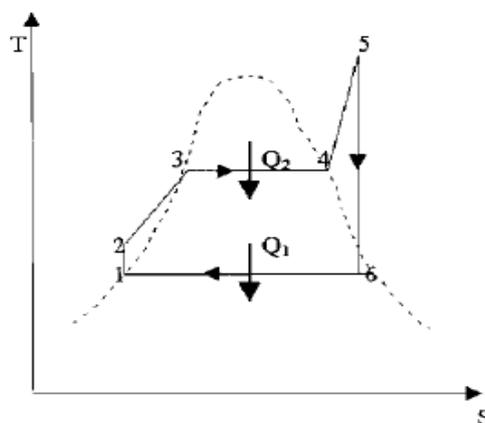
- ✓ il est difficile de comprimer de façon isentropique un mélange à deux phases (1-2liq).
- ✓ il est difficile de contrôler la condensation (3-1) pour parvenir précisément au point 1 (titre de vapeur  $0 < x_1 < 1$ ).
- ✓ les ailettes de la turbine risquent d'être rapidement érodées par les gouttelettes liquides qui apparaissent lors de la détente. [5]

**IV.2 Cycle de Rankine avec surchauffe**

Le cycle de Rankine avec surchauffe est à la base des machines utilisant la vapeur d'eau dans les centrales thermiques. Il comporte étapes suivantes :

- L'eau liquide est mise en pression par une pompe (1-2) et envoyée vers la chaudière.
- L'eau est chauffée (2-3), vaporisée (3-4) et surchauffée (4-5).
- La vapeur se détend et se refroidit dans la turbine (5-6) en fournissant de l'énergie mécanique.
- La vapeur détendue est condensée (6-1) au contact de la source froide sous vide partiel.

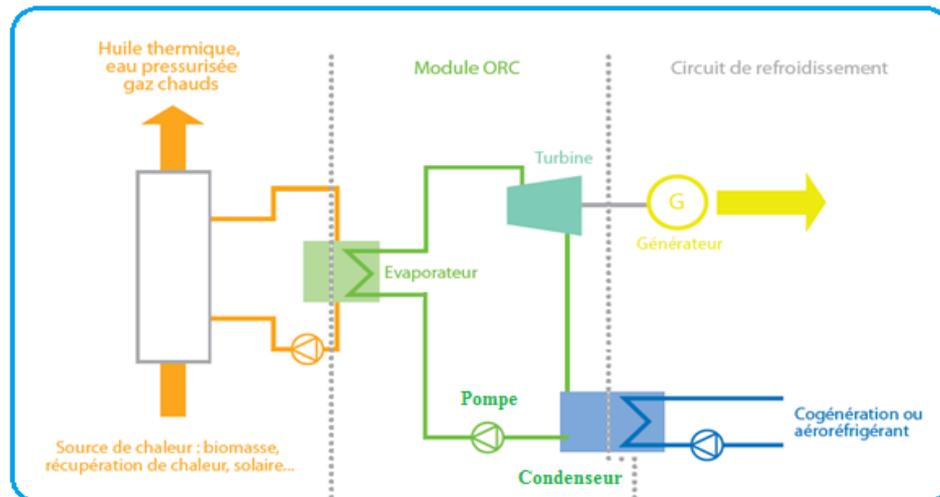
On peut représenter le cycle de Rankine dans un diagramme entropique (Température - Entropie T-S). Dans ce cycle la compression et la détente sont isentropiques, l'échauffement et la condensation supposés isobares ; à la sortie de la chaudière la vapeur d'eau peut être surchauffée avant son entrée dans la turbine. On obtient alors le cycle de Hirn représenté dans la figure 1.10 dont le rendement est bien meilleur que celui du cycle de Rankine simple.



**Figure 1.10** : Cycle de Rankine avec surchauffe. [6]

### IV.3 Cycle de Rankine à fluide organique (ORC)

La génération d'électricité à partir de sources thermiques à basses température est possible grâce à l'utilisation de fluides organiques (réfrigérants) qui alimentent des turbines selon le même principe que le fameux cycle à vapeur, d'où le nom de cycle ORC « Organic Rankine Cycle ». Ces réfrigérants permettent en effet une exploitation plus efficace de la chaleur à basse température, pour les applications de petites puissances (de l'ordre de quelques kW à quelques MW).



**Figure 1.11** : Schéma de fonctionnement d'un système ORC.

De la vapeur haute pression d'un fluide (réfrigérant) est générée dans l'évaporateur puis chauffée par une source thermique (par exemple la chaleur solaire ou les rejets thermiques d'un moteur à combustion). Cette vapeur de réfrigérant est détendue dans la turbine, générant ainsi de l'électricité par l'intermédiaire d'un alternateur électrique. Ensuite, la vapeur, à la sortie de la turbine, est condensée dans le condenseur en utilisant comme fluide de refroidissement les aérorefrigérants. Le liquide organique (réfrigérant) obtenu au condenseur est finalement pompé à l'évaporateur pour compléter le cycle. Dans le but d'améliorer les performances du cycle, différentes solutions technologiques de préchauffage du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur peuvent être utilisées en fonction des caractéristiques du fluide de travail. Par exemple pour un cycle avec régénération, la vapeur basse pression issue de la turbine pourra être utilisée dans un échangeur-régénérateur pour préchauffer le fluide organique avant son entrée dans l'évaporateur, ce qui permet d'améliorer de manière significative l'efficacité du cycle.[7]

### IV.3.1 Fluides de travail considérés pour le développement de la micro-turbine

Plusieurs types de fluides de travail sont considérés pour être détendus dans la micro-turbine. Des critères de performance, de toxicité, d'impact sur l'environnement et d'inflammabilité sont considérés dans les choix du fluide. Le niveau élevé de la température (entre 150 et 250°C) élimine rapidement de nombreux fluides réfrigérants.

#### a. Les fluides organiques naturels considérés (les hydrocarbures)

Les fluides organiques naturels considérés sont le pentane et ses dérivés tels que l'iso-pentane ( $C_5H_{12}$ ) et le cyclopentane  $C_5H_{10}$ ). Ce sont des molécules trouvées dans la nature, ne contenant que des atomes de carbone et d'hydrogène. Ces fluides naturels présentent de très bonnes caractéristiques, si ce n'est leur inflammabilité qui nécessiterait des précautions importantes. Leur utilisation comme fluide de travail dans les systèmes ORC entraîne pour des raisons de sécurité des contraintes techniques souvent plus complexes que les réfrigérants fluorés, mais ont globalement un impact environnemental absolu plus réduit par rapport à ces derniers. Ces fluides ne posent pas de problèmes là où une installation en extérieur est possible et voire même souhaitée.

#### b. Les fluides organiques d'hydrocarbures fluorés (HFC) (les réfrigérants)

Les HFC, comme par exemple le R134a et le R245fa sont des molécules composées d'hydrogène, de fluor et de carbone, développés ces dernières années pour remplacer les Chloro-Fluoro-Carbone (CFC) ou leurs substituts (les HCFC).

Les HFC ne sont en général ni classés inflammables ni considérés appauvrissant la couche d'ozone stratosphérique. Ils ne sont actuellement pas couverts d'interdiction mais de nouvelles instructions ou règlements relatifs à certains gaz à effet de serre fluorés (Base européenne, Août 2003, Base suisse Osubst - Juillet 2004) limitent leur cadre d'utilisation.

Des mélanges binaires de fluides HFC (ou de fluides naturels avec HFC) permettent d'adapter les propriétés physiques de ces fluides à des besoins spécifiques (température d'application par exemple supérieure à 200°C).

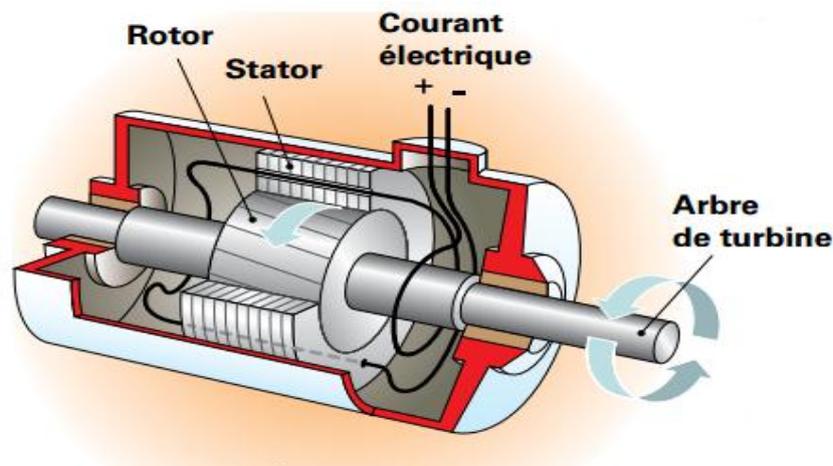
#### c. L'eau comme fluide de travail ( $H_2O$ )

Les particularités d'un fluide organique par rapport à l'eau est que cette dernière a un faible volume massique et en général une pente positive à la courbe de vapeur saturante, simplifiant ainsi le dimensionnement des turbines. Un bon rendement à basse température est assuré par la régénération possible des vapeurs à basse pression.

En revanche, la vapeur en tant que fluide de travail est très intéressante par rapport à ses caractéristiques pour l'environnement et surtout lorsqu'on désire une température de chauffage (en cogénération) un peu plus élevée, de 70 à 80°C utilisable pour l'eau chaude sanitaire, alors que l'utilisation de fluides organiques limite les températures de sortie entre 40 et 60°C. De plus, la pompe de circulation est de type standard et consomme moins d'énergie en raison du faible débit nécessaire. Par contre, pour des questions de simplification, le développement de la machine bi-étagée est effectué avec le choix d'une lubrification des volutes et des paliers de turbine. L'installation à vapeur doit donc comporter un système de gestion d'huile de lubrification relativement complexe y compris un séparateur et une pompe d'huile supplémentaire.

## V. Alternateur à aimant permanent

L'alternateur est un élément très essentiel à la production de l'électricité et dont le rôle consiste à transformer l'énergie cinétique (c'est à dire l'énergie du mouvement de l'arbre de la turbine à vapeur) en un flux d'électrons que l'on appelle « électricité ». Ce générateur est composé d'un aimant appelé rotor (fixé à l'arbre de rotation) qui tourne à l'intérieur d'un bobinage de fils de cuivre nommé Stator. La force ainsi produite expulse les électrons de leurs atomes et induit dans les fils de cuivre un flux d'électrons, c'est-à-dire l'électricité. Les électrons peuvent alors être envoyés par les lignes de transport là où on en a besoin. La particularité de l'alternateur à aimant permanent est qu'on a une production d'énergie électrique même si la vitesse de rotation est faible.



**Figure 1.12 :** Schéma de l'alternateur à aimant permanent.

**VI. Conclusion**

La micro-turbine est sans doute la technologie la plus employée actuellement pour la production électrique dans les zones isolées à partir de biomasse. Cette technologie est ancienne et bien maîtrisée et elle offre la possibilité d'utiliser tout type de fluides moteur.

Le plus souvent, l'énergie solaire est disponible sur le territoire même de la nation qui souhaite l'utiliser. Cette énergie concourt donc à l'indépendance énergétique qui est une aspiration importante de la plupart des états. Elle représente de plus, une énergie décentralisée dans les régions de production qui sont principalement situées en zones montagneuses ainsi qu'en zones rurales.

# ***Chapitre*** **2**

***Etude et conception de  
la micro-turbine***

## I. Introduction

Ce chapitre expose les choix de conception et de dimensionnement adoptés. Il faut savoir que le processus de passage d'une idée ou d'un concept à une réalité est un processus créatif et itératif long. La réalisation des plans des différentes pièces est la partie du projet qui nous a pris le plus de temps. Les changements apportés durant la conception ne seront pas tous présentés ici, car ils sont trop nombreux.

Il s'agit d'étudier la conception et le dimensionnement d'une machine répondant à une demande pour des puissances de moins de 10 KW et principalement conçue pour la production d'électricité dans les sites isolés et autres. Les choix adoptés dans la conception et le dimensionnement sont guidés par l'intention de produire une machine fiable, en restant au niveau des pays en voie de développement qui pourront la monter avec de faibles moyens techniques mais en plus simple et en proposant directement les plans avec fournitures (paliers, roulements, joints, et couvercle de la turbine), soit des produits haut de gamme mis à disposition des ateliers des pays du Sud. La fiabilité est un critère important, car dans les pays où elle sera utilisée une panne même bénigne peut arrêter la machine plusieurs semaines : le temps nécessaire à l'envoi de la pièce de rechange souvent importée et de faire venir un ouvrier qualifié.

## II. Conception :

Les différents problèmes sont notamment :

### ❖ Pour l'admission :

- Le choix de l'orientation de la conduite forcée par rapport à la bride d'entrée de la micro-turbine, doit-elle être vertical, horizontale ou inclinée ?
- Le choix de la longueur de l'admission de la vanne ?

### ❖ Pour la vanne :

- Quel type de vanne choisir ?
- La vanne sera-t-elle démontable ?

### ❖ En général :

- Tout montage entraîne des problèmes d'étanchéité.
- La conception des aubes influence sur le rendement de la micro-turbine.
- Réaliser des fixations pour la micro-turbine qui pourraient être fixés directement au-dessous.

II.1 Cahier de charges & spécifications de la micro-turbine

Vitesse de l'arbre tournant	782,80 tr/min
Nombre d'étages	1
Type de la micro-turbine	à action
Débit massique	272,05 kg/h
Température d'admission	250 °C
Pression d'admission	8 bar
Pression de sortie	1,0348 bar
Angle d'admission	17 °
Nombre d'ailettes du rotor	53
Langueur de l'arbre	350 mm
Matériaux de fabrication	Aluminium (Rotor, aube, couvercles) & acier (axe)
Poids du rotor avec arbre	2,5 kg
Diamètre de la micro-turbine	0,398 m
Poids de la micro-turbine	25 kg

II.2 Calcul des paramètres d'admission de la micro-turbine

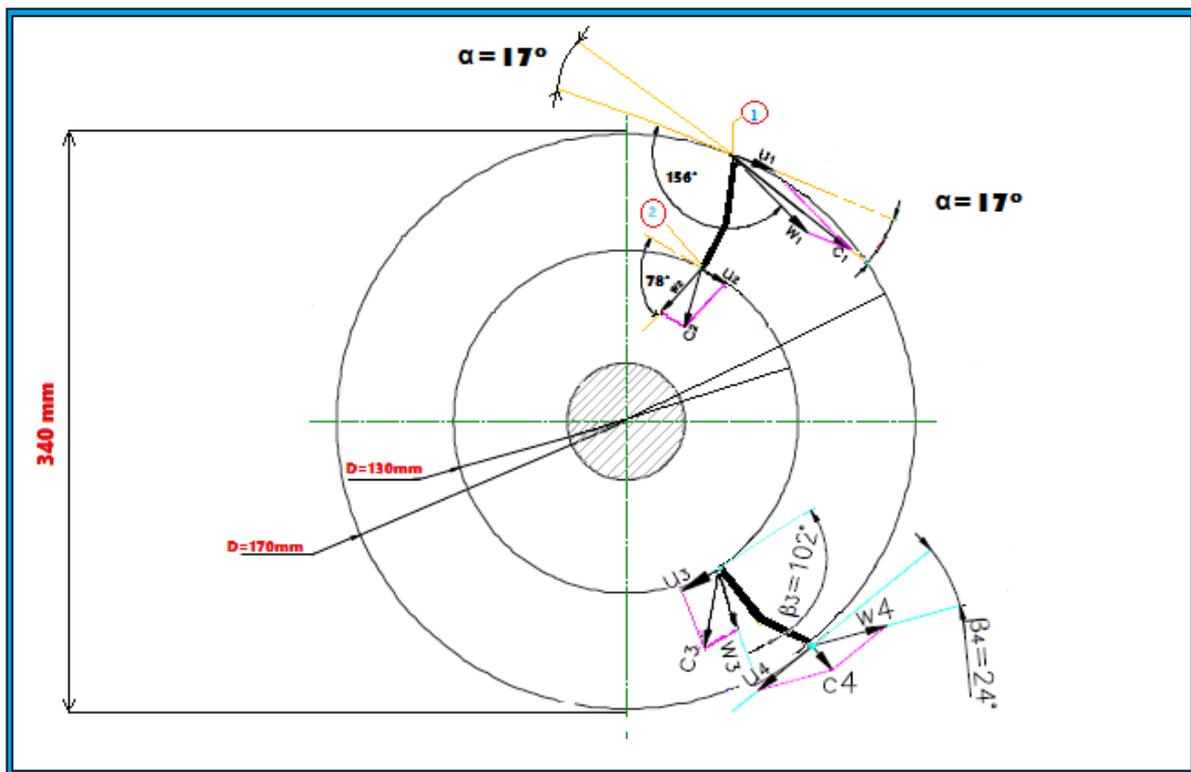


Figure 2.1 : Triangle des vitesses en 1, 2, 3 et 4.

2.1 Détermination des différentes vitesses

- |                               |                                 |
|-------------------------------|---------------------------------|
| $T_0=250^\circ$               | $T_1= 100,59^\circ\text{C}$     |
| $P_0= 8 \text{ bar}$          | $P_1= 1.0348 \text{ bar}$       |
| $h_0 =2950,42 \text{ kJ/kg}$  | $h_1 = 2619,94 \text{ kJ/kg}$   |
| $r_1 = 0,17 \quad r_2 = 0,13$ | $\rho_1 = 4,162 \text{ kg/m}^3$ |

Etat de vapeur : surchauffée

**a. La vitesse d'admission  $C_1$**

D'après l'équation de l'énergie :

$$\frac{C_0^2}{2} + h_0 = \frac{C_1^2}{2} + h_1 \quad (1)$$

$C_0^2$  est négligeable donc

$$C_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1)} \quad (2)$$

$$C_1 = 25,70 \text{ m/s}$$

**b. La vitesse de rotation  $U_1$  :**

On suppose que le nombre de tours est de :  $\omega = 782,80 \text{ tr/min}$

$$U_1 = \omega \cdot r_{\text{moy}} \quad (3)$$

$$U_1 = 12,29 \text{ m/s}$$

$$\xi = \frac{U_1}{C_1} = \frac{\cos \alpha}{2} \quad (4)$$

$$\cos \alpha = \frac{2 \cdot U_1}{C_1}$$

$$\alpha = 17^\circ$$

**c. Les vitesses  $C_{u1}$  et  $C_{a1}$  :**

D'après le triangle de vitesse on trouve que :

$$\cos \alpha = \frac{C_{u1}}{C_1} \quad (5)$$

$$C_{u1} = 24,57 \text{ m/s}$$

$$C_1^2 = C_{u1}^2 + C_{a1}^2 \quad (6)$$

$$C_{a1} = \sqrt{C_1^2 - C_{u1}^2}$$

$$C_{a1} = 7,53 \text{ m/s}$$

## 2.2 Détermination du débit massique

$$\dot{m} = \rho \cdot C_1 \cdot S$$

Avec  $d = 0,03 \text{ m}$

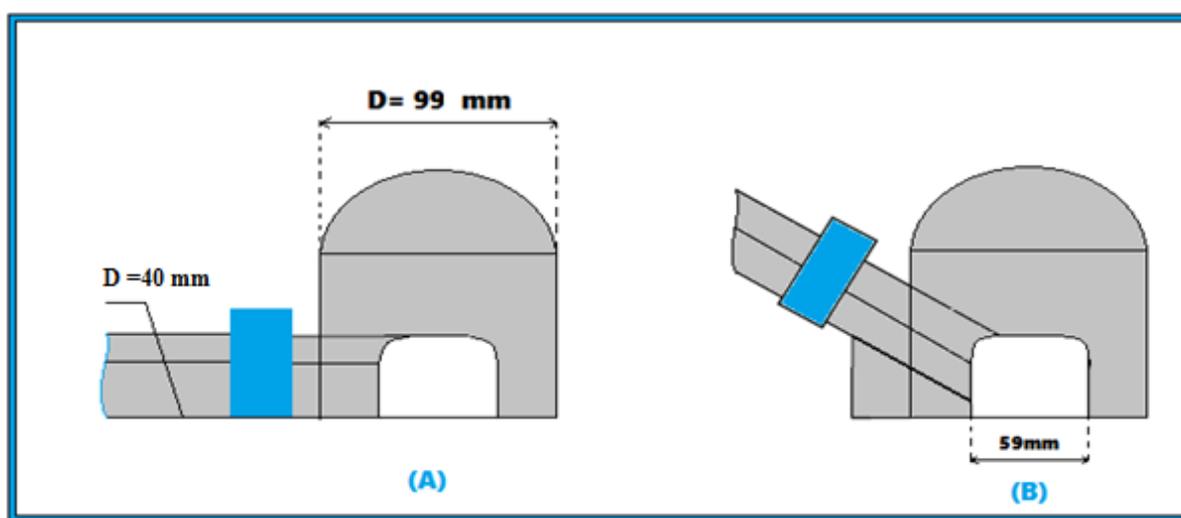
$$S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

$$\dot{m} = 272,05 \text{ kg/h} = 0,075 \text{ Kg/s}$$

### II.3 Orientation de l'admission

Elle peut-être soit horizontale, oblique ou verticale. On remarque une tendance chez la plupart des constructeurs à la placer horizontalement. Nous choisissons cette dernière qui semble la plus appropriée car :

- Il est plus simple de démonter la vanne d'admission horizontale.
- Une entrée inclinée coince la turbine entre le plan de fixation du bâti et celui de la bride de la conduite forcée ; il en résulte des contraintes importantes sur la machine au moindre mouvement de la conduite.
- Le dernier socle de maintien de la conduite rigidifie l'ensemble de cette dernière.



**Figure 2.2 :** Orientation de la vanne d'admission.

Dans le cas d'orientation de la vanne d'admission de type (A) le fluide se propulse à travers une vanne d'admission horizontale ce qui donne un bon rendement du rotor et le choix approprié de l'angle d'attaque assure une bonne rotation du rotor. L'orientation de la vanne d'admission de type (B) provoque des pertes de charge et des fuites de débit énorme par rapport à la vanne de type (A).

### II.4 Choix de l'angle d'admission

Les essais réalisés sur cette micro-turbine ont montrés une diminution de la vitesse de rotation et du moment angulaire lorsque l'angle d'admission dépasse  $20^\circ$  degré. Ce qui influe négativement sur le rendement de la turbine. Cependant notre micro-turbine n'est pas destinée à de grands débits. L'angle choisi est de  $17^\circ$  degré.

4.1 Triangles des vitesses au niveau de rotor

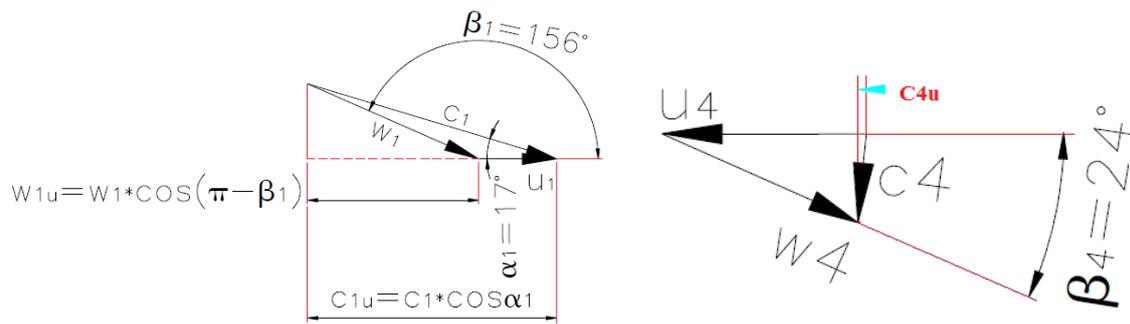


Figure 2.3 : Triangles des vitesses aux indices (1) et (4).

II.5 Détermination du rendement de l'aube

D'après l'équation d'Euler on a :

$$W = (C_{u1} \cdot U_1 - C_{u2} \cdot U_2) + (C_{u3} \cdot U_3 - C_{u4} \cdot U_4) \tag{7}$$

Les aubages des rotors sont dessinés de sorte que  $\beta_2 = \pi - \beta_3 = 78^\circ$ .

Comme  $U_1 = U_4 = U_2 = U_3 = U$  car c'est la même vitesse de rotation.

On a  $C_{2u} = C_{3u}$ , car  $C_2 = C_3$ , d'après la relation de Bernoulli appliquée entre 2 et 3

$$P_2 + \frac{1}{2} \times C_2^2 \times \rho_2 = P_3 + \frac{1}{2} \times C_3^2 \times \rho_3, \text{ ou } P_3 = P_2$$

Donc  $C_2 = C_3$

On aura alors :

$$W = U(C_{u1} - C_{u4}) \tag{8}$$

Des triangles des vitesses, on tire

$$C_{u1} = U_1 + w_{u1} = U_1 - w_1 \times \cos\beta_1$$

$$C_{u4} = U_4 + w_{u4} = U_4 - w_4 \times \cos\beta_4$$

Et il vient

$$W = U(-w_1 \times \cos\beta_1 + w_4 \times \cos\beta_4)$$

En réalité, à cause des frottements sur les aubages,  $w_4 = \varphi \cdot w_1$ , avec  $\varphi$  légèrement inférieur à l'unité.

Le travail peut s'écrire :

$$\begin{aligned} W_{\text{aube}} &= U_1(-w_1 \times \cos\beta_1 + \varphi \cdot w_1 \times \cos(\pi - \beta_1)) \\ &= -U_1 \times (1 + \varphi) \times w_1 \times \cos\beta_1 = -U_1 \times (1 + \varphi) \times (U_1 - C_{u1}) \end{aligned}$$

$$W_{\text{aube}} = U_1 \times (1 + \varphi) \times (C_1 \times \cos \alpha - U_1) \tag{9}$$

$$W_{\text{aube}} = 294,45 \text{ KJ/Kg}$$

Le travail maximum récupérable  $W_{\max}$  dans une telle roue s'obtient en supposant que toute l'énergie cinétique disponible dans le jet de sortie de la tuyère est récupérée (dans ce cas  $C_4$  serait nulle). On a donc

$$W_{\max} = \frac{C_1^2}{2}$$

On introduit le rendement  $\eta_{\text{aube}}$  par :

$$\eta_{\text{aube}} = \frac{W}{W_{\max}} = \frac{W}{C_1^2/2}$$

$$\eta_{\text{aube}} = \frac{2 \times U_1 \times (1 + \varphi) \times (\cos \alpha - \frac{U_1}{C_1})}{C_1} \quad (10)$$

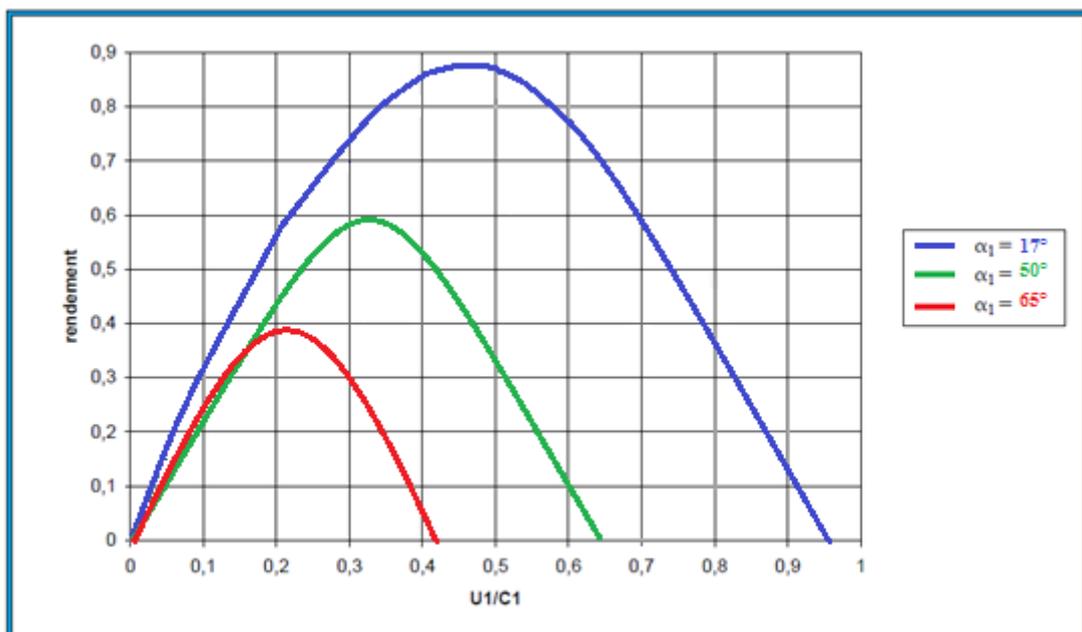


Figure 2.4 : Représentation graphique du rendement du rotor en fonction de  $U_1/C_1$ .

On constate pour les trois cas d'angle d'admission différents que :

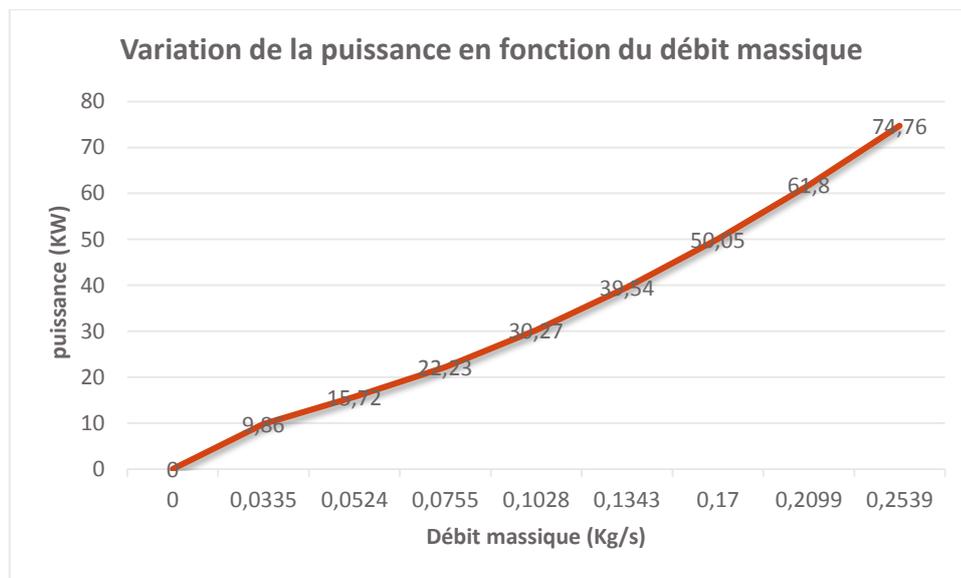
- ✓ Le rendement s'annule pour deux valeurs particulières du rapport  $U_1/C_1$ , à savoir :
  - $U_1/C_1 = 0$ , le rotor est à l'arrêt,
  - $U_1/C_1 = \cos \alpha_1$ , fonctionnement à vide. Dans ce cas, le rotor tourne à la vitesse d'emballage qui est plus ou moins le double de la vitesse nominale.
- ✓ Le rendement passe par un maximum pour  $U_1/C_1 = \cos \alpha_1 / 2$
- ✓ Le rendement est maximum quand :
  - $\varphi$  est élevé (les pertes de charge sur les aubages sont faibles) de l'ordre de 0.95
  - $\alpha_1$  est faible, il est égal à  $17^\circ$  (on le prend d'habitude compris entre  $15^\circ$  -  $20^\circ$ ).

Et il est atteint pour  $\frac{U_1}{C_1} = \frac{\cos 17}{2} = 0,478$

<b>Diamètre (m)</b>	0	0,02	0,025	0,03	0,035	0,040	0,045	0,050	0,055
<b>Débit (kg /s)</b>	0	0,0335	0,0524	0,0755	0,1028	0,1343	0,170	0,2099	0,2539
<b>Puissance (kW)</b>	0	9,86	15,72	22,23	30,27	39,54	50,05	61,80	74,76

**Tableau 2.1 :** Variation de la puissance en fonction du diamètre d'admission.

$$P = w \cdot \dot{m}$$



**Figure 2.5 :** Variation de la puissance en fonction du débit massique.

D'après la courbe de variation de la puissance en fonction du débit massique on remarque qu'à chaque fois que le débit massique augmente, la puissance augmente proportionnellement.

## II.6 Choix de la vanne

### 6.1 Vanne à papillon

Vanne dont l'obturateur (papillon) se déplace dans le fluide par rotation autour d'un axe orthogonal à l'axe de l'écoulement et concourant ou non avec celui-ci.

La vanne est conforme à la norme NF E 29 430 - 1989

### 6.2 Avantages

- peu de pertes de charge
- manœuvre simple et rapide du papillon
- montage et démontage rapide

- encombrement et poids réduit
- facilité de motorisation (électrique, pneumatique)

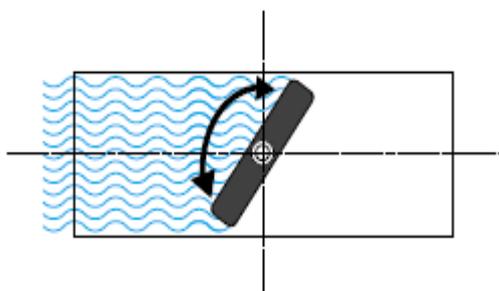


Figure 2.6 : Vanne à papillon.

### III. Critères de choix du matériau

Pour choisir le matériau le plus adéquat pour la confection d'une pièce maîtresse d'un ensemble mécanique, les constructeurs doivent tenir compte de certains critères primordiaux. Les uns d'ordre technique (fiabilité, fragilité) et les autres d'ordre commercial (facilité d'approvisionnement, prix). Le prix du matériau représente naturellement l'un des facteurs les plus importants retenant l'attention du constructeur.

Les critères de base sont :

- Performances élevées :** la recherche de matériaux présentant des caractéristiques (résistance, limite élastique, dureté) particulièrement élevées à froid ou à chaud suivant l'usage.
- Mise en œuvre dans des conditions satisfaisantes :** concevoir des pièces ou des ensembles compliqués est une opération délicate dans l'atelier. De plus, des matériaux à caractéristiques élevées offrent naturellement plus de difficultés dans les opérations courantes d'usinage, d'assemblage et de traitement thermique.
- Fiabilité :** la fiabilité d'un matériel peut se définir de façon simplifiée par le nombre d'heures de fonctionnement sans pannes que l'on est en droit d'en attendre. Cette qualité intervient donc de façon directe et simultanée sur la sécurité et sur le prix de revient d'exploitation du matériel.
- Absence de fragilité :** c'est le caractère impératif de la sécurité qui interdit l'emploi de matières fragiles. Il faut s'assurer de l'absence de fragilité car le matériau doit subir des variations de contraintes brutales, des surcharges momentanées mécaniques ou thermiques, des chocs, etc..., sans donner lieu à des fissures ou ruptures.

### III.1 Choix de l'aluminium

Le choix de substitution de l'aluminium à d'autres métaux a permis de résoudre de nombreux problèmes. La réduction du prix de l'aluminium par rapport aux années précédentes incite les ingénieurs à examiner dans quelle mesure la légèreté et l'inaltérabilité du nouveau métal peuvent trouver un emploi dans les constructions mécaniques. [10]

La facilité de coulé et l'usinage des alliages d'aluminium et leur bonne résistance aux agents chimiques les plus courants, permettent de construire une grande variété de pompes volumétriques, centrifuges, alternatives, etc ..., dans certains cas la totalité de la pompe (corps, turbine, flasque) sont en aluminium (A-G6, en A-S10G ou en A-S13, l'A-S7G).

### III.2 Comportement de l'aluminium dans l'atmosphère

D'une manière générale l'aluminium et la plupart de ses alliages ont un comportement supérieur à celui des matériaux courants dans diverses atmosphères.

L'aluminium est un des métaux les plus inoxydables tout en étant très oxydable. Les pièces en alliage d'aluminium se recouvrent d'une mince pellicule d'oxyde ( $Al_2O_3$ ) qui constitue une protection naturelle du métal contre les intempéries. Cette pellicule tend à se reconstituer dès que le métal est mis à vif, ce qui empêche toute corrosion ultérieure. [11]

### III.3 Maintenance et entretien :

- Le graissage s'effectue généralement tous les trois mois pour notre micro-turbine.
- La lubrification des deux paliers de l'axe de rotation.

Lors de toute action de maintenance ou suite à une fuite anormale, il faudra vérifier l'état des bagues d'étanchéité et des joints et les remplacer s'ils présentent une anomalie.

## IV. Conception et dimensionnement sous SOLIDWORKS

### IV.1 Présentation de SOLIDWORKS

SOLIDWORKS est un logiciel de conception mécanique assisté par ordinateur qui permet d'esquisser rapidement une idée, d'expérimenter avec des fonctions et des cotes, de produire des modèles et des mises en plan précises. Comme il peut aussi anticiper les exigences éventuelles pour réduire au maximum les efforts de re-conception lorsqu'on veut modifier le modèle. Il utilise le principe de conception paramétrique et génère trois types de fichiers qui sont liés : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ainsi toute modification sur un de ces trois fichiers sera répercutée sur les deux autres.

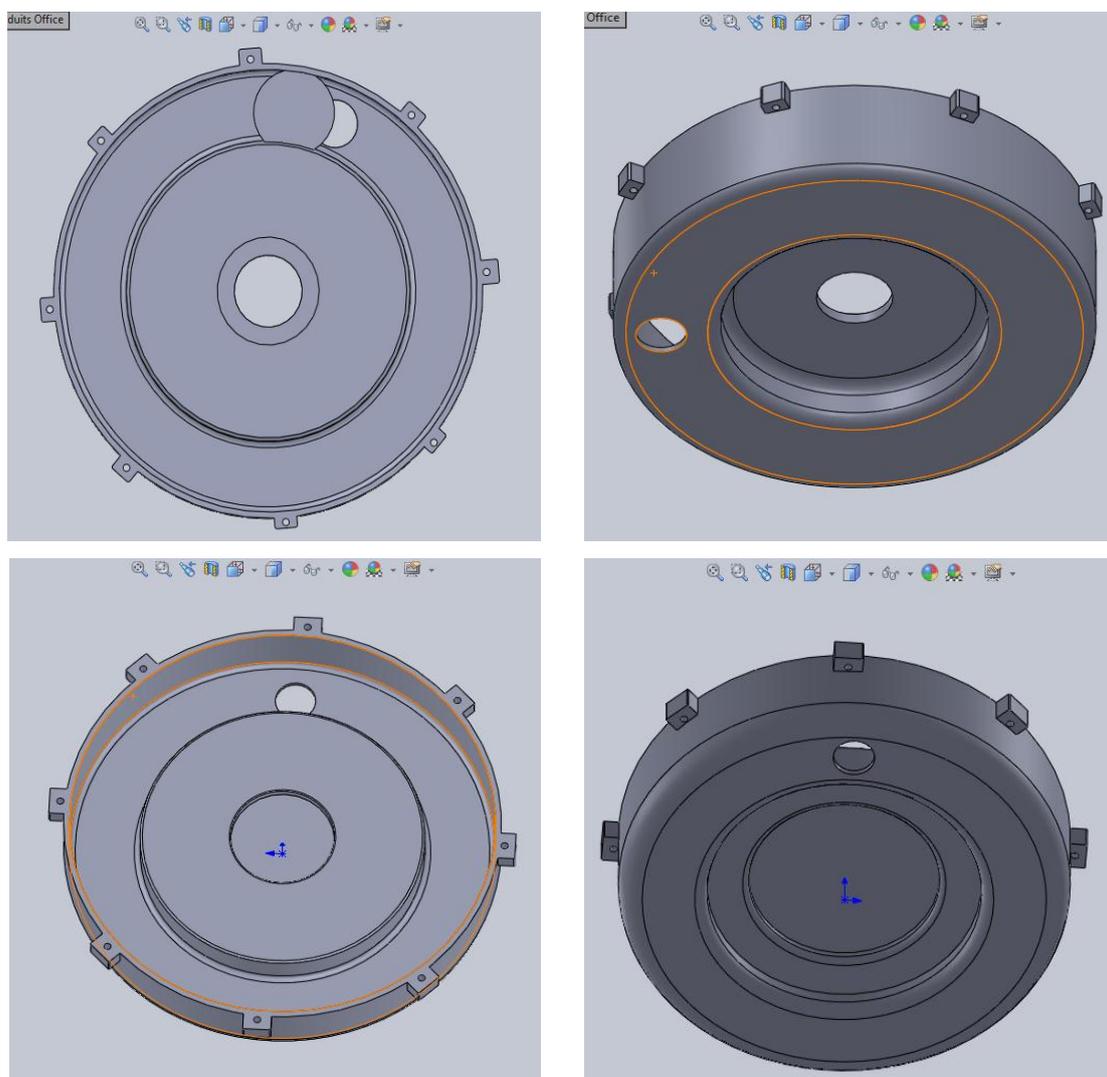
## IV.2 Dimensionnement de chaque composant de la micro-turbine

### 2.1 Enveloppe de la micro-turbine

Cette partie en aluminium est constituée par une enveloppe composée de deux parties assemblées suivant le plan horizontal. L'une de ces parties contient un diffuseur en un point pour orienter la vapeur d'admission et l'autre partie contient un orifice d'échappement vers l'atmosphère.

Dimensions utilisées :

- Diamètre extérieur  $D_1 = 378$  mm
- Diamètre intérieur  $D_2 = 368$  mm
- Diffuseur à un point  $D_3 = 70$  mm
- Diamètre de l'orifice d'entrée  $D_4 = 30$  mm
- Diamètre de l'orifice de sortie  $D_5 = 35$  mm



**Figure 2.7** : La conception des couvercles de la micro-turbine.

## 2.2 Rotor de la micro-turbine

Le rotor est en aluminium, monobloc et il comporte 53 aubes à action. Il est supporté par deux paliers porteurs. La roue est réalisée par fraisage, les aubes sont reliées à la roue et renforcées par une bague au milieu.

- Le diamètre extérieur  $D_6=340$  mm.
- Le diamètre intérieur  $D_7= 260$  mm.
- Nombre d'aube : 53.
- Angle d'inclinaison des aubes :  $16^\circ$ .
- L'aube est constituée de deux parties  $L_1= L_2= 20$  mm d'une épaisseur de 3 mm.
- Poids du rotor : 1,5 Kg

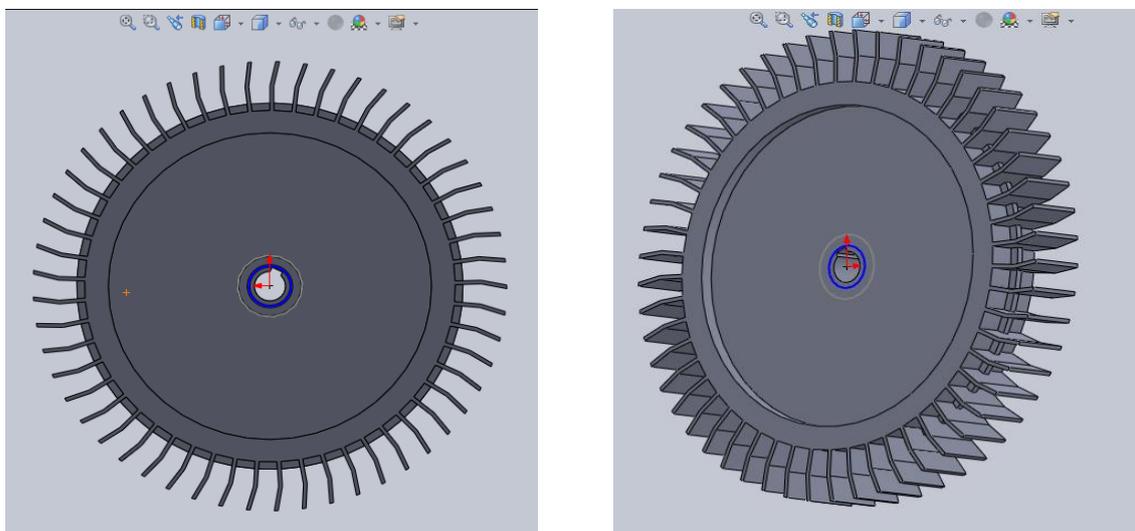


Figure 2.8 : Rotor de la micro-turbine.

## 2.3 Arbre de rotation

- Longueur de l'arbre  $L_3 = 350$  mm
- Diamètre de l'arbre  $D_8 = 24$  mm

La clavette qui reprend à notre cas est la clavette conforme à la norme DIN 6885 A = deux bouts ronds. La matière la plus utilisée est l'acier C45K (60 Kg), puis vient l'INOX 1.4571.

- Longueur  $L = 20$  mm
- Largeur  $b = 9,1$  mm
- Hauteur  $h = 7,6$  mm

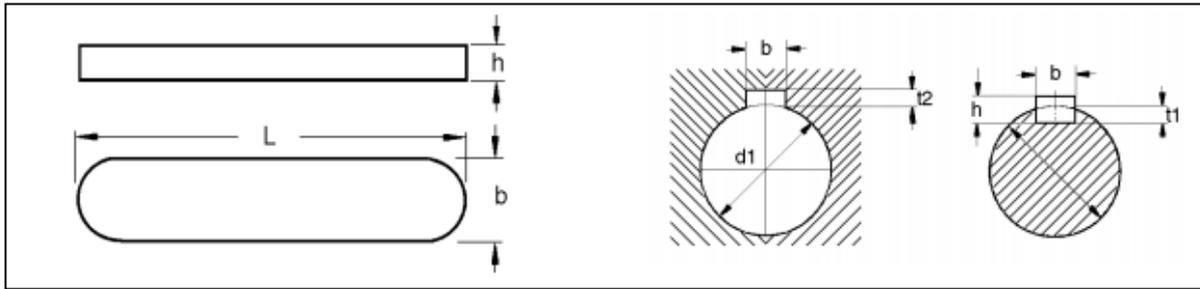


Figure 2.9 : Les dimensions de la clavette.

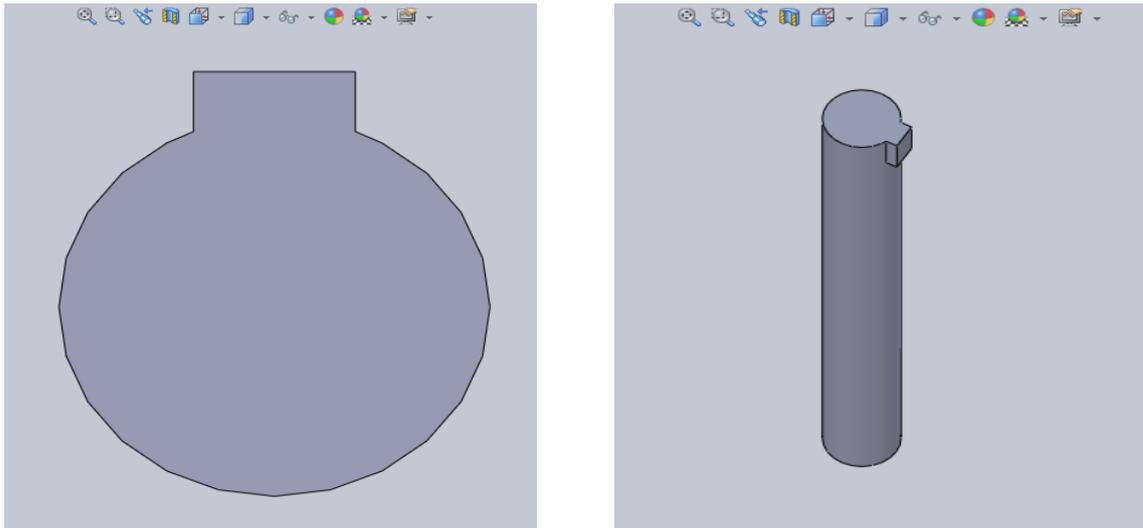


Figure 2.10 : Assemblage de la clavette sur l'arbre de rotation.

#### 2.4 Roulement du rotor

Pour assurer la fiabilité des roulements, ils doivent être parfaitement isolés de la vapeur d'eau circulant dans la turbine, c'est pourquoi on a créé deux parois étanches entre le rotor et le roulement. Le passage de l'axe du rotor se fait au travers d'un porte-bague d'étanchéité comportant deux bagues entre lesquelles se trouve de la graisse. Ce système permet de protéger des fuites directes provenant du rotor.

- Diamètre extérieur  $D_9 = 60$  mm
- Diamètre intérieur  $D_{10} = 24$  mm
- Epaisseur = 11mm

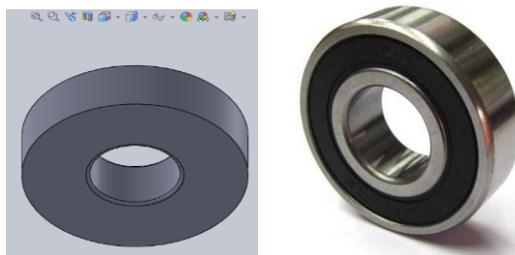


Figure 2.11 : Roulements du rotor.

## 2.5 Visserie

Quantité	Matière	Norme	Utilisation
12	Acier	DIN 933	Fixation des éléments du banc d'essai
6	Acier	DIN 933	Enveloppes de la micro-turbine
4	Acier	DIN 933	Fixation de la génératrice

Tableau 2.2 : Choix des Vis.

Quantité	Matière	Utilisation
8	Acier	Enveloppes de la micro-turbine
12	Fer	Fixation des éléments du banc d'essai

Tableau 2.3 : Choix des Rondelles.

Quantité	Matière	Utilisation
12	Fer	Fixation des éléments du banc d'essai

Tableau 2.4 : Choix des écrous.

## 2.6 Vue d'assemblage de la micro-turbine

Après avoir conçu les différentes pièces qui forment la micro-turbine, ces dernières sont assemblées à l'aide de la fonction assemblage du logiciel SOLIDWORKS donnant ainsi naissance à une maquette numérique de la micro-turbine pouvant être exploitée par la suite.

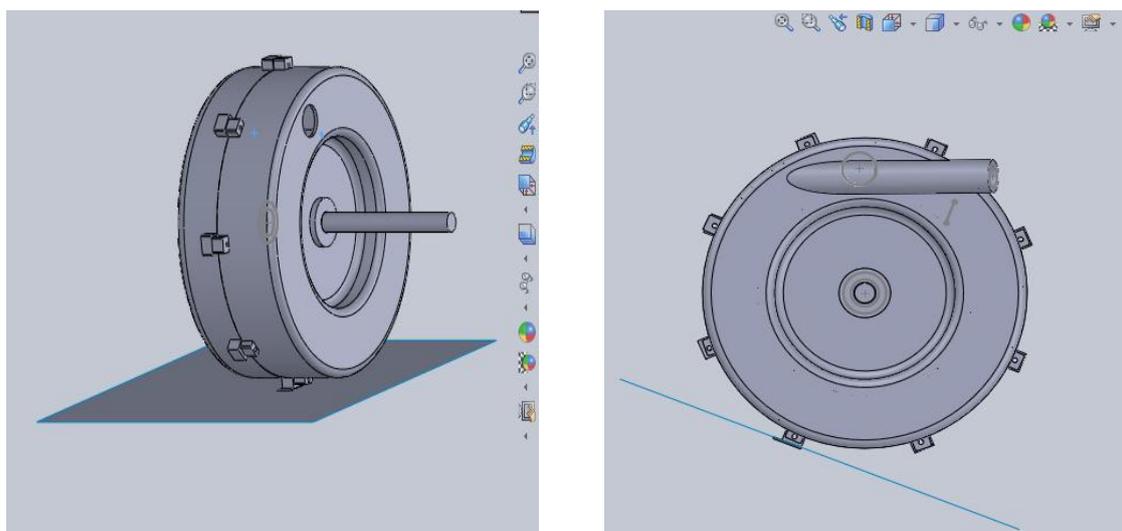


Figure 2.12 : Assemblage des composants de la micro-turbine.

## V. Conclusion

Aux cours de ce chapitre on a pu faire des choix de conception et de dimensionnement adoptés sous SOLIDWORKS. Comme tout prototype, la première conception de la micro-turbine ne doit pas avoir obligatoirement une longue durée de vie; il sera aussi plus facile d'apporter des modifications aux pièces réalisées en aluminium, cette matière étant plus facilement usinable. De plus, le budget alloué pour la réalisation de ce prototype est limité.

# ***Chapitre*** **3**

***Simulation sous logiciel***

***THERMOPTIM***

## I. Introduction

Pour étudier les technologies énergétiques, l'accent peut ainsi être mis d'avantage sur les aspects systèmes et qualitatifs que sur l'analyse détaillée du comportement des composants et la quantification de leurs performances énergétiques. Pour cela le logiciel pédagogique THERMOPTIM fournit des atouts jusqu'ici inexistantes et permet de fortement motiver les ingénieurs à améliorer d'avantage les performances de l'installation et de satisfaire les besoins industriels. THERMOPTIM comporte ainsi un ensemble d'outils logiciels développés dans ce but.

## II. Présentation de THERMOPTIM

THERMOPTIM est un environnement de modélisation systémique des technologies énergétiques très originales et sans équivalent, qui rend possible l'adoption de nouvelles méthodes en matière de pédagogie, de modélisation et d'optimisation. Il fournit des résultats extrêmement réalistes, grâce à ses bibliothèques de fonctions thermodynamiques, THERMOPTIM permet de modéliser graphiquement des technologies énergétiques simples ou complexes sans écrire une seule équation et d'obtenir des résultats extrêmement précis qui peuvent être présentés visuellement sous diverses formes. On peut en particulier s'affranchir de l'hypothèse très limitative des gaz parfaits en introduisant des fluides réels.

### II.1 Principales fonctionnalités du simulateur

THERMOPTIM permet de faire :

- ✓ La représentation par simple assemblage graphique de systèmes énergétiques très variés de complexités diverses.
- ✓ La modélisation phénoménologique ou/et technologique des composants.
- ✓ La double démarche analytique / systémique.
- ✓ Bibliothèque des propriétés des corps couramment utilisés.
- ✓ L'extension du noyau du logiciel permettant l'ajout de composants externes et le pilotage personnalisé des calculs.
- ✓ Un outil utilisable aussi bien pour l'initiation que pour la résolution des problèmes industriels.

En effet, THERMOPTIM permet de calculer automatiquement l'état complet (température, pression, volume massique, enthalpie, énergie interne, entropie, exergie et titre) de différents fluides, qui peuvent être des gaz idéaux ou des vapeurs condensables.

Ces fluides peuvent subir diverses transformations :

- ❖ des compressions et des détente (système ouvert ou fermé, adiabatiques ou polytropiques, rendement isentropique ou polytropique).
- ❖ des combustions elles aussi en système ouvert ou fermé, à pression imposée, volume imposé ou à température constante.
- ❖ des laminages isenthalpiques.
- ❖ des échanges de chaleur avec d'autres fluides, le progiciel pouvant calculer le produit UA du coefficient d'échange thermique par la surface de l'échangeur pour des configurations à contre-courant, co-courant et à courants croisés.

De plus, le progiciel possède une base de données des propriétés thermodynamiques des corps les plus couramment rencontrés en pratique. L'ensemble des éléments composant le système étudié est regroupé sous forme de projet et peut être facilement manipulé grâce à des interfaces appropriées.

Le simulateur de THERMOPTIM calcule les différents éléments d'un projet. Il s'agit d'un mode de calcul séquentiel, qui le distingue des autres environnements de modélisation (matriciels) dans lesquels l'ensemble des équations du problème est résolu simultanément. Cette manière de faire présente l'avantage qu'il est beaucoup plus facile de calculer successivement les éléments un par un que de résoudre le système complet d'un seul coup. En revanche, elle induit deux difficultés : d'une part il peut être nécessaire d'itérer les calculs un certain nombre de fois pour trouver la bonne solution, notamment si le système est couplé et d'autre part pour un projet peu complexe, la question se pose de savoir dans quel ordre les calculs doivent être effectués. Pour résoudre cette dernière difficulté un ensemble d'algorithmes a été mis au point. Appelé le moteur de recalcul automatique de THERMOPTIM, il constitue un élément clé de la version Java du progiciel. Un écran particulier permet de suivre les étapes des recalculs et de s'assurer ainsi de la pertinence de la modélisation.

## II.2 Fonctionnalités avancées du simulateur

De surcroît, THERMOPTIM incorpore des fonctionnalités avancées très puissantes destinées à des utilisateurs confirmés, qui en font un outil très bien adapté pour étudier des systèmes innovants à faible impact environnemental.

Il est possible de réaliser des extensions de THERMOPTIM, en ajoutant des modules reconnus par le progiciel, appelés classes externes qui définissent des éléments (corps ou composants) qui apparaissent automatiquement dans ses écrans de manière transparente pour l'utilisateur.

THERMOPTIM peut aussi être couplé à des serveurs de propriétés thermodynamiques externes (comme TEP ThermoSoft, ThermoBlend et RefProp) afin de pouvoir prendre en compte de nouveaux fluides, notamment des mélanges de vapeurs, il permet de générer des structures productives et d'automatiser l'établissement des bilans exergétiques de systèmes complexes, ce qui débouche sur l'optimisation thermo-économique et il peut aussi être utilisé pour effectuer le dimensionnement technologique d'installations énergétiques et en étudier le comportement lorsqu'elles fonctionnent en régime non-nominal.

THERMOPTIM est ainsi une plate-forme générique de modélisation de systèmes énergétiques, capable de modéliser des systèmes très variés, des plus simples aux plus complexes, dotée de puissants outils d'analyse exergétique (les méthodes exergétiques sont de plus en plus considérées comme parmi les mieux adaptées pour effectuer des études d'optimisation, car elles permettent de tenir compte aussi bien des quantités d'énergie mises en jeu que de leur qualité).

### III. Simulation sous le logiciel THERMOPTIM

#### III.1 Etude du cycle de Rankine

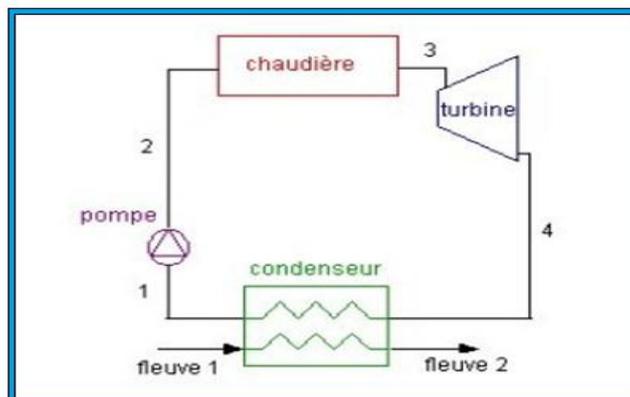
Le cycle de Hirn (ou de Rankine avec surchauffe) utilise un fluide condensable, qui est refroidi à une pression et température suffisante pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente (alors qu'il en représente environ 60 % dans une turbine à gaz). Le liquide comprimé est vaporisé et surchauffé dans la chaudière par échange thermique avec la source chaude, puis détendu et condensé. L'état diphasique du fluide lors des phases de condensation et de vaporisation est très favorable pour les échanges de chaleur.

Il est bien évidemment possible de modéliser directement ce cycle dans THERMOPTIM. Cette manière de faire qui diffère de la modélisation directe dans THERMOPTIM, présente sur le plan pédagogique l'intérêt que la démarche méthodologique de calcul d'un cycle doit être suivie de manière plus détaillée.

### III.2 Présentation du cycle

1. le principe consiste à condenser l'eau à une pression de 1,0348 bar et à une température de 100,59°C dans un échangeur en contact avec la source froide (généralement l'eau d'un fleuve ou l'air extérieur).
2. l'eau (à l'état liquide) est ensuite comprimée à une pression de 8 bar. Cette compression peut en première approximation être supposée adiabatique, pour les raisons évoquées et même isentropique, les irréversibilités qui prennent place dans la pompe étant faibles.
3. l'eau sous pression est ensuite chauffée à pression constante dans une chaudière. L'échauffement comporte trois étapes :
  - ❖ chauffage du liquide dans l'économiseur, jusqu'à la température de début d'ébullition à la pression considérée (environ 170.41°C pour 8 bar) : évolution (2-3a).
  - ❖ vaporisation à température constante dans le vaporiseur : évolution (3a-3b).
  - ❖ surchauffe jusqu'à la température maximale du cycle (250 °C) dans le surchauffeur : évolution (3b-3).
4. La vapeur est ensuite détendue dans une turbine de rendement isentropique voisin de 0,85 jusqu'à la pression de condensation évolution (3-4). L'évolution (3-4) est une détente adiabatique de 8 bar à 1,0348 bar. Dans le cycle idéal obtenu sans irréversibilités et donc à entropie constante, le point s'appelle 4s et se trouve dans la zone mixte d'équilibre liquide-vapeur, son titre étant ici  $x = 0,94$ . Le point 4 correspondant au cycle réel est à la même pression que le point 4s mais son entropie est différente du fait des irréversibilités. Son enthalpie peut être déterminée si l'on connaît le rendement isentropique de la turbine.

Le mélange liquide-vapeur est enfin condensé jusqu'à l'état liquide dans un condenseur. Le cycle est ainsi refermé.



**Figure 3.1** : Schéma du cycle de Rankine.

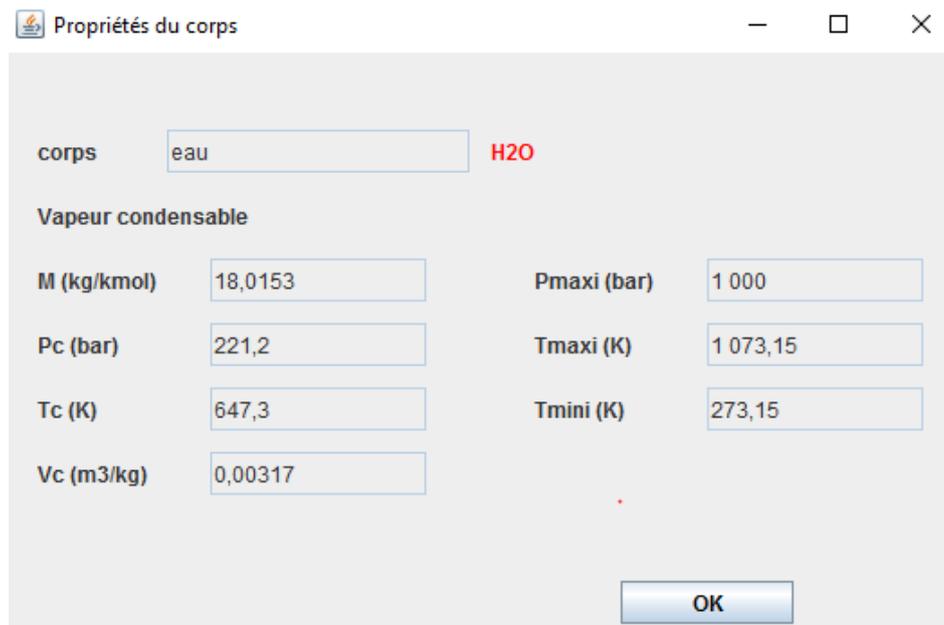


Figure 3.2 : Propriétés de l'eau.

### III.3 Technologie des composants

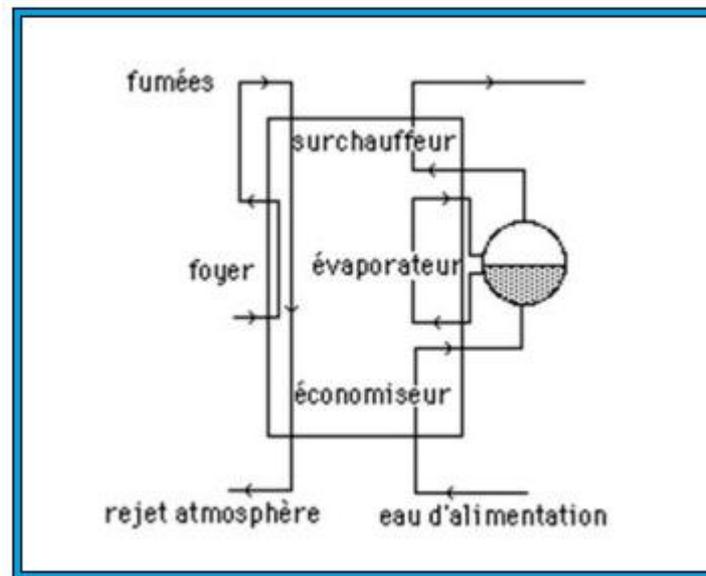
Le cycle de centrale thermique à vapeur comprend quatre composants : une pompe, une chaudière, une turbine et un condenseur traversés par le même débit d'eau. La pompe et la turbine peuvent être supposées adiabatiques. Quant à la chaudière et au condenseur, on peut en première approximation, faire l'hypothèse qu'ils sont isobares.

La pompe est généralement du type centrifuge, multiétagée compte tenu du très haut rapport de compression à réaliser.

La chaudière remplit trois fonctions successives :

- Chauffer l'eau d'alimentation pressurisée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante.
- Vaporiser l'eau.
- Enfin, la surchauffer à la température désirée.

Elle se comporte donc comme un triple échangeur et peut être représentée du point de vue des échanges thermiques par le schéma de la figure ci-dessous.



**Figure 3.3 :** Schéma de la chaudière.

Les turbines à vapeur sont pour la plupart des turbines axiales qui peuvent être regroupées en deux grandes classes selon la manière dont la détente se répartit entre le stator et le rotor. La détente du fluide est alors réalisée dans les aubages fixes ou tuyères en amont de la roue.

Le condenseur est un échangeur dont la particularité est de travailler en dépression par rapport à l'atmosphère, compte tenu de la faible tension de la vapeur d'eau à la température ambiante.

### III.4 Calcul du cycle de Rankine avec le calculateur-inverseur

Pour calculer ce cycle nous commencerons par utiliser le calculateur inverseur, sachant que le principal intérêt qu'il y a à procéder ainsi est d'une part de bien décomposer les différentes étapes et d'autre part de ne pas avoir dans un premier temps à introduire THERMOPTIM.

#### 4.1 Etat du point 1

L'état du point 1 correspond au paramétrage du calculateur conformément à la figure du calculateur donnée ci-dessous. Le fluide sélectionné est l'eau, parmi les vapeurs condensables. Le calculateur doit être en mode de calcul (p,T,x), la pression étant égale à 1,0348 bar et la température de saturation imposée.

P(bar)	T(°C)	x	h (KJ/Kg)	u (KJ/Kg)	s (KJ/Kg.K)	v (m <sup>3</sup> /Kg)	Ex (KJ/Kg)
1.0348	100,59	0	421.58	421.47	1.3136	0.00104	43,0426

Tableau 3.1 : Etat du point 1.

projet: cycle vapeur simple  observée

point: 1

corps: eau  mélange externe

Système ouvert (T,P,h) | Système fermé (T,v,u) | Mélanges humides

P (bar): 1,0348  P et T connus

h (kJ/kg): 421,58272723  P et h connus

s (kJ/kg/K): 1,31369115  P et s connus

exergie (kJ/kg): 43,0426

T (°C): 100,59062  non contraint

T (K): 373,74  imposer la pression de saturation

titre: 0  imposer la température de saturation

u (kJ/kg): 421,47467618

s (kJ/kg/K): 1,31369115

V (m3/kg): 0,00104417331

écart Tsat: 0

Calculer

Figure 3.4 : Etat du point 1.

## 4.2 Etat du point 2

Pour connaître l'état du point 2, le calculateur doit être paramétré en mode de calcul (p,s) et la nouvelle pression étant égale à 8 bar. Le calcul conduit aux résultats ci-dessous.

P(bar)	T(°C)	x	h (KJ/Kg)	u (KJ/Kg)	s (KJ/Kg.k)	V (m <sup>3</sup> /Kg)	Ex (KJ/Kg)
8	100,66	0	422,43	421,66	1,3140	0.00104	43,7992

**Tableau 3.2** : Etat du point 2.

La température du point 2 a à peine augmentée et le travail mis en jeu entre les points 1 et 2 est égal à 0,658 KJ/kg.

**Figure 3.5** : Etat du point 2.

### 4.3 Etats des points 3a et 3b

Pour connaître l'état des points 3a et 3b, le calculateur doit être en mode de calcul (p,T,x), la pression restant égale à 8 bar, la température de saturation étant imposée et x valant successivement 0 puis 1. Le calcul pour les deux points conduit aux résultats suivants :

P (bar)	T (°C)	x	h (KJ/Kg)	u (KJ/Kg)	s (KJ/Kg.k)	v (m3/Kg)	Ex (KJ/Kg)
8	170.41	0	720,9506	720,0586	2,0458	0.001114	131.4326

Tableau 3.3 : Etat du point 3a.

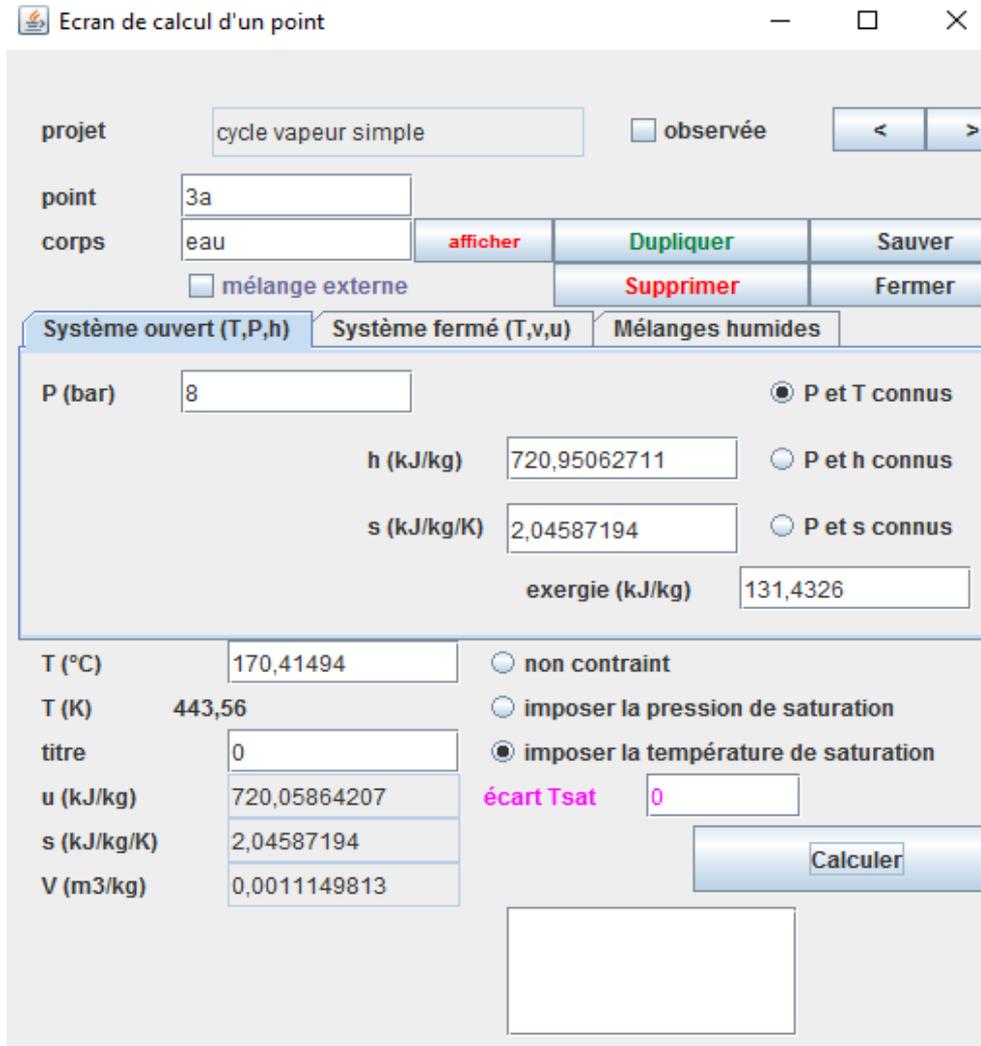


Figure 3.6 : Etat du point 3a.

P (bar)	T (°C)	X	h (KJ/Kg)	u (KJ/Kg)	s (KJ/Kg.K)	v (m³/Kg)	Ex(KJ/Kg)
8	170.41	1	2767,477	2575,27	6.6597	0,2402	848,4699

Tableau 3.4 : Etat du point 3b.

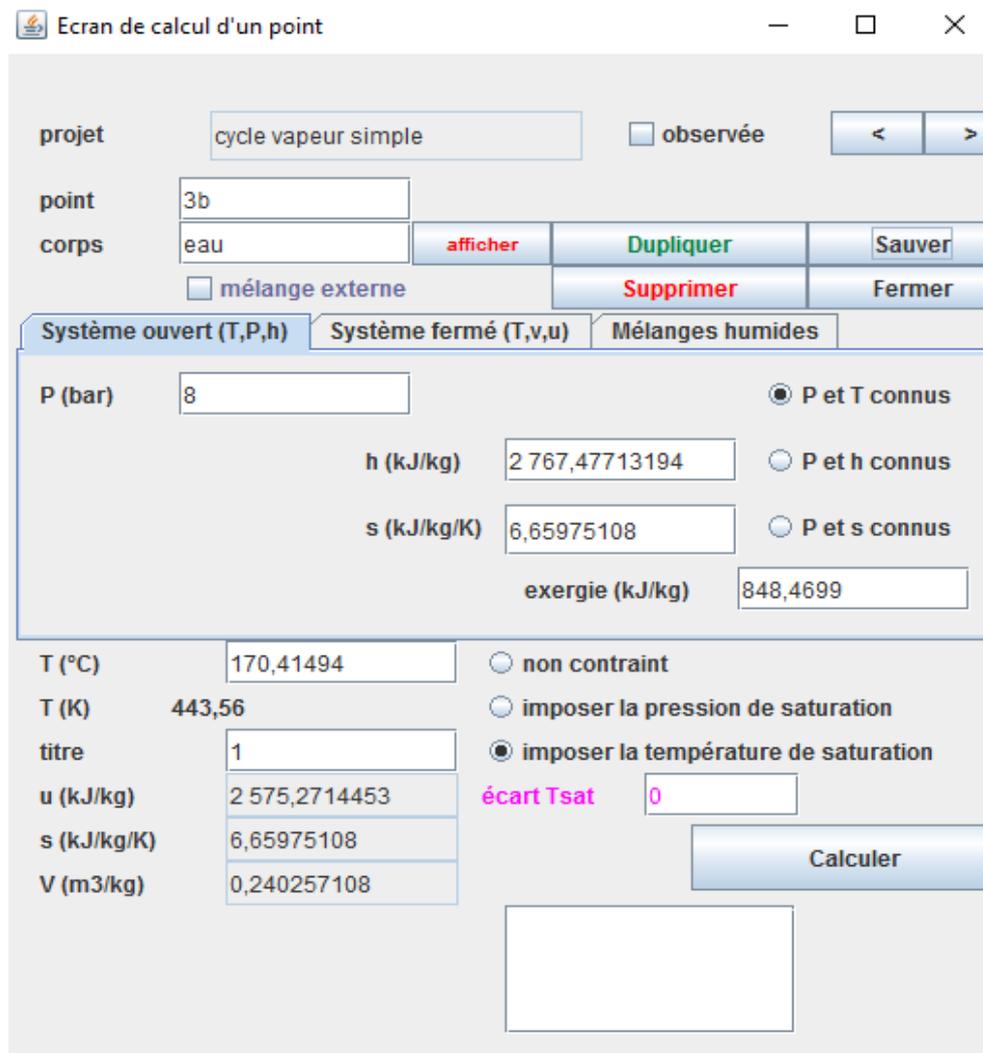


Figure 3.7 : Etat du point 3b.

#### 4.4 Etat du point 3

Pour connaître l'état du point 3, le calculateur doit être en mode de calcul (p,T,x) et la pression restant égale à 8 bar et la température valant 250 °C.

P (bar)	T (°C)	x	h (KJ/Kg)	u (KJ/Kg)	s (KJ/Kg.k)	v (m <sup>3</sup> /Kg)	Ex (KJ/Kg)
8	250	1	2950,42	2715,85	7,0398	0,2932	921,893

Tableau 3.5 : Etat du point 3.

La chaleur Q fournie par la chaudière (entre les points 2 et 3) est égale a :  
 $Q = 2812,25 \text{ KJ/Kg}$ .

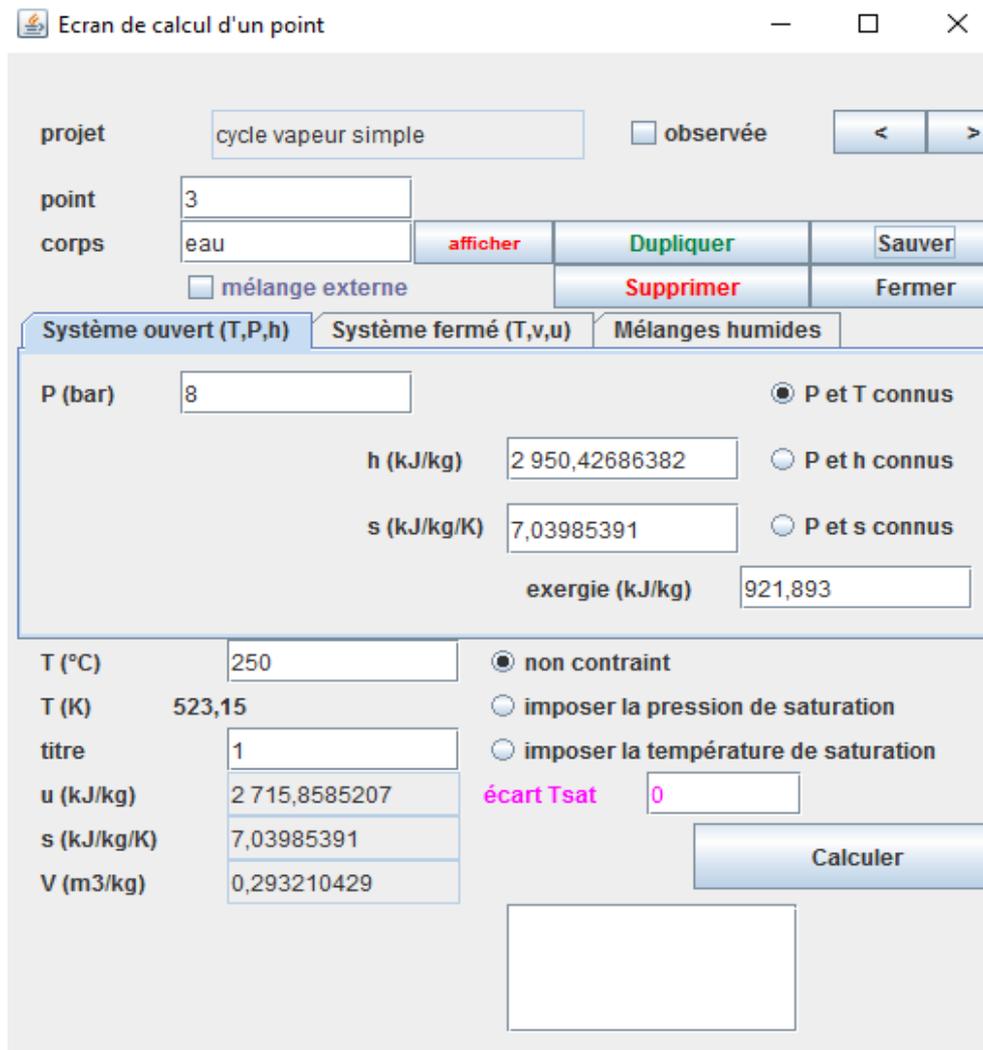


Figure 3.8 : Etat du point 3.

#### 4.5 Etat du point 4s

Pour connaître l'état du points 4s, le calculateur doit être paramétré en mode de calcul (p,s), la nouvelle pression étant celle de condensation et elle est égale à 1,0348 bar et l'entropie restant la même que celle du point 3.

P (bar)	T (°C)	x	h (KJ/Kg)	u (KJ/Kg)	s (KJ/Kg.k)	v (m <sup>3</sup> /Kg)	Ex (KJ/Kg)
1,0348	100,59	0,94	2561,62	2 400,55	7,0398	1,5565	533,0933

Tableau 3.6 : Etat du point 4s.

#### 4.6 Etat du point 4

Pour connaître l'état du points 4, le calculateur doit être paramétré en mode de calcul (p,h) et la pression restant égale à 1,0348 bar . Le calcul conduit à la figure ci-dessous.

**Figure 3.9** : Etat du point 4.

Le titre en sortie de la turbine vaut 0.97

P (bar)	T (°C)	x	h (KJ/Kg)	u (KJ/Kg)	s (KJ/Kg.k)	v (m <sup>3</sup> /Kg)	Ex (KJ/Kg)
1,0348	100,59	0,97	2619,94	2 454,48	7,1959	1,5989	546,4481

**Tableau 3.7** : Etat du point 4.

### III.5 Bilan global du cycle

Les calculs précédents ont permis d'estimer la chaleur  $Q$  fournie par la chaudière (2812,25 kJ/kg) et le travail net est égal en valeur absolue à la différence entre celui produit par la turbine (-871,10kJ/kg) et celui consommé par la pompe (0,658 kJ/kg), soit 870.442 kJ/kg.

Le rendement du cycle est égal au rapport de ces deux valeurs. Il vaut donc

$$\eta = \frac{|W_t + W_p|}{Q_c} = \frac{|-871,10 + 0,658|}{2812,25}$$

$$\eta = 30,95\%$$

### IV. Création du schéma et des diagrammes thermodynamiques

Dans cette approche, on commence par travailler avec l'éditeur de schéma, en plaçant les différents composants sur la palette et en saisissant pour chacun d'eux un tout petit nombre d'informations. Il aboutit ainsi à un schéma du type de celui présenté dans la figure ci-dessous, qu'il transfère dans le simulateur. La seule différence avec le schéma-bloc est l'apparition des trois parties de la chaudière préalablement non distinguées.

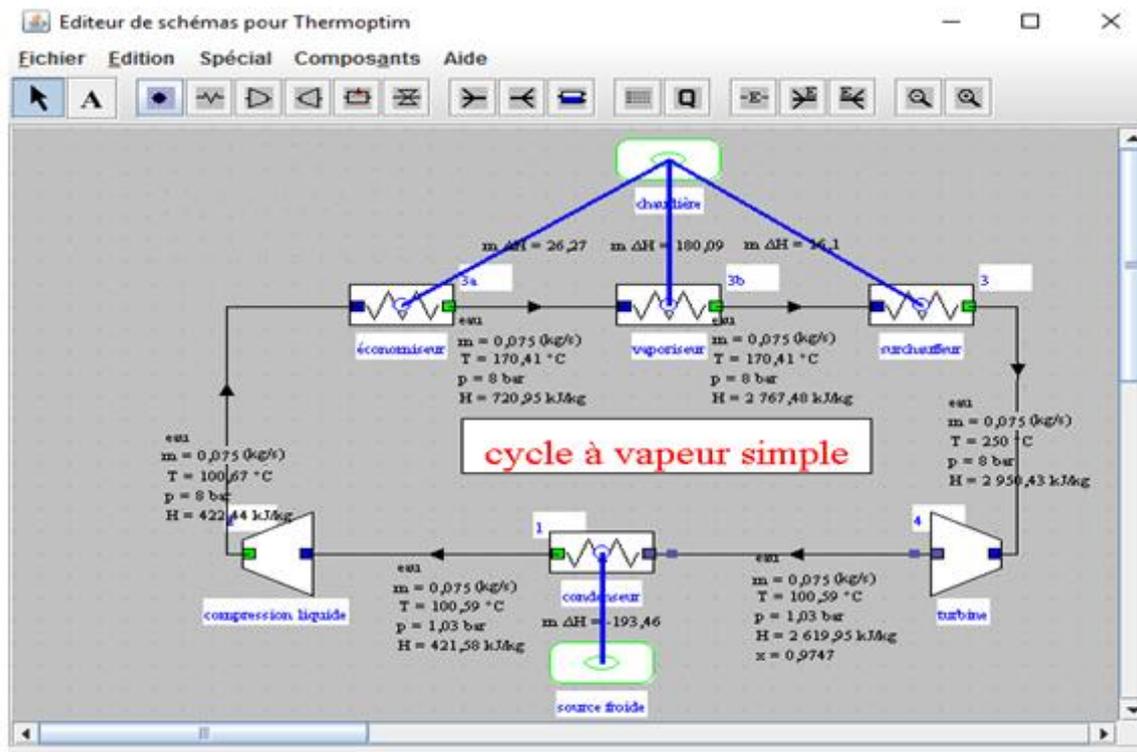


Figure 3.10 : Schéma du cycle à vapeur simple.

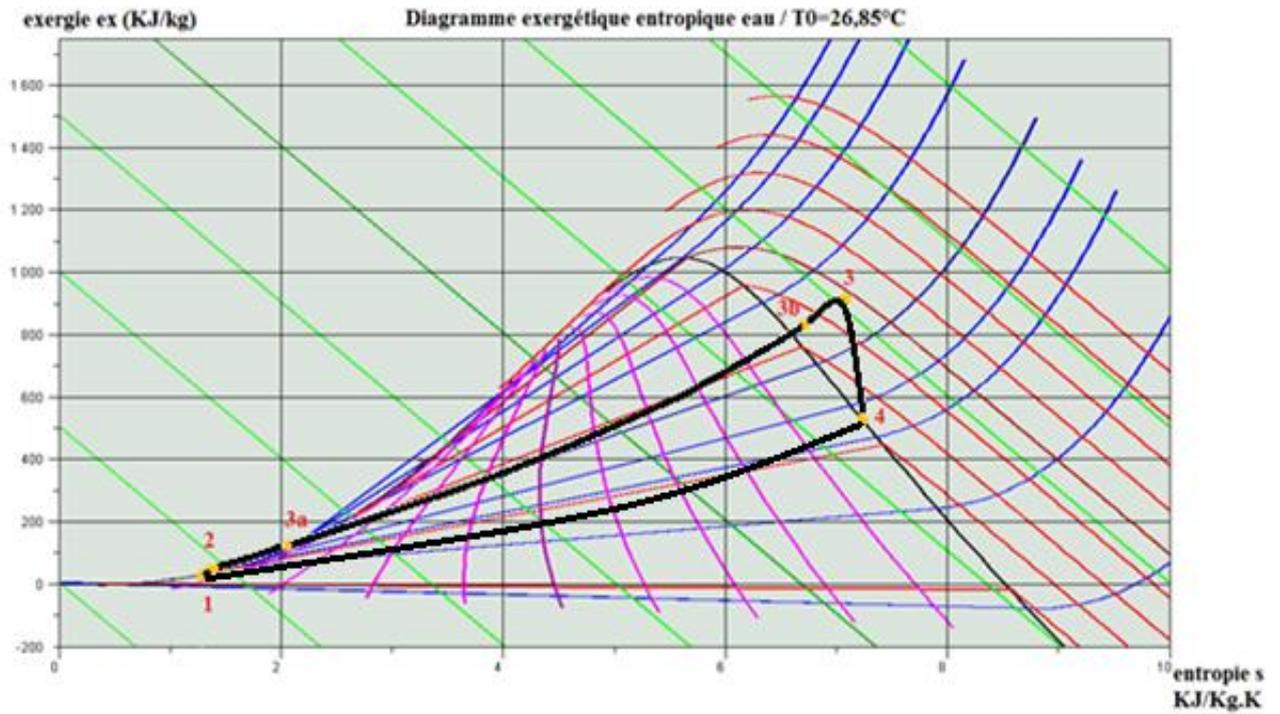


Figure 3.11 : Diagramme de l'exergie en fonction de l'entropie.

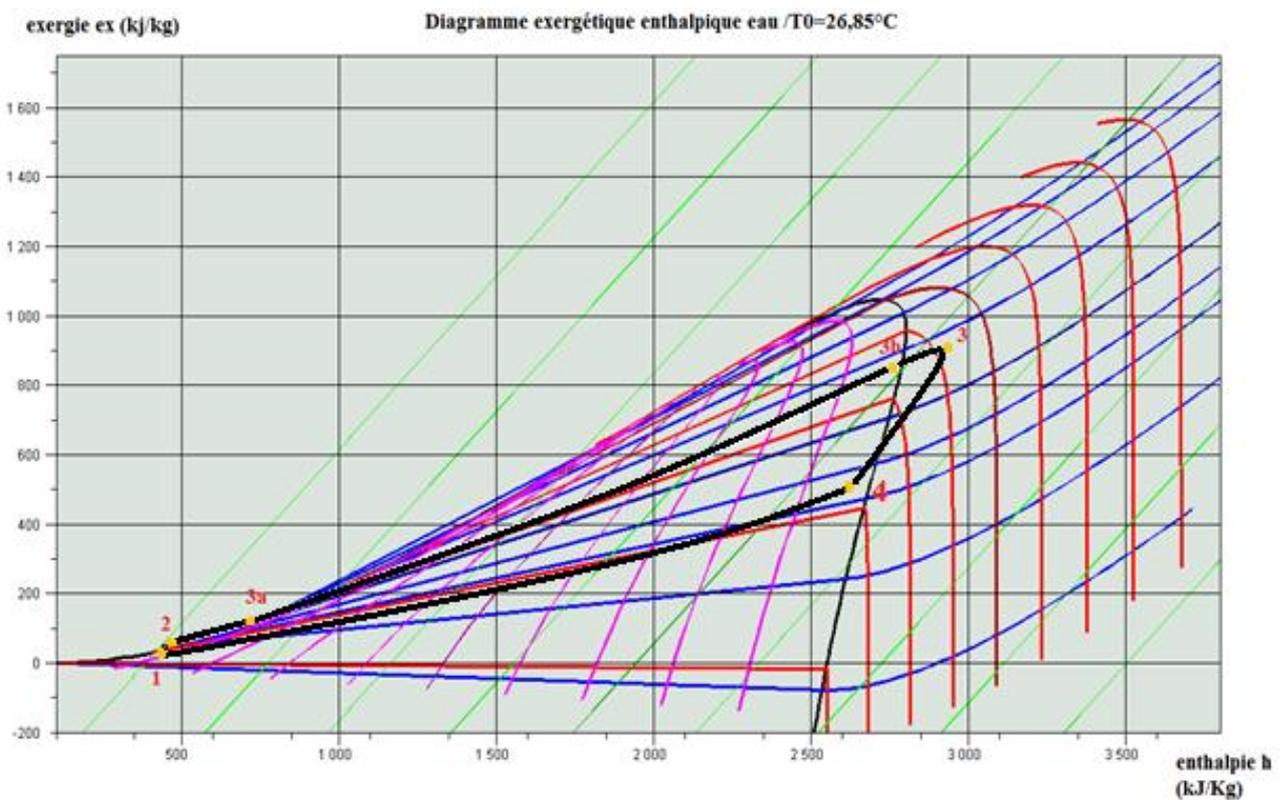
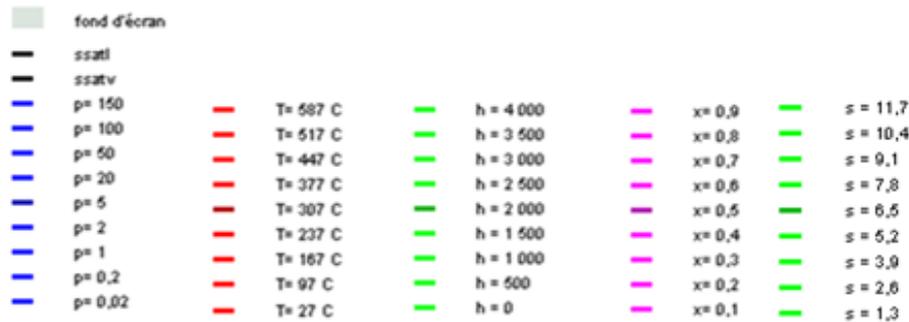


Figure 3.12 : Diagramme de l'exergie en fonction de l'enthalpie.



Une fois les points du cycle déterminés, il est possible de tracer les diagrammes de l'exergie en fonction de l'entropie et de l'enthalpie. On remarque que l'exergie en chaque composant du cycle est fortement lié à l'enthalpie, à l'entropie et ainsi qu'à la température ambiante ( $T_0$ ) prise comme une température de référence par rapport à la température dans chaque élément.

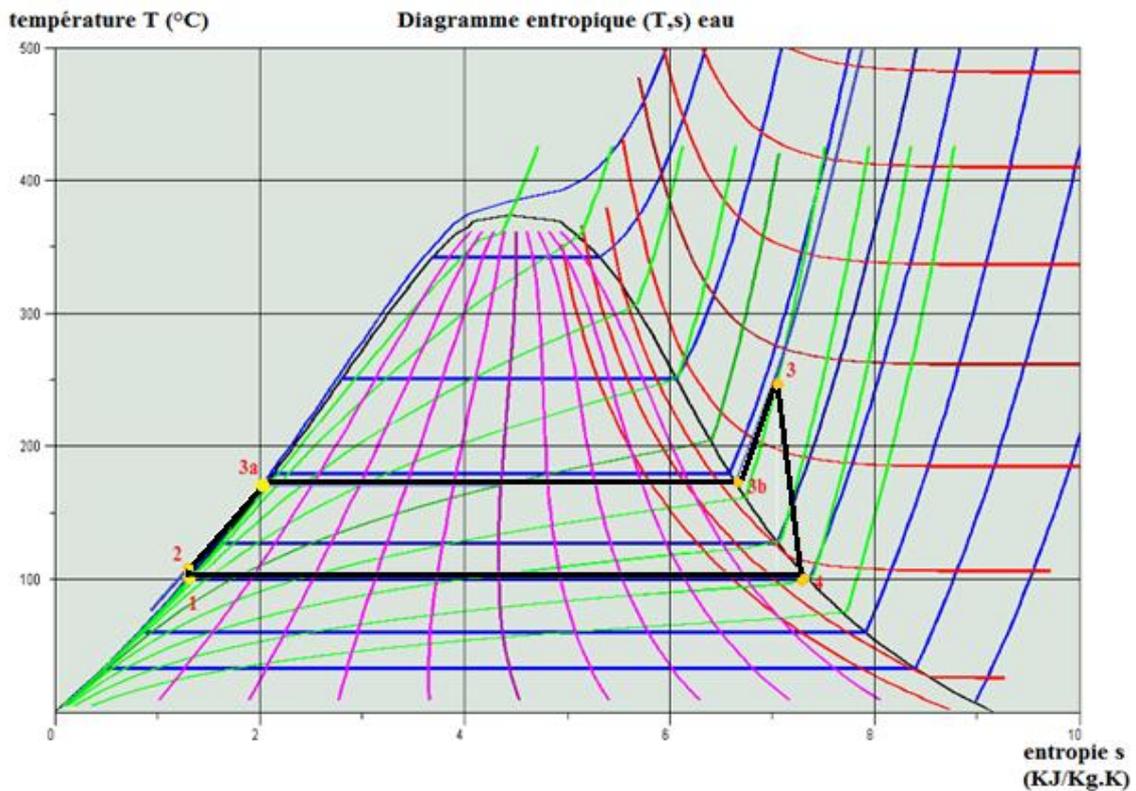
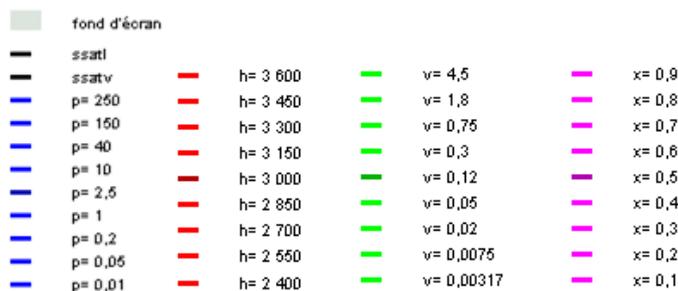


Figure 3.13 : Diagramme de Mollier du cycle de Rankine (T, S).



La forme de ce cycle s'écarte assez sensiblement de celle du cycle de Carnot, compte tenu de l'allure des isobares. Il est possible de l'améliorer en procédant à des resurchauffes qui conduisent à une détente dite para-isotherme et à des prélèvements qui permettent d'effectuer une régénération partielle.

## V. Conclusion

Dans ce chapitre, un calcul numérique à l'aide du logiciel THERMOPTIM a été réalisé pour étudier les différentes transformations qui opèrent en chaque élément du cycle de Rankine et d'évaluer la fiabilité et les performances du cycle ainsi que chacun de ces composants.

Bien que limitée, la confrontation des résultats obtenus par l'application de cette approche avec ceux issus de l'expérience est assez encourageante.

# ***Chapitre*** **4**

*Analyse énergétique et  
exergetique*

## I. Introduction

Le premier principe de la thermodynamique exprime le bilan énergétique d'un système donné en tenant compte des transferts d'énergie entre ce système et l'extérieur mais ne prend pas compte ni de la qualité, ni du niveau de l'énergie. Donc la connaissance du bilan énergétique à lui seul ne suffit pas pour permettre d'améliorer les performances d'un système, ni pour déterminer les perfectionnements qui pourraient être apportés à ce dernier. Pour atteindre ce double objectif, il est nécessaire d'établir le bilan des pertes intervenant aux différents stades de la conversion d'énergie. Le principe de ce bilan consiste à suivre pas à pas l'évolution de l'énergie dépensée et à noter successivement toutes les quantités perdues par le système. L'utilisation du deuxième principe permet d'affecter à chaque quantité d'énergie thermique un coefficient tenant compte de la valeur de celle-ci et c'est cette correction qui entraîne une transformation du bilan énergétique en un bilan exergetique qui sera détaillé dans notre étude.

## II. Analyse énergétique

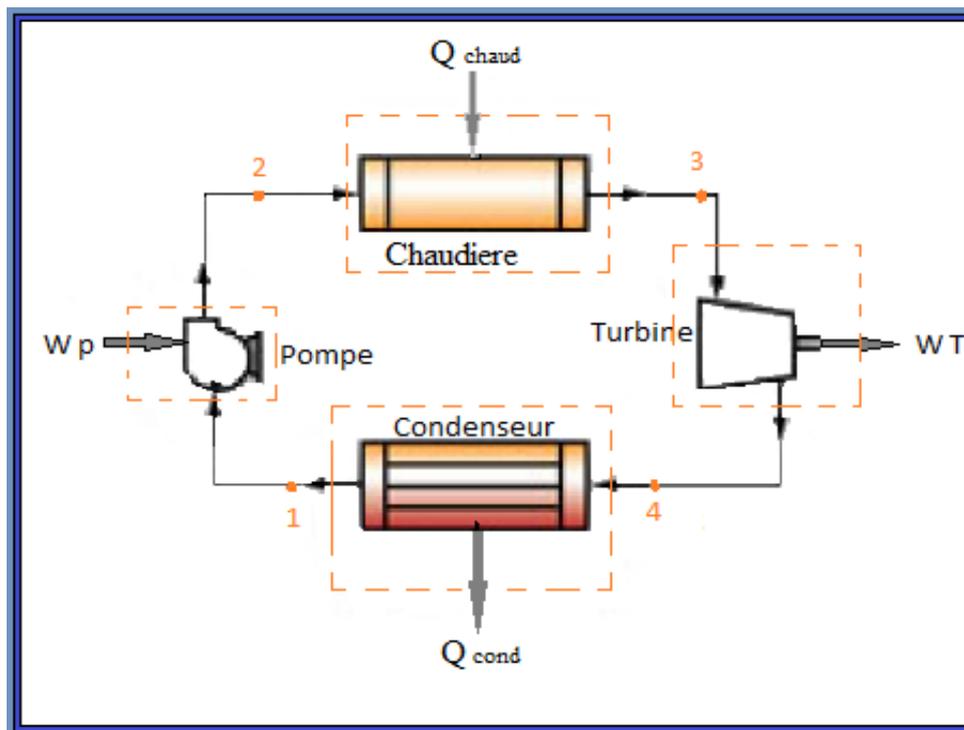


Figure 4.1: Schéma du cycle de Rankine.

## II.1 Notion d'énergie

L'énergie se manifeste sous plusieurs formes, chacune avec ses caractéristiques. Ces dernières sont liées à leur capacité à provoquer des changements. Les différentes formes d'énergie peuvent être classées en deux catégories : [8]

- ❖ les énergies ordonnées
- ❖ les énergies désordonnées

### 1.1 Energie ordonnée

Les énergies ordonnées regroupent l'énergie potentielle et l'énergie cinétique qui possèdent les caractéristiques suivantes :

- ✓ Possibilité de passer d'un type à l'autre avec conservation totale de l'énergie en opérant de façon réversible.
- ✓ Le transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes s'effectue uniquement par échange d'énergie-travail.
- ✓ Le transfert d'énergie ordonné entre deux systèmes n'entraîne pas de variation d'entropie. Ainsi de tels procédés peuvent être analysés à l'aide du premier principe de la thermodynamique seulement.
- ✓ Les paramètres de l'environnement ne sont pas considérés lors du transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes.

### 1.2 Energie désordonnée

Cette forme d'énergie regroupe tous les autres types d'énergies différentes des énergies ordonnées notamment l'énergie thermique, l'énergie chimique, etc... Elle possède les caractéristiques suivantes :

- ✓ Pour avoir un maximum de conversion d'une forme d'énergie désordonnée en une forme ordonnée il est nécessaire d'avoir un procédé entièrement réversible.
- ✓ La limite maximale d'une telle conversion dépend des paramètres thermodynamiques des procédés mais aussi de l'environnement.
- ✓ La conversion engendre une variation d'entropie.
- ✓ L'analyse des formes d'énergies désordonnées nécessite l'utilisation du deuxième principe de la thermodynamique.

## II.2 Bilan énergétique

On peut exprimer le bilan énergétique comme suit :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \frac{dE_{système}}{dt}$$

Où ces termes représentent :

$\dot{E}_{in}$  : Puissance entrante par la chaleur, le travail et l'écoulement

$\dot{E}_{out}$  : Puissance sortante par la chaleur, le travail et l'écoulement

$\frac{dE_{système}}{dt}$  : Accumulation des énergies interne, cinétique et potentielle

Comme le cycle de vapeur fonctionne en régime établi par conséquent, les termes de cette dernière équation qui varient en fonction du temps sont nuls donc on aura l'équation suivante :

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = 0$$

Donc

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

Sachant que l'énergie ne peut être transférée à travers un volume de contrôle que sous forme de chaleur, de travail et d'écoulement, on peut donc réécrire cette dernière équation comme suit :

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum_{in} \dot{m}\theta = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum_{out} \dot{m}\theta \quad (11)$$

Où  $\theta$  représente le transfert d'énergie par écoulement, donc

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum_{in} \dot{m} \left( h + \frac{C^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum_{out} \dot{m} \left( h + \frac{C^2}{2} + gz \right) \quad (12)$$

Comme l'écoulement à travers chaque composant du cycle est unique (une seule entrée et une seule sortie) donc  $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$ , ce qui fait que :

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} - \dot{Q}_{out} - \dot{W}_{out} + \dot{m} \left( \sum_{in} \left( h + \frac{C^2}{2} + gz \right) - \sum_{out} \left( h + \frac{C^2}{2} + gz \right) \right) = 0 \quad (13)$$

Puisque il n y a pas de différence de hauteur ( $z_{in} = z_{out}$ ) donc :

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} - \dot{Q}_{out} - \dot{W}_{out} + \dot{m} \left( \sum_{in} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) - \sum_{out} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) \right) = 0 \quad (14)$$

En appliquant cette équation aux quatre composants du cycle délimités par leur volume de contrôle (figure 4.1) on aura :

### 2.1 Pour la pompe (1-2)

$$\dot{w}_{in} + \dot{m} \left( \sum_{in} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) - \sum_{out} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) \right) = 0$$

$$\dot{W}_{POMPE} = \dot{m} \left( (h_2 - h_1) + \left( \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \right) \right)$$

$$W_{pompe} = \frac{\dot{W}_{POMPE}}{\dot{m}} = \left( (h_2 - h_1) + \left( \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \right) \right) = 0,658 \text{ KJ/Kg}$$

### 2.2 Pour la chaudière (2-3)

$$\dot{Q}_{in} + \dot{m} \left( \sum_{in} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) - \sum_{out} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) \right) = 0$$

$$\dot{Q}_{chaudière} = \dot{m} \left( (h_3 - h_2) + \left( \frac{C_3^2 - C_2^2}{2} \right) \right)$$

$$Q_{chaudière} = \frac{\dot{Q}_{chaudière}}{\dot{m}} = \left( (h_3 - h_2) + \left( \frac{C_3^2 - C_2^2}{2} \right) \right) = 2812,25 \text{ KJ/Kg}$$

### 2.3 Pour la turbine (3-4)

$$-\dot{W}_{out} + \dot{m} \left( \sum_{in} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) - \sum_{out} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) \right) = 0$$

$$\dot{W}_{Turbine} = \dot{m} \left( (h_3 - h_4) + \left( \frac{C_3^2 - C_4^2}{2} \right) \right)$$

$$w_{\text{Turbine}} = \frac{\dot{W}_{\text{Turbine}}}{\dot{m}} = \left( (h_3 - h_4) + \left( \frac{C_3^2 - C_4^2}{2} \right) \right) = -871,10 \text{ KJ/Kg}$$

Avec le rendement isentropique de la turbine qui est le suivant :

$$\eta_{T,IS} = \frac{\dot{W}_{\text{Turbine}}}{\dot{W}_{T,ISentropique}} = 0,85 \%$$

#### 2.4 Pour le condenseur (4-1)

$$-\dot{Q}_{\text{out}} + \dot{m} \left( \sum_{\text{in}} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) - \sum_{\text{out}} \left( h + \frac{C^2}{2} \right) \right) = 0$$

$$\dot{Q}_{\text{Condenseur}} = \dot{m} \left( (h_4 - h_1) + \left( \frac{C_4^2 - C_1^2}{2} \right) \right)$$

$$Q_{\text{condenseur}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Condenseur}}}{\dot{m}} = \left( (h_4 - h_1) + \left( \frac{C_4^2 - C_1^2}{2} \right) \right) = -721,27 \text{ KJ/Kg}$$

### II.3 Rendement énergétique

Pour apprécier le fonctionnement d'un système énergétique, la méthode la plus simple consiste à comparer l'énergie produite à l'énergie dépensée. Malgré la différence entre la nature de l'énergie thermique et celle de l'énergie électrique, ces quantités peuvent être exprimées au moyen de la même unité (JOULE ou WATT). Le rapport de ces deux quantités est égal au rendement énergétique du système. La valeur de ce rendement dépend à la fois de la nature du système, de ses conditions de fonctionnement et du degré de perfection des appareils dont il est composé.

Le rendement thermique du cycle est égale à :

$$\eta_{\text{thermique}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{chaudière}}}$$

Avec la puissance nette qui est égale à :

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{TURBINE}} + \dot{W}_{\text{POMPE}}$$

Donc

$$\eta_{\text{thermique}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{Chaudière}}} = \frac{|-871,10 + 0,658|}{2812,25} \quad (15)$$

$$\eta_{\text{thermique}} = 30,95 \%$$

### III. Analyse exergetique

#### III.1 Notion d'exergie

L'exergie est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité d'un système à produire du travail en raison de son déséquilibre avec l'ambiance dans laquelle il se trouve, ou bien comme le travail maximal réversible que l'on peut tirer d'un courant de matière ou d'énergie lorsque celui-ci est porté à l'équilibre avec l'environnement pris comme état de référence. [8]

Pour un courant de matière on distingue plusieurs composantes de l'exergie dont les plus significatives, dans notre étude, sont l'exergie thermique ou de la chaleur et l'exergie du fluide en écoulement.

Contrairement à l'énergie, l'exergie peut être détruite durant un procédé particulier (C'est à dire la quantité de travail utile qui aurait pu être fournie si le procédé avait été réversible). Cette destruction résulte principalement des irréversibilités du procédé lui-même et de la génération d'entropie par le procédé (sachant que les différents procédés réels rencontrés étant tous irréversibles, ils seront donc toujours caractérisés par une perte d'exergie.) par contre les énergies cinétiques, potentielles et voire électriques sont de l'exergie pure car elles sont entièrement transformables en travail.

Pour établir le bilan d'exergie il s'agit donc de combiner le premier et le deuxième principe de la thermodynamique.

### III.2 Bilan exergetique

On peut exprimer le bilan exergetique comme suit :

$$(\mathbf{X}_{\text{chaleur in}} - \mathbf{X}_{\text{chaleur out}}) + (\mathbf{X}_{\text{travail in}} - \mathbf{X}_{\text{travail out}}) + (\mathbf{X}_{\text{masse in}} - \mathbf{X}_{\text{masse out}}) - \mathbf{X}_{\text{détruite}} = (\mathbf{X}_{\text{out}} - \mathbf{X}_{\text{in}})_{\text{VC}}$$

Avec

$\mathbf{X}_{\text{chaleur}}$  : transfert d'exergie par la chaleur

$\mathbf{X}_{\text{travail}}$  : transfert d'exergie par le travail

$\mathbf{X}_{\text{masse in}}$  : transfert d'exergie par écoulement entrant

$\mathbf{X}_{\text{masse out}}$  : transfert d'exergie par écoulement sortant

$\mathbf{X}_{\text{détruite}}$  : exergie détruite

$\mathbf{X}_{\text{in}}$  : exergie initial du fluide

$\mathbf{X}_{\text{out}}$  : exergie finale du fluide

Soit :

$$\sum_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + [W_{in} - W_{out}] + \sum_{in} \dot{m}\psi - \sum_{out} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{détruite}} = (\mathbf{X}_{\text{out}} - \mathbf{X}_{\text{in}})_{\text{VC}} \quad (16)$$

Ou sous forme de taux

$$\sum_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + [\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}] + \sum_{in} \dot{m}\psi - \sum_{out} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{détruite}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt} \quad (17)$$

Comme le cycle de vapeur fonctionne en régime établi par conséquent les termes de cette dernière équation qui varient en fonction du temps sont nuls donc on aura l'équation suivante :

$$\sum_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + [\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}] + \sum_{in} \dot{m}\psi - \sum_{out} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{détruite}} = 0 \quad (18)$$

Comme l'écoulement à travers chaque éléments du cycle est unique (une seule entrée et une seule sortie) l'équation devient :

$$\sum_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + [\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}] + \dot{m} (\psi_{in} - \psi_{out}) - \dot{X}_{détruite} = 0 \quad (19)$$

Ou  $\psi$  représente le transfert d'exergie par écoulement, donc

$$\psi_{in} - \psi_{out} = (h_{in} - h_{out}) - T_0(s_{in} - s_{out}) + \frac{C_{in}^2 - C_{out}^2}{2} + g(z_{in} - z_{out}) \quad (20)$$

Donc on aura

$$\sum_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + [\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}] + \dot{m} \left( (h_{in} - h_{out}) - T_0(s_{in} - s_{out}) + \frac{C_{in}^2 - C_{out}^2}{2} + g(z_{in} - z_{out}) \right) - \dot{X}_{détruite} = 0 \quad (21)$$

Comme il n y a pas de différence de hauteur ( $z_{in} = z_{out}$ ) donc :

$$\begin{aligned} \dot{X}_{détruite} = & \sum_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + [\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}] \\ & + \dot{m} \left( (h_{in} - h_{out}) - T_0(s_{in} - s_{out}) + \frac{C_{in}^2 - C_{out}^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (22)$$

En appliquant cette équation aux quatre composants du cycle délimités par leur volume de contrôle (figure 4.1) on aura :

### 2.1 Pour la pompe (1-2)

$$\dot{X}_{détruite,Pompe} = \dot{W}_P + \dot{m} \left( (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} \right)$$

$$\dot{X}_{détruite,Pompe} = \dot{m} \left( (h_2 - h_1) + \left( \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \right) \right) + \dot{m} \left( (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} \right)$$

$$\dot{X}_{détruite,Pompe} = \dot{m} T_0(S_2 - S_1)$$

$$X_{détruite,Pompe} = \frac{\dot{X}_{détruite,Pompe}}{\dot{m}} = T_0(S_2 - S_1) = 0,199 \text{ KJ/Kg}$$

### 2.2 Pour la chaudière (2-3)

$$\dot{X}_{\text{détruite,chaudière}} = \dot{Q}_{\text{chaudière}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{chaudière}}}\right) + \dot{m} \left( (h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3) + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2} \right)$$

$$\dot{X}_{\text{détruite,chaudière}} = \dot{m} \left( \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{chaudière}}}\right) \left[ (h_3 - h_2) + \left(\frac{C_3^2 - C_2^2}{2}\right) \right] - \left[ (h_3 - h_2) - T_0(s_3 - s_2) + \frac{C_3^2 - C_2^2}{2} \right] \right)$$

$$\dot{X}_{\text{détruite,chaudière}} = \dot{m} \left( (h_3 - h_2) \left(-\frac{T_0}{T_{\text{chaudière}}}\right) - T_0(s_2 - s_3) + \left(\frac{C_2^2 - C_3^2}{2}\right) \left(-\frac{T_0}{T_{\text{chaudière}}}\right) \right)$$

$$\dot{X}_{\text{détruite,chaudière}} = \dot{m} \left( \left(-\frac{T_0}{T_{\text{chaudière}}}\right) \left( (h_2 - h_3) + \left(\frac{C_2^2 - C_3^2}{2}\right) \right) - T_0(s_2 - s_3) \right)$$

$$X_{\text{détruite,chaudière}} = \frac{\dot{X}_{\text{détruite,chaudière}}}{\dot{m}} = \left( \left(-\frac{T_0}{T_{\text{chaudière}}}\right) \left( (h_2 - h_3) + \left(\frac{C_2^2 - C_3^2}{2}\right) \right) - T_0(s_2 - s_3) \right) = 3329,21 \text{ KJ/kg}$$

### 2.3 Pour la turbine (3-4)

$$\dot{X}_{\text{détruite,Turbine}} = -\dot{W}_{\text{Turbine}} + \dot{m} \left( (h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2} \right)$$

$$\dot{X}_{\text{détruite,Turbine}} = -\dot{m} \left( (h_3 - h_4) + \left(\frac{C_3^2 - C_4^2}{2}\right) \right) + \dot{m} \left( (h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2} \right)$$

$$\dot{X}_{\text{détruite,Turbine}} = \dot{m} T_0(s_4 - s_3)$$

$$X_{\text{détruite,Turbine}} = \frac{\dot{X}_{\text{détruite,Turbine}}}{\dot{m}} = T_0(s_4 - s_3) = 46,806 \text{ KJ/Kg}$$

Avec le rendement exergetique de la turbine qui est le suivant :

$$\eta_{\text{exergetique,turbine}} = \frac{(h_3 - h_4) + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2}}{(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2}} = 94,9 \%$$

## 2.4 Pour le condenseur (4-1)

$$\dot{X}_{\text{détruite,Condenseur}} = -\dot{Q}_{\text{Condenseur}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{Condenseur}}}\right) + \dot{m} \left( (h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1) + \frac{C_4^2 - C_1^2}{2} \right)$$

$$\dot{X}_{\text{détruite,Condenseur}} = -\dot{m} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{Condenseur}}}\right) \left( (h_4 - h_1) + \left(\frac{C_4^2 - C_1^2}{2}\right) \right) + \dot{m} \left( (h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1) + \frac{C_4^2 - C_1^2}{2} \right)$$

$$\dot{X}_{\text{détruite,Condenseur}} = \dot{m} \left( \left( \frac{T_0}{T_{\text{Condenseur}}} - 1 \right) \left[ (h_4 - h_1) + \left(\frac{C_4^2 - C_1^2}{2}\right) \right] + \left[ (h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1) + \frac{C_4^2 - C_1^2}{2} \right] \right)$$

$$\dot{X}_{\text{détruite,Condenseur}} = \dot{m} \left( (h_4 - h_1) \left( \frac{T_0}{T_{\text{Condenseur}}} \right) - T_0(s_4 - s_1) + \left(\frac{C_4^2 - C_1^2}{2}\right) \left( \frac{T_0}{T_{\text{Condenseur}}} \right) \right)$$

$$\dot{X}_{\text{détruite,Condenseur}} = \dot{m} T_0 \left( \left( \frac{1}{T_{\text{Condenseur}}} \right) \left( (h_4 - h_1) + \left(\frac{C_4^2 - C_1^2}{2}\right) \right) - (s_4 - s_1) \right)$$

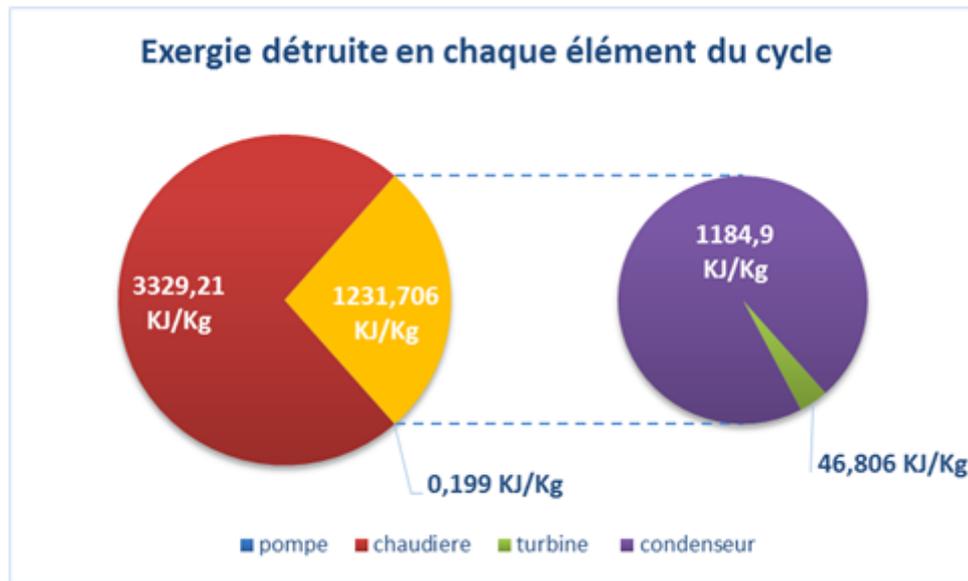
$$X_{\text{détruite,Condenseur}} = \frac{\dot{X}_{\text{détruite,Condenseur}}}{\dot{m}}$$

$$X_{\text{détruite,Condenseur}} = T_0 \left( \left( \frac{1}{T_{\text{Condenseur}}} \right) \left( (h_4 - h_1) + \left(\frac{C_4^2 - C_1^2}{2}\right) \right) - (s_4 - s_1) \right) \\ = 1184.90 \text{ Kj/kg}$$

L'exergie total détruite vaut :

$$X_{\text{Total,détruite}} = X_{\text{Pompe ,détruite}} + X_{\text{chaud,détruite}} + X_{\text{Turb,détruite}} + X_{\text{Cond ,détruite}}$$

$$X_{\text{Total,détruite}} = 0,199 + 3329,21 + 46,806 + 1184.90 = 4561,11 \text{ Kj/kg}$$



**Figure 4.2** : Représentation de l'exergie détruite en chaque élément du cycle.

### III.3 Rendement exergetique

Le rendement exergetique représente le rapport entre la variation d'exergie utile réelle et la variation d'exergie utile réelle réversible.

$$\eta_{\text{exergetique}} = \frac{\text{variation d'exergie utile réelle}}{\text{variation d'exergie utile réelle réversible}}$$

Le rendement exergetique du cycle est égale à :

$$\eta_{\text{exergetique}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{chaudière}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{chaudière}}}\right)} = 72,63 \% \quad (23)$$

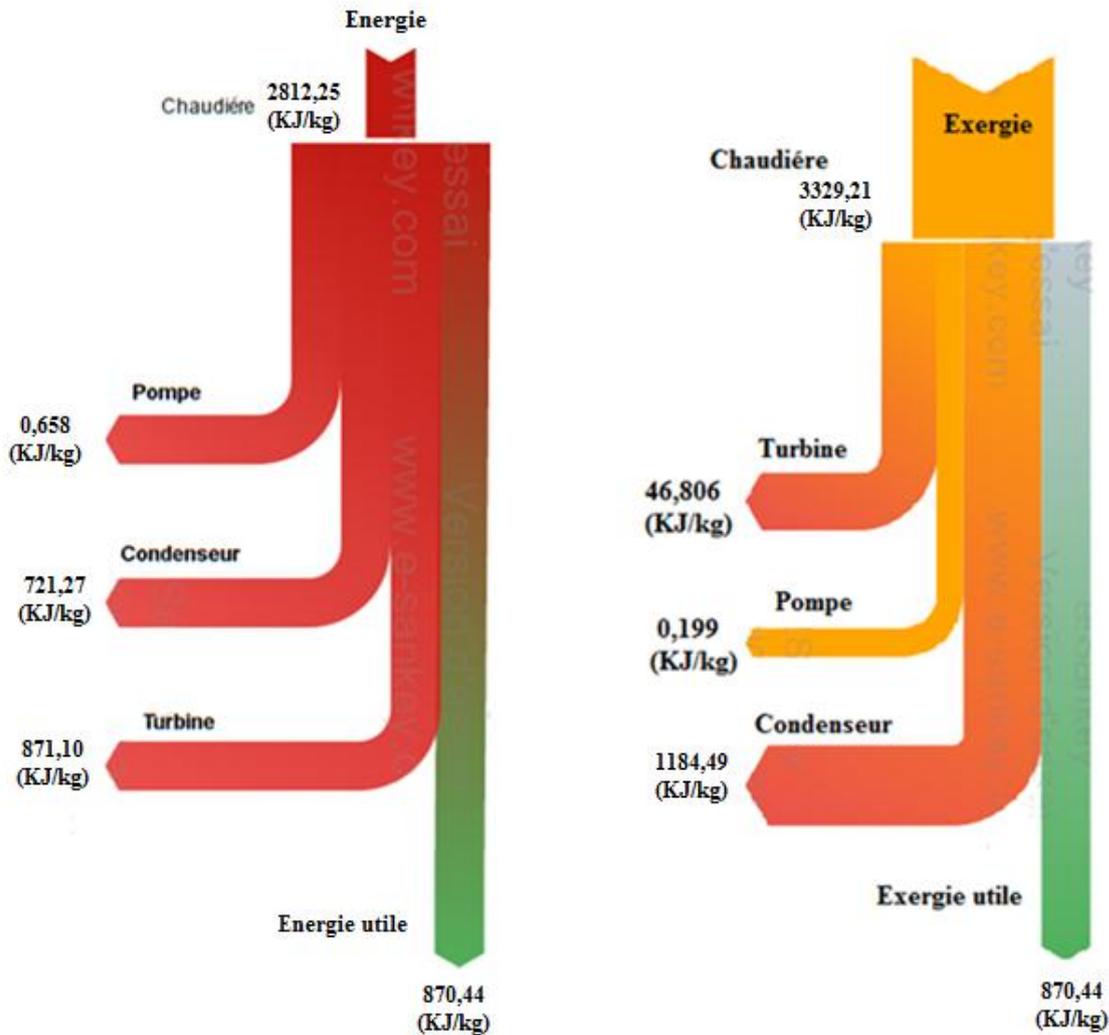


Figure 4. 3 : Diagramme de Sankey du cycle de Rankine.

D'après le diagramme de Sankey on remarque une grande quantité d'exergie détruite au niveau de la chaudière et du condenseur par rapport aux deux autres composants (la turbine et la pompe), ce qui signifie que cette exergie détruite est due aux irréversibilités qui représentent le potentiel perdu à faire du travail ou bien l'énergie qui aurait pu être convertie en travail, mais qui ne l'a pas été. Plus l'irréversibilité d'une évolution est petite, plus le travail produit est grand.

L'irréversibilité " $W_{\text{irréversible}}$ " représente la différence entre le travail réversible et le travail utile

$$W_{\text{irréversible}} = W_{\text{réversible}} - W_{\text{utile}}$$

**IV. Conclusion**

Dans ce chapitre on a pu faire des calculs pour avoir une base d'analyse énergétique et exergetique du cycle à vapeur et l'ensemble des calculs ont été orientés en fonction des données disponibles.

L'analyse exergetique faite en parallèle avec celle énergétique, met en évidence l'importance d'utiliser le concept d'exergie dans l'étude des installations énergétiques et particulièrement dans les centrales thermiques à vapeur.

# ***Chapitre*** **5**

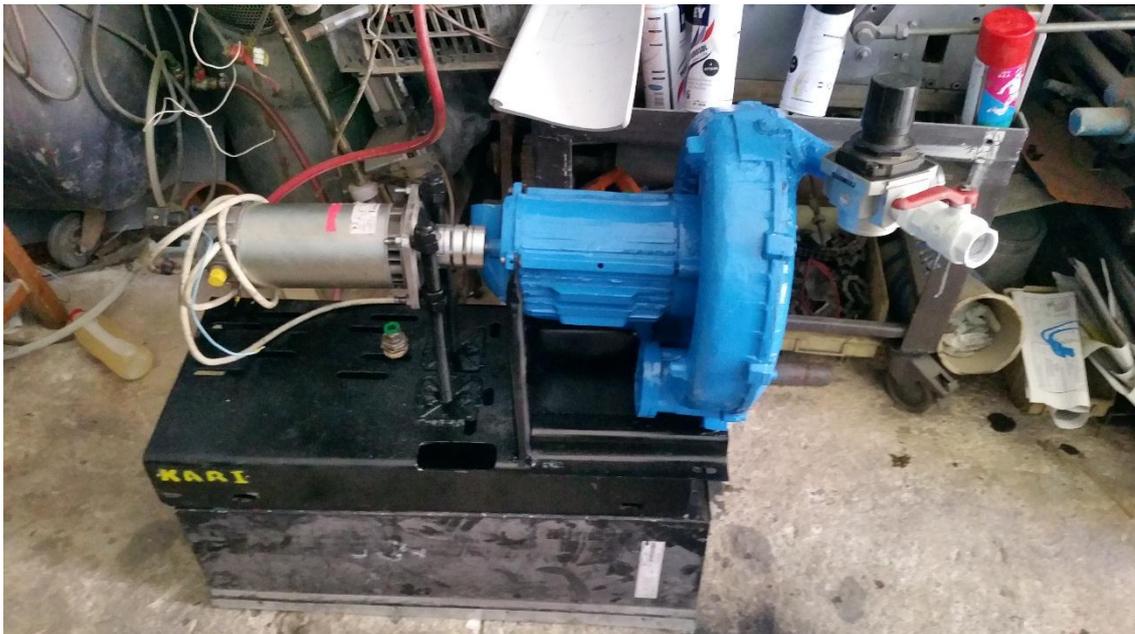
*Réalisation du banc  
d'essai et résultats  
expérimentaux*

## I. Introduction

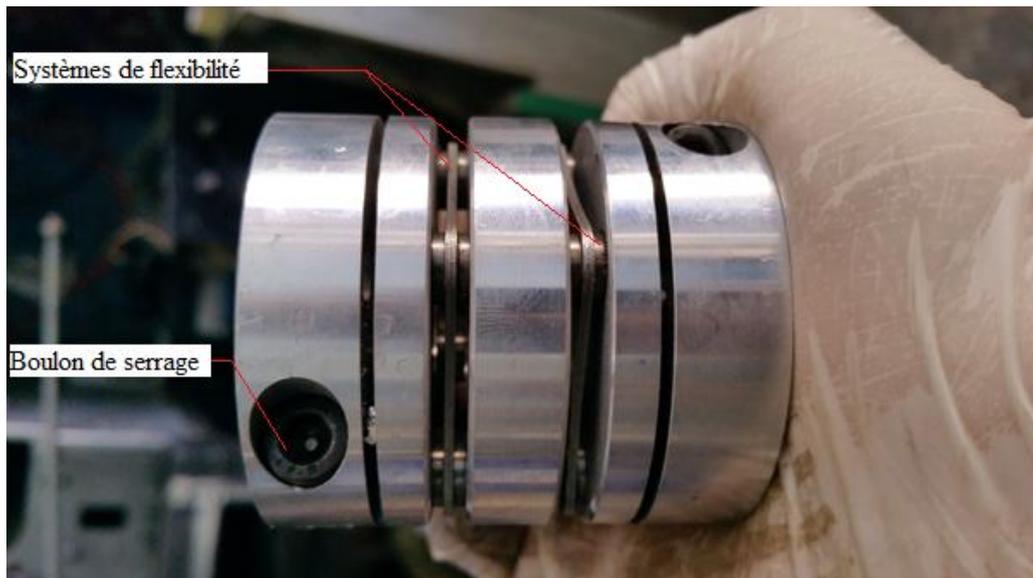
Cette réalisation vise tout d'abord à identifier le modèle de la micro-turbine présentant des caractéristiques adaptées au cahier de charge. Ensuite, à développer un banc d'essais afin de fournir un outil de validation des caractéristiques de la micro-turbine.

## II. Description du banc d'essai

Le banc d'essai se compose d'une micro-turbine et d'un alternateur à aimant permanent couplés avec un accouplement élastique qui est caractérisé par sa flexibilité ce qui permet de réduire les vibrations qui influencent négativement sur la micro-turbine ainsi que sur l'alternateur et d'assurer une bonne rotation de l'arbre. Les essais effectués sur le banc d'essai permettent d'étudier le fonctionnement et le comportement en opération de la micro-turbine et ces essais consistent à déterminer les courbes caractéristiques de la micro-turbine pour chaque fluide utilisé à savoir l'air comprimé ou la vapeur d'eau.



**Figure 5.1 :** Banc d'essais.



**Figure 5.2 :** Accouplement élastique.

## II.1 Alternateur

La particularité de l'alternateur à aimant permanent est la production de l'énergie électrique même si la vitesse de rotation est faible.



**Figure 5.3 :** Alternateur à aimant permanent.



Figure 5.4 : Plaque signalétique de l'alternateur.

## II.2 Régulateur

Le régulateur utilisé est un régulateur de pression, il est composé de :

- Un orifice d'entrée et un autre de sortie tous deux de 30 mm de diamètre.
- Un manomètre qui mesure la pression de 0 jusqu'à 150 Bar
- Une vanne de régulation manuelle

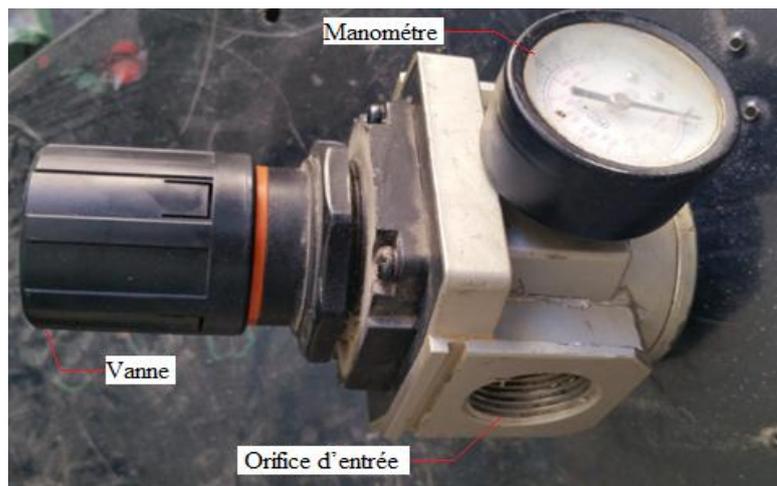


Figure 5.5 : Régulateur de pression.

## III. Procédure de démarrage de la micro-turbine

### III.1 Précautions et limitations

- 1- Le mauvais fonctionnement d'un des composants du banc d'essai peut détériorer notre installation. Donc on doit vérifier le bon fonctionnement de chaque élément à l'avance.
- 2- Il est nécessaire d'effectuer toutes les opérations de maintenance préventive conformément aux recommandations. Cela inclut tous les points de graissage et de

contrôle du matériel ainsi que le remplacement des composants défectueux avant le démarrage.

3- Il est fortement déconseillé de tenter le démarrage avec du matériel endommagé. Ce qui impose une vérification régulière de l'ensemble des équipements pour s'assurer de l'absence de dégâts, surchauffe, desserrage et de fuites.

4- Lors du démarrage de la micro-turbine nous sommes obligés de surveiller toute vibration excessive et toute éventuelle fuite de sa tuyauterie. Si une petite fuite est découverte il est primordial de programmer sa maintenance.

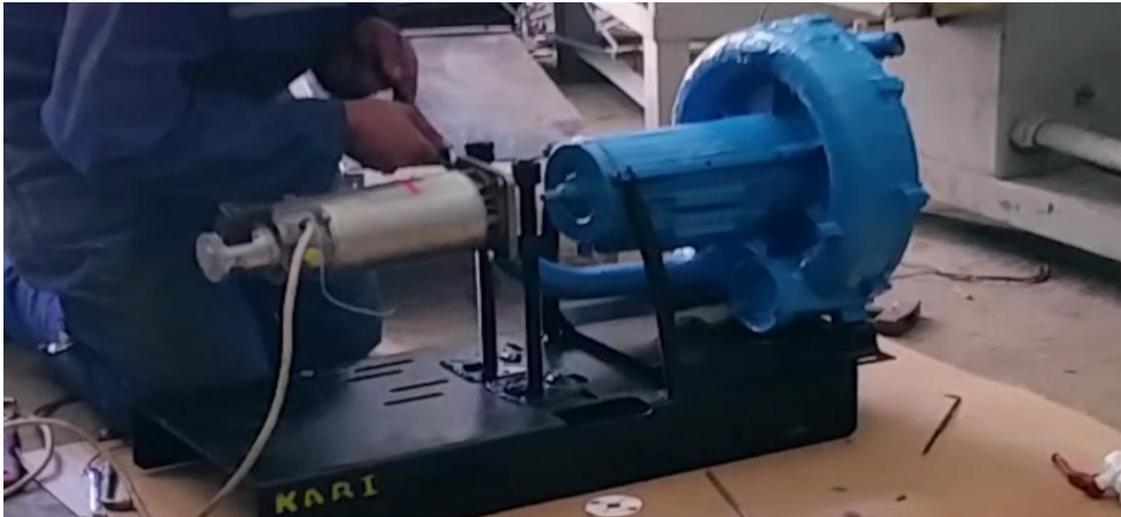


Figure 5.6 : Procédure de démarrage de la micro-turbine.

### III.2 Démarrage du groupe turbo-alternateur

Le démarrage de la micro-turbine se fait en s'assurant d'abord que tous les composants nécessaires sont prêts à fonctionner et que la micro-turbine à vapeur est parfaitement synchronisée avec l'alternateur.

#### 2.1 Les prérequis du système

1. Le système de production de l'électricité est en service.
2. Le système de génération de l'air comprimé ou de la vapeur d'eau est en service.
3. L'échappement est en service.
4. L'équipement est en parfaite état de fonctionnement.

### III.3 Arrêt du groupe turbo-alternateur

#### 3.1 Arrêt normal de la micro-turbine à vapeur

- 1- Réduction progressive de la pression du fluide jusqu'à atteindre 1 bar.

2- Réduction de la vitesse d'admission par ajustement de la vanne d'admission.

3- Réduction de la puissance de l'alternateur jusqu'à 2 watt.

Cette procédure nous permet d'assurer un bon fonctionnement de la micro-turbine et d'éviter des flexions de l'arbre de rotation ou des déformations.

#### IV. Résultats des tests

Cette partie consiste en premier lieu à faire un test avec l'air comprimé pour s'assurer du bon fonctionnement de la micro-turbine, puis un second test est réalisé avec de la vapeur d'eau pour analyser les performances et les courbes caractéristiques de la micro-turbine.

##### IV.1 Test avec l'air comprimé

L'injection de l'air comprimé est faite à différentes pressions à l'aide d'un compresseur d'une pression allant de 1 à 10 bar. Cet essai nous a permis de confirmer et de s'assurer du bon fonctionnement de la micro-turbine à savoir :

- L'équilibrage du rotor avec l'arbre de rotation.
- L'estimation des vibrations de la micro-turbine.

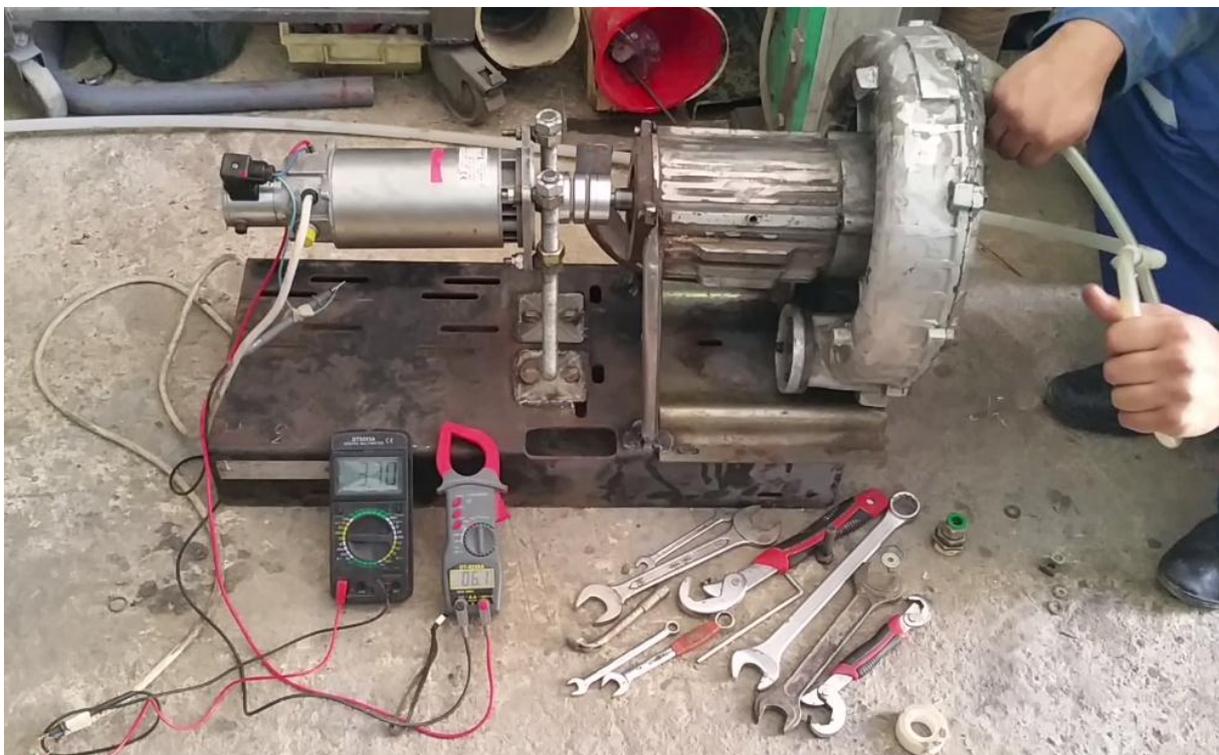
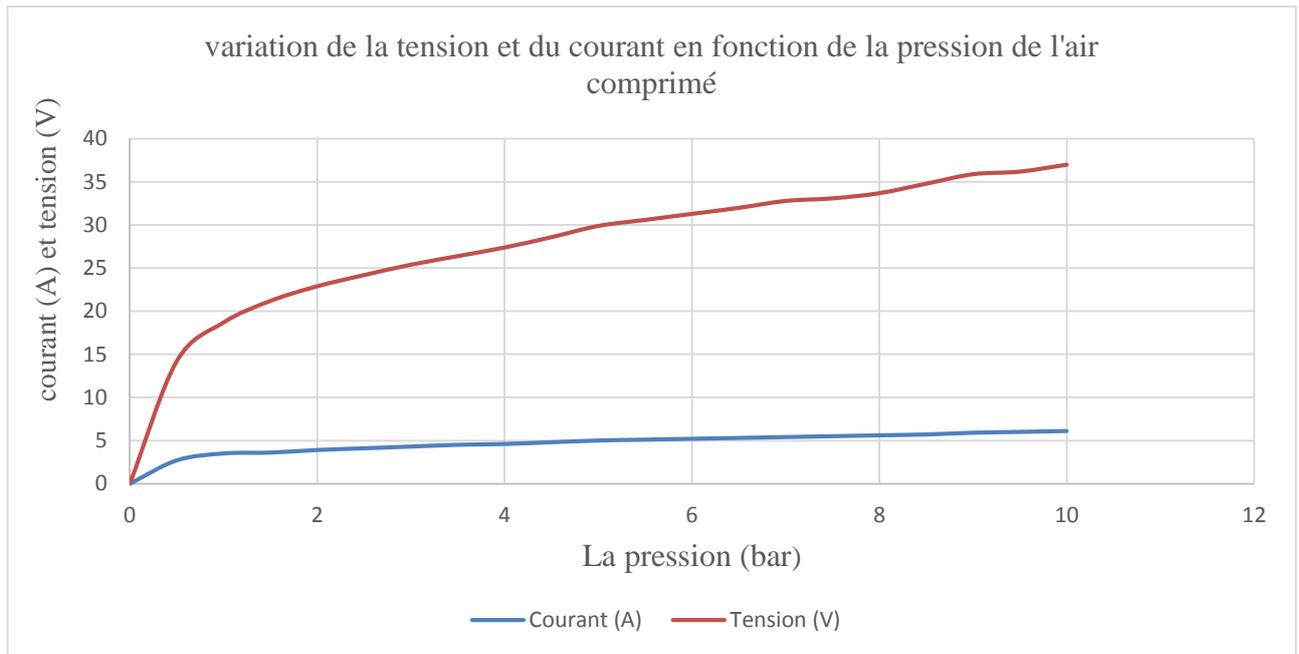


Figure 5.7 : Test avec l'air comprimé.

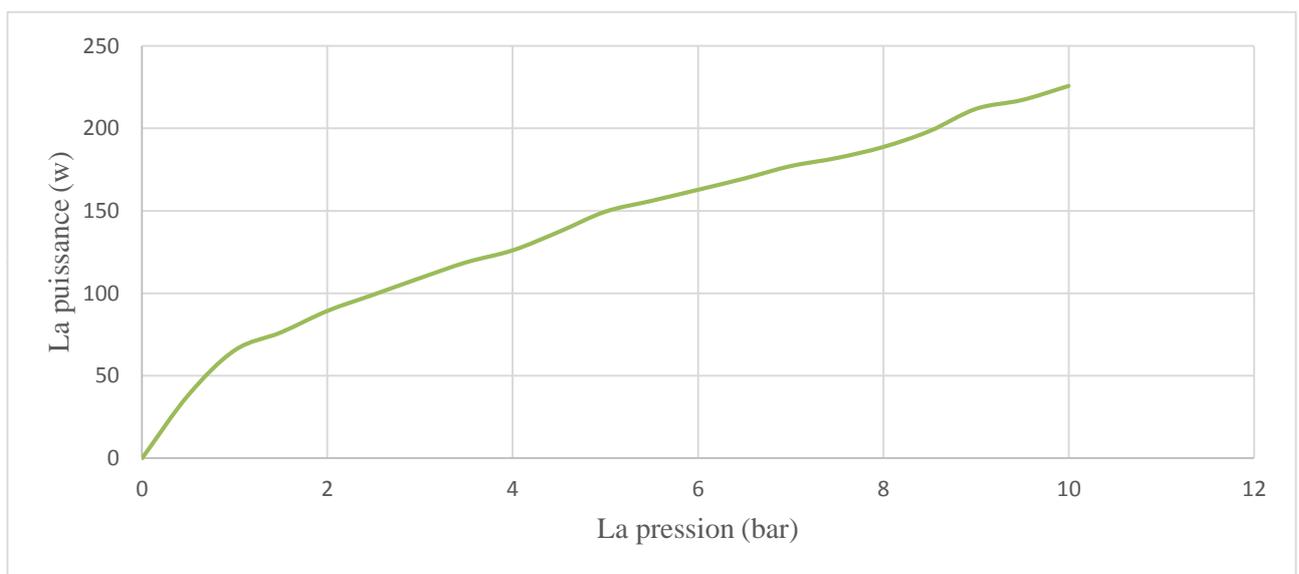
Résultats obtenus avec l'air comprimé :

Pression (Bar)	Courant (A)	Tension (V)	Puissance (W)
0	0	0	0
0,5	2,7	14,2	38,34
1	3,5	18,7	65,45
1,5	3,6	21,2	76,32
2	3,9	22,9	89,31
2,5	4,1	24,2	99,22
3	4,3	25,4	109,22
3,5	4,5	26,4	118,8
4	4,6	27,4	126,04
4,5	4,8	28,6	137,28
5	5	29,9	149,5
5,5	5,1	30,6	156,06
6	5,2	31,3	162,76
6,5	5,3	32	169,6
7	5,4	32,8	177,12
7,5	5,5	33,1	182,05
8	5,6	33,7	188,72
8,5	5,7	34,8	198,36
9	5,9	35,9	211,81
9,5	6	36,2	217,2
10	6,1	37	225,7

**Tableau 5.1** : Résultats obtenus lors du test avec l'air comprimé.



**Figure 5.8 :** Variation de la tension et du courant en fonction de la pression de l'air comprimé.



**Figure 5.9 :** Variation de la puissance fournie en fonction de la pression de l'air comprimé.

D'après les courbes ci-dessus, on remarque qu'à chaque fois que la pression de l'air comprimé augmente, le courant et la tension augmentent ce qui se traduit par une augmentation proportionnelle de la puissance délivrée.

#### IV.2 Test avec la vapeur d'eau

Le test avec la vapeur d'eau est réalisé en injectant de la vapeur provenant d'une chaudière industrielle d'une usine et cela à différentes pressions (de 1 bar jusqu'à 8 bar). Cet essai nous a permis d'estimer les performances de la micro-turbine.



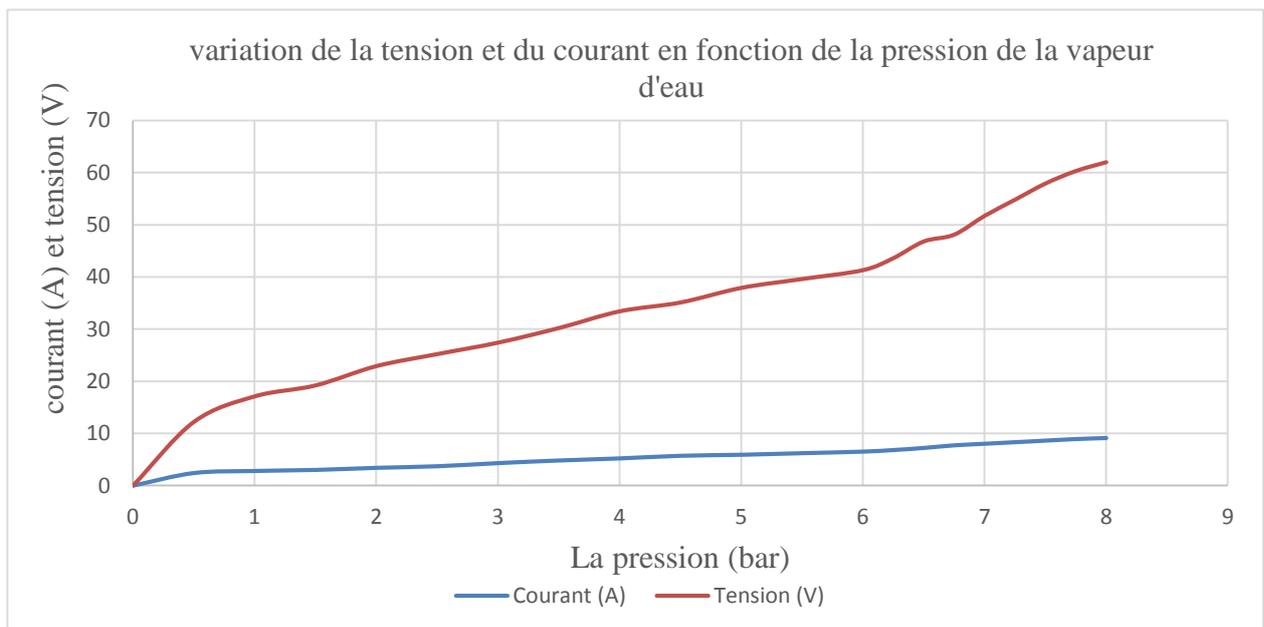
**Figure 5.10** : Test avec la vapeur d'eau.

Résultats obtenus avec la vapeur d'eau :

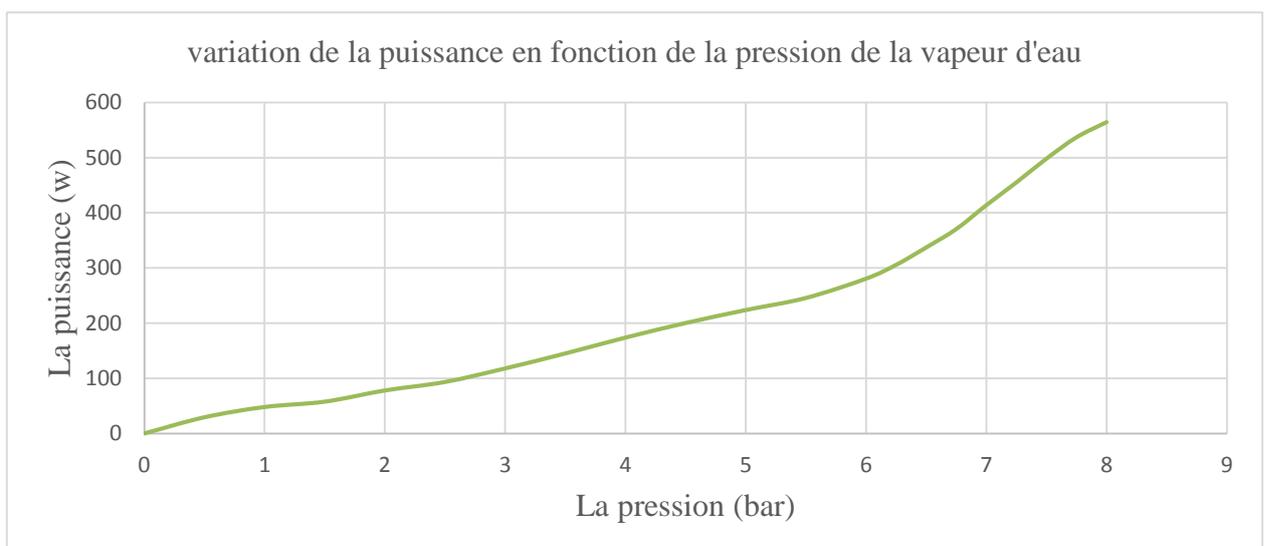
Pression (Bar)	Courant (A)	Tension (V)	Puissance (W)
0	0	0	0
0,5	2,4	12,2	29,28
1	2,8	17,1	47,88
1,5	3	19,2	57,60
2	3,4	22,9	77,86
2,5	3,7	25,2	93,24
3	4,3	27,4	117,82
3,5	4,8	30,2	144,96
4	5,2	33,4	173,68
4,5	5,7	35,1	200,07
5	5,9	37,9	223,61
5,5	6,2	39,6	245,52
6	6,5	41,3	268,45
6,25	6,8	43,6	296,48

6,5	7,2	46,8	336,96
6,75	7,7	48,1	370,37
7	8	51,7	413,6
7,25	8,3	54,8	454,84
7,5	8,6	57,9	497,94
7,75	8,9	60,3	536,67
8	9,1	62	564,2

**Tableau 5.2 :** Résultats obtenus lors du test avec la vapeur d'eau.



**Figure 5.11 :** variation de la tension et du courant en fonction de la pression de la vapeur d'eau.



**Figure 5.12 :** Variation de la puissance fournie en fonction de la pression de la vapeur d'eau.

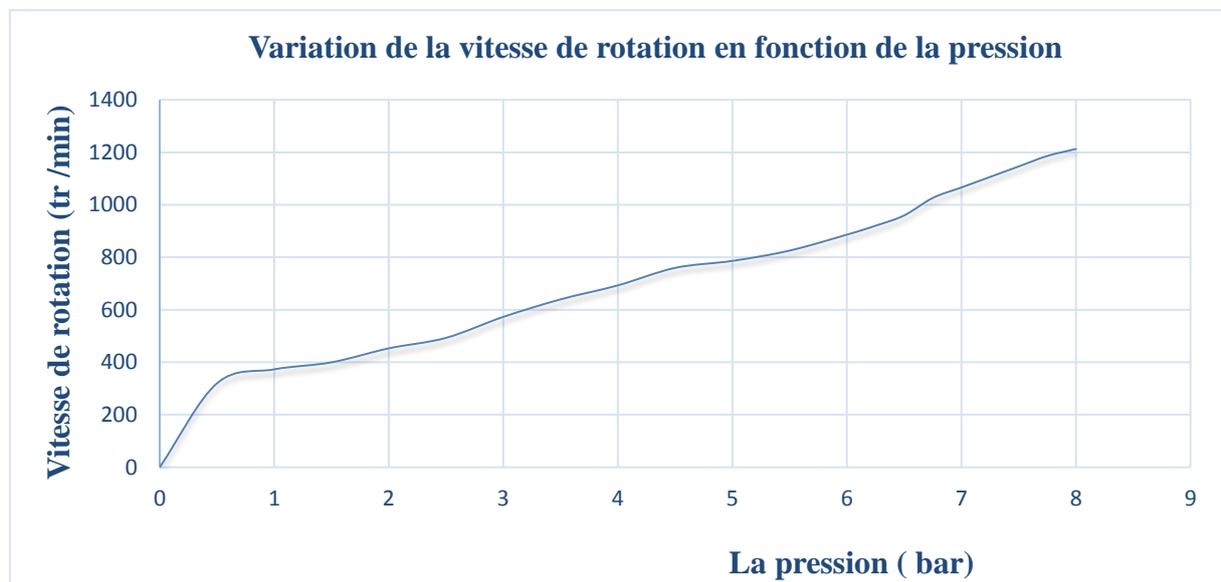
D'après les courbes ci-dessus, on remarque qu'à chaque fois que la pression de la vapeur d'eau augmente, le courant et la tension augmentent ce qui se traduit par une augmentation proportionnelle de la puissance délivrée.

La génératrice dispose d'un Tachymètre ce qui nous permet de prélever la vitesse de rotation en fonction de la variation de la pression. Les résultats obtenus sont les suivants :

Pression (bar)	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
$\omega$ (tr/min)	0	320	373,33	400	453,33	493,33	573,33	640	693,3	760

5	5,5	6	6,25	6,5	6,75	7	7,25	7,5	7,75	8
786,6	826	866,6	906,6	960	1026,6	1066,6	1106,6	1146,6	1186,6	1213,3

**Tableau 5.3 :** Vitesse de rotation de l'arbre en fonction de la variation de la pression.



**Figure 5.13 :** Courbe de variation de la vitesse de rotation en fonction de la pression de la vapeur d'eau.

D'après la courbe, on remarque qu'à chaque fois que la pression de la vapeur d'eau augmente, la vitesse de rotation de l'arbre augmente elle aussi ce qui permet d'avoir de bons résultats ainsi qu'une production d'énergie électrique plus grande.

### IV.3 Interpretation des résultats obtenus

A une pression maximale de 8 bar, la vitesse de rotation atteint les 1213,3 tr/min ce qui génère une puissance électrique de 564,2 Watt capable d'assurer l'éclairage d'une foyer modeste (8 lampes) situé en zone isolée d'où le but de notre étude.

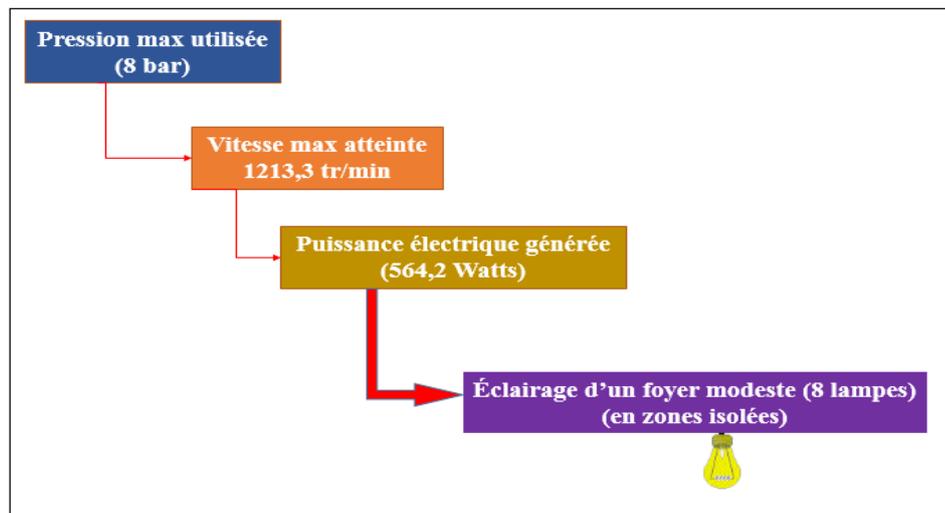


Figure 5.14 : Récapitulatifs des résultats obtenus.

## V. Méthodes d'amélioration des performances

Différentes méthodes peuvent être utilisées pour améliorer les performances de la micro-turbine comme :

- Assurer une très bonne étanchéité de la micro-turbine et utiliser un fluide organique comme fluide moteur (tel que les fluides frigorigènes).
- Augmenter le nombre des étages de la micro-turbine.
- Optimiser le nombre d'aubes par une étude de dynamique des fluides.
- Installer un diffuseur qui assure une bonne orientation de l'écoulement du fluide.
- Utiliser la méthode des singularités qui se base sur la création d'une grille rectiligne de forme d'aubes d'envergure constante.
- Evaluation des pertes par le fonctionnement nominal de la grille.
- Faire une analyse vibratoire et étudier les différents critères d'optimisation de la géométrie par la définition locale des grilles rotoriques et statoriques.

**VI. Conclusion**

Tous ces points s'inscrivent dans un processus de réalisation d'un équipement expérimental complexe. Nous avons donc franchi une première étape qui nous a permis d'élargir nos connaissances dans un champ d'expérimentation nouveau à l'université. Nous devons mettre à profit les difficultés rencontrées et les réussites accomplies dans le processus de réalisation de la micro-turbine, d'atteindre et de dépasser nos objectifs. Enfin, doter l'université de Bouira du premier banc d'essai de micro-turbine.

# *Conclusion générale*

## **Conclusion générale**

Au terme de ce projet, la micro-turbine implantée sur le banc d'essai a été entièrement caractérisée. Ainsi, même si les résultats sont en deçà des espérances initiales, les différents résultats obtenus peuvent désormais être utilisés pour des développements ultérieurs.

L'étape suivante pourrait être une caractérisation de la turbine sur un tronçon de conduite linéaire. Ensuite, l'amélioration du diffuseur de la micro-turbine permet de diminuer fortement la zone de recirculation en aval de l'installation. En outre, sa facilité de mise en œuvre, notamment en termes d'usinage, permet de l'inclure dans les développements futurs de la turbomachine considérée. Enfin, il est à noter que les technologies de micro-fabrications sont une solution prometteuse pour faire face aux problèmes d'énergies fossiles. Ces petites installations ont l'aptitude d'utiliser une multitude de sources de chaleur (énergie solaire, biomasse, etc.).

Une implantation de la micro-turbine est envisageable dans un futur proche. Cependant, une étude approfondie des petites installations de la solution choisie est nécessaire afin d'effectuer une bonne estimation de la rentabilité.

Le but de l'étude étant de connaître l'ampleur des irréversibilités dues au transfert de chaleur en se basant sur l'écart entre rendement énergétique et exergetique, plaçant ainsi la chaudière et le condenseur au-devant des équipements qui dégradent le plus d'énergie.

*Références  
bibliographiques*

**Références bibliographiques**

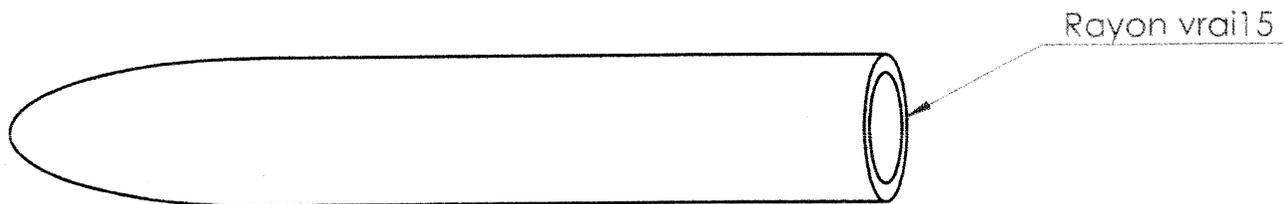
- [1] : Mokhtar. LIAMINI, « Conception d'une microturbine Rankine microfabriquée pour le fonctionnement a haute température », Thèse de Doctorat, Université, Sherbrooke, Canada, aout 2014.
- [2]: Liss, W.E., « Natural Gas Power Systems for the Distributed Generation Market », Power-Gen International '99 Conference. CD-Rom. New Orleans, Louisiana, USA, 1999.
- [3]: GRI « Gas Research Institute, The role of Distributed Generation in competitive energy markets », Distributed Generation Forum, Gas Research Institute (GRI), 1999.
- [4]: Watts, J. H « Microturbines: a new class of gas turbine engine, Global Gas turbine News », ASME-IGTI, v. 39, n. 1, p. 4-8, USA, 1999.
- [5]: Asme « performance test code PTC-22-1997» Gas turbine power plants, 1997.
- [6]: Barker, T. Micros, « Catalysts and Electronics », Power-Gen International 96,Turbomaichinery, 1997.
- [7] : Malick. KANE, Danilo. CRETEGNY, « nouveau système de cogénération à turbine spirale haute température », projet HTScroll, confédération, suisse, 29 OCTOBRE 2009.
- [9] : Yunus A.CENGEL, Michael A.BOLES, Marcel. LACROIX, «Thermodynamique une approche pragmatique », Chenelière McGraw-Hill éducation, Montréal, Canada, 2008.
- [10] : R. DEVELEY, « Aluminium et alliage d'aluminium corroyés : propriétés métallurgiques», technique de l'ingénieur : traite métallurgie. Vol. BM, n°438.4, 1992.
- [11] : R. DEVELEY, « Aluminium et alliage d'aluminium corroyés : principaux alliages», technique de l'ingénieur : traite métallurgie. Vol. BM, n°440.7, 1992.

# *Annexe*

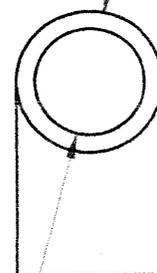
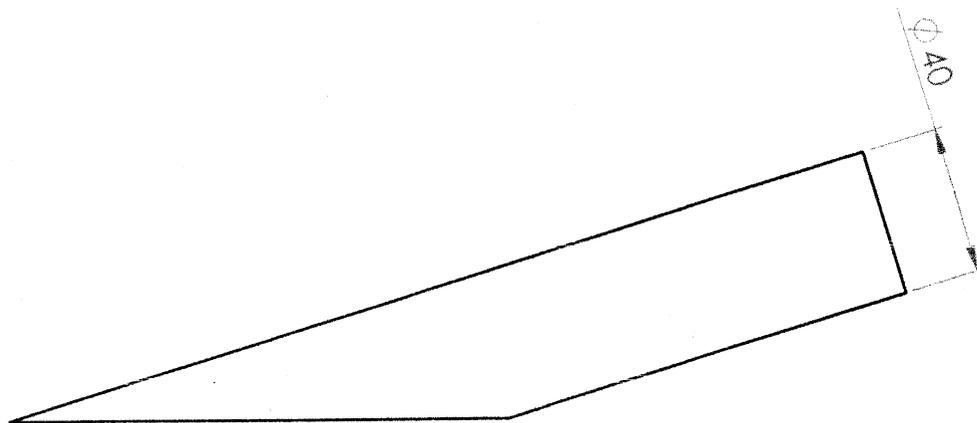
Les vitesses en chaque point du cycle de Rankine

point	Vitesse (m /s)
1	9,61
2	9,59
3	25,70
4	55,35

Tableaux des vitesses en chaque point

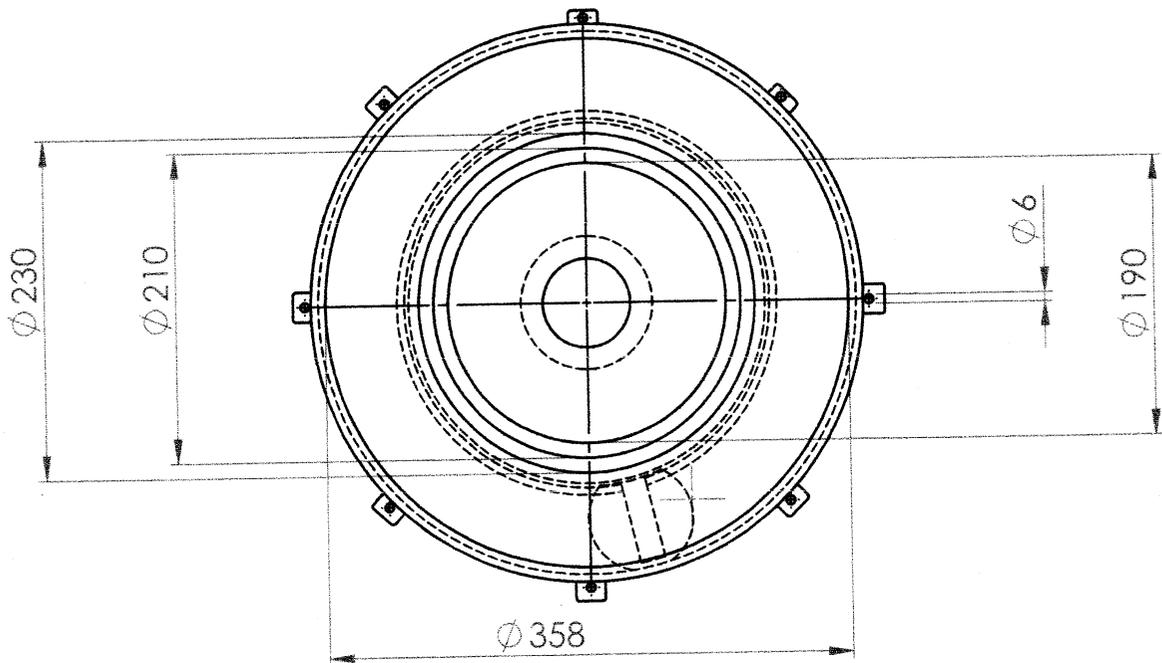
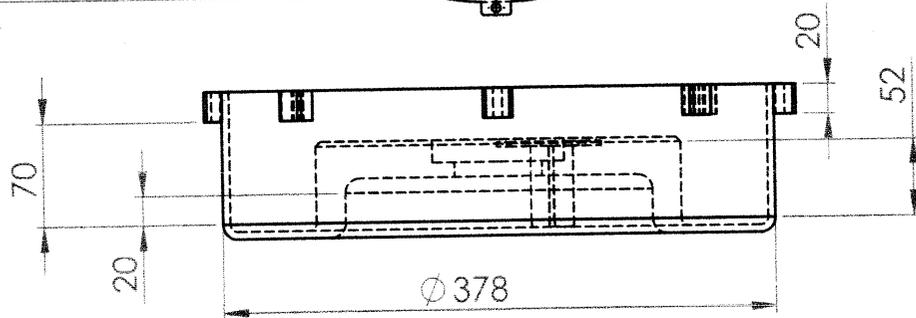
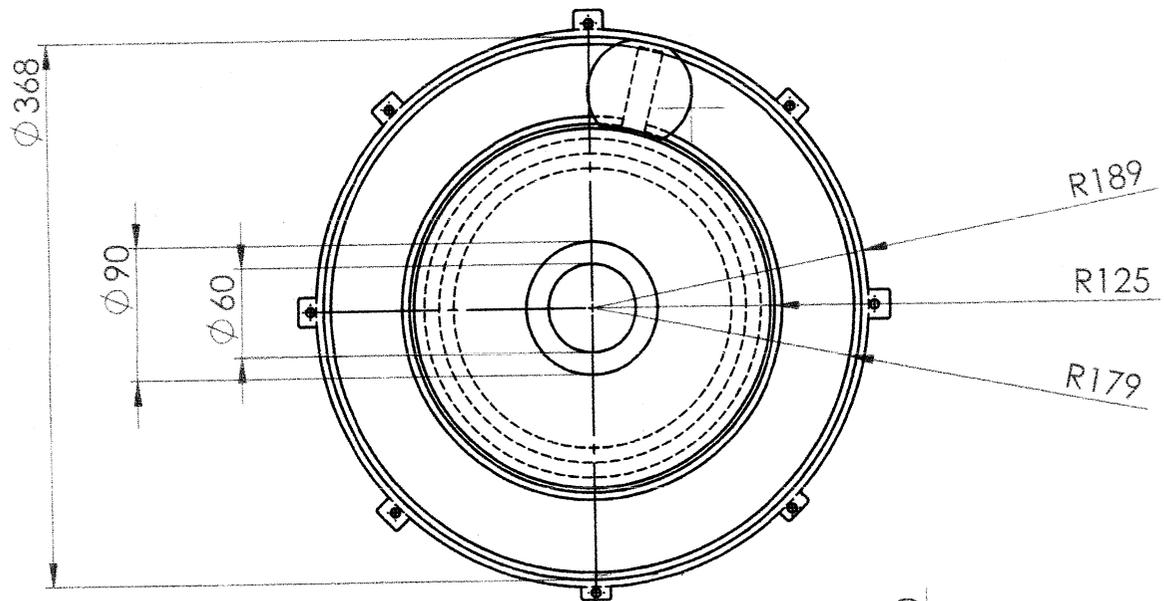


Rayon vrai 20

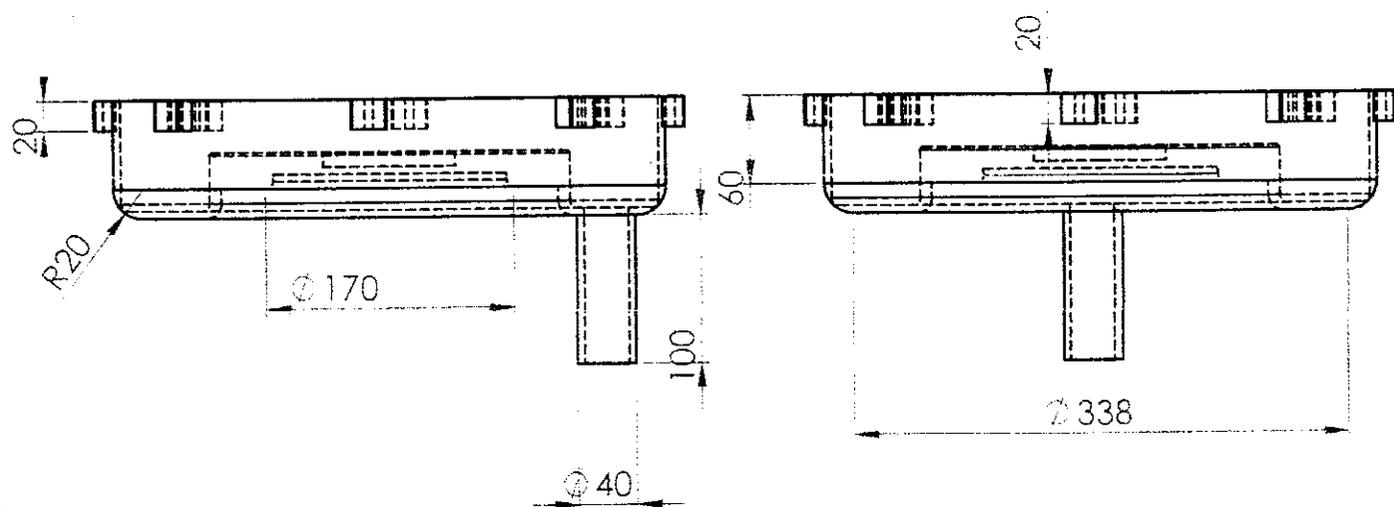
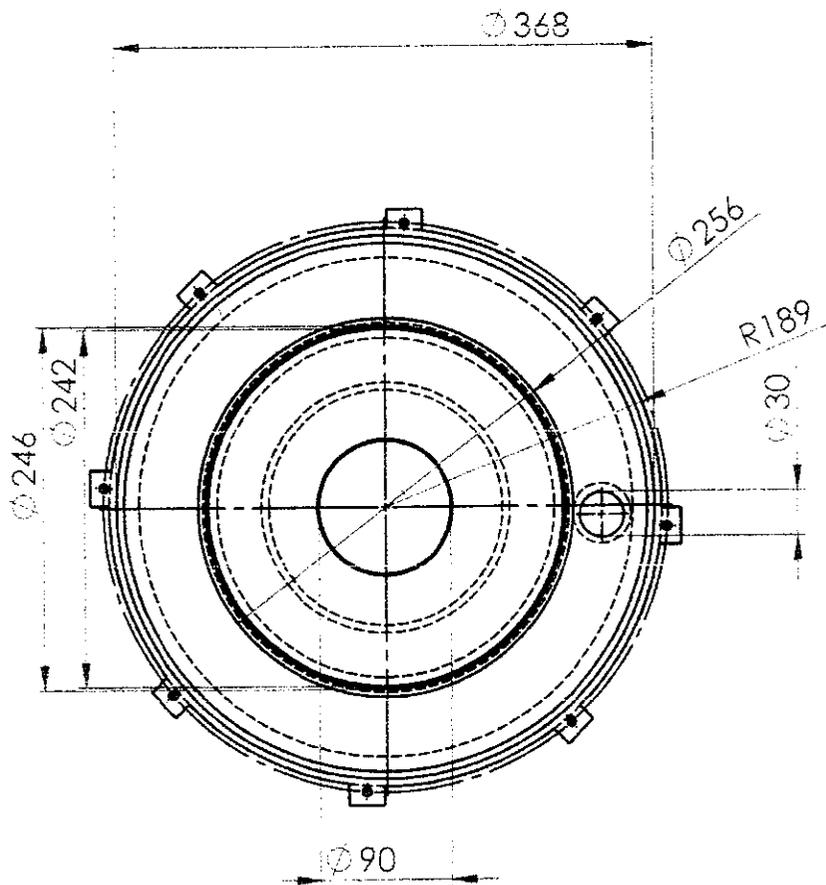


Rayon vrai 5

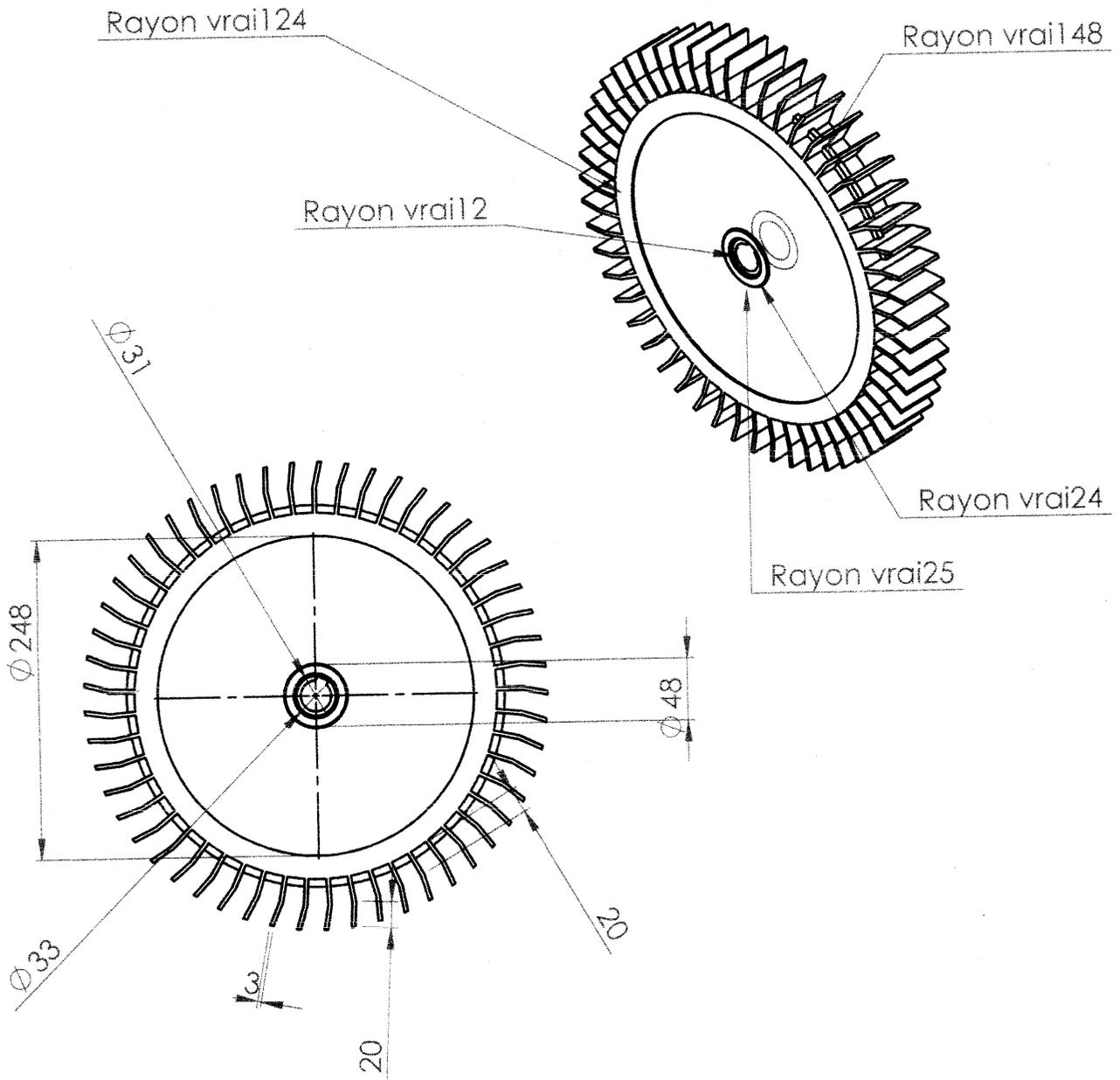
12	Aluminium	FFSA -GM- U-BOUIRA	Lalouche et djelloudi
	Admission		Le 30 06 2016
A4			M-E



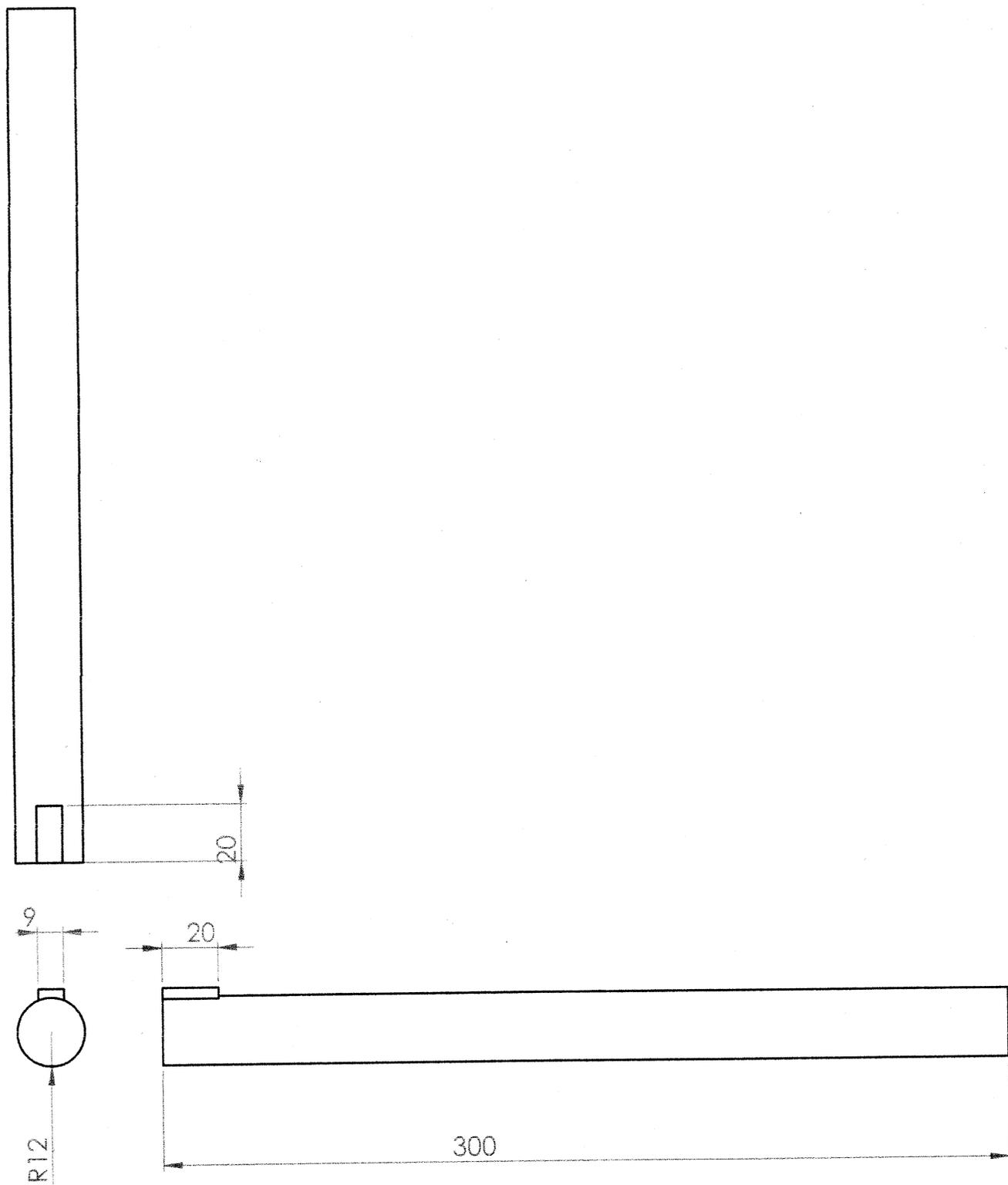
1:5	Aluminium	FFSA -GM- U-BOUIRA	Lalouche et djelloudi
	Stator partie 1		Le 30 06 2016
A3			M-E



1:5	Aluminium	FFSA -GM- U-BOL'IRA	Lalouche et djellouchi
	Stator partie 2		Le 30 06 2016
A4			M-E



1.2	Aluminium	FFSA -GM- U-BOUIRA	Lalouche et djelloudi
	Rotor		Le 30/06/2016
A4			M-E



12	Acier	FFSA -GM- U-BOUIRA	Lalouche et djelloudi
	Axe de rotation		Le 30/06/2016
A4			M-E