



HAL
open science

Etude du cycle de Rankine solaire basée sur la thermodynamique à vitesse finie

Thomas Grosjean

► **To cite this version:**

Thomas Grosjean. Etude du cycle de Rankine solaire basée sur la thermodynamique à vitesse finie. Génie des procédés. 2013. hal-01861108

HAL Id: hal-01861108

<https://hal.univ-lorraine.fr/hal-01861108>

Submitted on 24 Aug 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-memoires-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

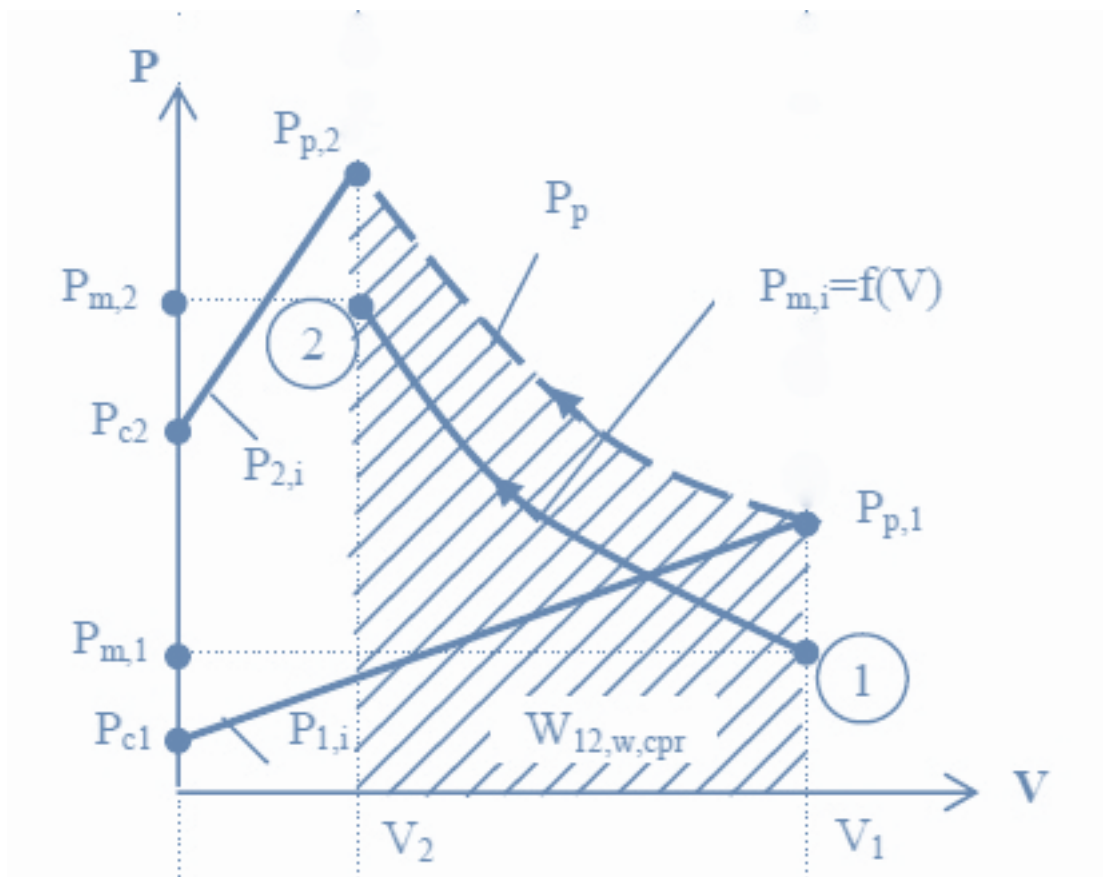
Thomas GROSJEAN

Encadrant : M.Costea, M.Feidt, S.Petrescu

Master MEPP Parcours MFE

Date de soutenance : Jeudi 5 septembre 2013

Etude du cycle de Rankine solaire basée sur la thermodynamique à vitesse finie



Remerciements

Je tenais à remercier l'Université de Lorraine et l'Universitatea Politehnica de Bucarest de m'avoir offert l'opportunité de réaliser ce stage dans d'excellentes conditions.

Je remercie aussi Monica COSTEA, Stoian PETRESCU ainsi que Michel FEIDT pour leur aide précieuse et leur encadrement.

Sommaire

Nomenclature.....	0
1 Introduction.....	1
2 Recherche bibliographique	2
2.1 Bref historique.....	2
2.2 La Thermodynamique à Vitesse Finie (TVF)	3
2.2.1 Introduction à la TVF appliquée à des systèmes simples.....	3
2.2.2 Introduction à la TVF appliquée à des systèmes complexes.....	11
2.3 La Thermodynamique à Temps Finis (TTF).....	16
2.4 L'énergie solaire thermique, état de l'art.....	17
2.4.1 Les centrales à tour	17
2.4.2 Les centrales à miroirs cylindro-paraboliques.....	18
2.4.3 Les centrales Dish-Stirling paraboliques.....	20
2.4.4 Les centrales à miroirs de Fresnels.....	21
3 Présentation du système.....	22
4 Etude de l'influence des irréversibilités	23
4.1 Equations fondamentales de la TVF	24
4.2 Application de la TVF.....	25
4.3 Expressions analytiques	28
4.4 Influence des irréversibilités	30
4.4.1 Contraintes techniques	31
4.4.2 Travail de la pompe	31
4.4.3 Travail de détente	33
4.4.4 Travail du cycle	34
4.4.5 Débit du fluide	36
4.4.6 Rendement du cycle (selon divers paramètres).....	37
4.4.7 Dimensionnement de la course de piston et du diamètre de piston en détente.....	42
4.4.8 Conclusion sur l'influence des irréversibilités.....	43
4.5 Cycle de référence.....	43
4.6 Rendement de cogénération.....	44
5 Détermination de la surface de miroir	45
5.1 Présentation du dispositif	45

5.2 Détermination du débit de fluide, de la chaleur à fournir au système et des grandeurs caractéristiques du fluide	46
5.3 Bilan thermique au niveau de l'absorbeur	47
5.3.1 Rayonnement solaire incident sur le tube Qray, abs	49
5.3.2 Transfert par conduction dans la paroi du tube (partie soumise au rayonnement) Qcond, 21	50
5.3.3 Transfert par convection entre la paroi interne du tube et le fluide	50
5.3.4 Transfert par conduction entre la paroi interne et la paroi externe du tube (côté isolation) Qcond, 13	54
5.3.5 Transfert par convection entre la paroi externe du tube et l'extérieur Qconv, 20	54
5.3.6 Transfert par rayonnement entre la paroi externe du tube et l'extérieur Qray, 2c ...	56
5.3.7 Transfert par rayonnement entre la paroi externe de l'isolant et l'extérieur Qray, 4c	56
5.3.8 Transfert par convection entre la paroi externe de l'isolant et l'extérieur Qconv, 40	56
5.3.9 Mise en équation et résolution	56
5.3.10 Rendement du concentrateur	59
5.4 Résultats	59
5.4.1 Données nécessaires aux calculs	59
5.4.2 Influence de la vitesse de vent sur le rendement du concentrateur	60
5.4.3 Influence du facteur de concentration sur le rendement du concentrateur	60
5.4.4 Calculs de la surface de miroir	62
6 Cycle de Rankine Organique (ORC)	63
6.1 Etat de l'art	63
6.2 Choix du fluides	66
6.3 Cycles étudiés	67
6.4 Calculs	70
6.4.1 Influence des irréversibilités	70
6.4.2 Dimensionnement des miroirs	72
6.5 Comparaison	73
7 Evolutions et améliorations possibles	75
8 Conclusion	76
9 Bibliographie	77
10 Annexes	80
10.1 Corrélations	80
10.2 Procédures MAPLE	88
10.2.1 Irréversibilités	88

10.2.2	Pression maximale du cycle de référence	91
10.2.3	Dimensionnement des miroirs	94
11	Résumés et mots clés	100

Nomenclature

A	Surface
α	Absorptivité
B	Terme regroupant les irréversibilités
Bo	Boiling number
c	Vitesse moléculaire
C_p	Chaleur spécifique
C_v	Chaleur spécifique
Δp_f	Chute de pression par friction
Δp_{throt}	Chute de pression par laminage
D_{ext}	Diamètre extérieur du tube d'absorbeur
D_{int}	Diamètre intérieur du tube d'absorbeur
D_p	Diamètre du piston
e	Epaisseur
E	Eclairement solaire
E_{abs}	Largeur de l'absorbeur
ε	Emissivité
f	coefficient de friction
Fr	Nombre de Froude
G	Flux de masse
h	Enthalpie spécifique
h_{ext}	Coefficient d'échange convectif extérieur
h_{int}	Coefficient d'échange convectif intérieur
k	Ratio des chaleurs spécifiques
k'	Coefficient d'adiabaticité
L	Longueur de tube d'absorbeur
λ	Conductivité thermique
m	Masse
μ	Viscosité dynamique
\dot{m}_{eau}	Débit d'eau
\dot{m}	Débit
N	Vitesse de rotation de l'élément de détente
η	rendement
η_{alt}	Rendement de conversion électrique

η_{cycle}	Rendement du cycle
Nu	Nombre de Nusselt
σ	Tension superficielle eau/vapeur
p	Pression à l'équilibre
p_c	Pression en fond de cylindre
$p_{gaz,m}$	Pression moyenne instantanée du gaz
p_p	Pression du piston
Pr	Nombre de Prandtl
Pu	Puissance électrique
Q	Chaleur
\dot{Q}	Chaleur spécifique
q_s''	Flux de chaleur en ébullition
R	Constante des gaz parfaits
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
ρ	Masse volumique
ρ_{mir}	Réfectivité du miroir
S	Entropie
s	Entropie spécifique
σ	Source d'entropie
S_{mir}	Surface de miroir
T	Température
τ	Constante de temps
$T_{m,i}$	Température moyenne instantanée
$T_{med,i \rightarrow j}$	Température moyenne lors de la transformation i-j
U	Energie interne
u	Energie interne spécifique
U_g	Coefficient global de transfert de chaleur
$u_{m,i}$	Energie interne moyenne instantanée
V	Volume
v	Vitesse
W	Travail mécanique
w_p	Vitesse de piston
\dot{W}	Travail spécifique
z	Course du piston

1 Introduction

Les ressources en énergies fossiles, utilisées de manière débridée depuis une centaine d'années, tendent à disparaître, à plus ou moins long terme. En effet, les réserves sont estimées à 47 ans de consommations pour le pétrole, 60 pour le gaz et 167 pour le charbon [1], et ces trois grandes sources correspondent à plus de 85% de la consommation énergétique mondiale.

Devant ce constat alarmant, il apparaît urgent de préparer l'après énergies fossiles et commencer dès maintenant à diversifier nos sources et produire notre énergie de manière plus réfléchie et optimisée.

S'ajoute aussi à ce premier constat une problématique environnementale, ainsi comme chacun sait nous sommes confrontés à un important dérèglement climatique causé principalement par l'utilisation abusive d'énergies fossiles durant le siècle dernier. Il nous faut alors à l'heure actuelle penser à l'utilisation de sources d'énergie plus propre et moins impactante sur l'environnement.

Ainsi le sujet étudié et développé dans ce rapport s'inscrit comme une réponse plausible à ces problématiques, en décrivant l'étude et l'optimisation par la Thermodynamique à Vitesse Finie (TVF) d'un dispositif fonctionnant sous un cycle de Rankine à source solaire destiné à la production d'électricité et d'eau chaude sanitaire d'une habitation individuelle.

Ce système puisera la chaleur nécessaire à son fonctionnement à partir d'un dispositif de concentration solaire de type miroir cylindro-parabolique permettant de réchauffer le fluide cyclé (eau et divers fluides organiques ont été étudié) jusqu'au niveau de température et de pression désiré.

Les performances de ce dispositif seront établit grâce à la thermodynamique à vitesse finie, une branche de la thermodynamique développée depuis près de 50 ans par le professeur Stoian PETRESCU (Polytechnica, Bucarest) et Co, qui permet de modélisé de manière très proche de la réalité tout dispositif fonctionnant avec un système piston/cylindre. Cette méthode tient compte des irréversibilités internes et externes du cycle et sera présentée plus en détail dans la suite de ce rapport.

Le but de l'étude présentée ici sera de dimensionner le système de concentration solaire nécessaire à la production d'une puissance électrique donnée et d'établir l'influence des irréversibilités grâce à la thermodynamique en vitesse finie. Il sera aussi abordé l'utilisation de fluides organiques (cycle Rankine organique) afin d'en définir les avantages et les inconvénients.

2 Recherche bibliographique

2.1 Bref historique

Au début du 19^{ème} siècle les performances d'une machine thermique étaient évaluées à l'aide de la thermodynamique classique qui permet de modéliser un cycle de manière la plus simple possible (on parle alors de cycles thermodynamiques « parfaits ») sans tenir compte malheureusement des contraintes qui peuvent exister au sein d'une machine thermique « réelle ».

Très vite cet outil a montré ses limites, ce qui a poussé la communauté scientifique à développer de nouvelles théories afin de modéliser ces systèmes d'une manière plus précises et plus proche de la réalité. Ces nouveaux outils tentent de tenir compte des différentes irréversibilités (externes et internes) que l'on peut rencontrer dans le fonctionnement de toutes machines thermiques et qui influent grandement sur les performances du système considéré.

Ainsi en 1982, BEJAN [2], [3] a imaginé que l'optimisation de machine thermique pouvait être représentée sous la forme d'un triangle dont chacun des sommets représente une facette du problème à prendre en compte :

- A : la thermodynamique classique
- B : la mécanique des fluides
- C : les transferts de chaleur

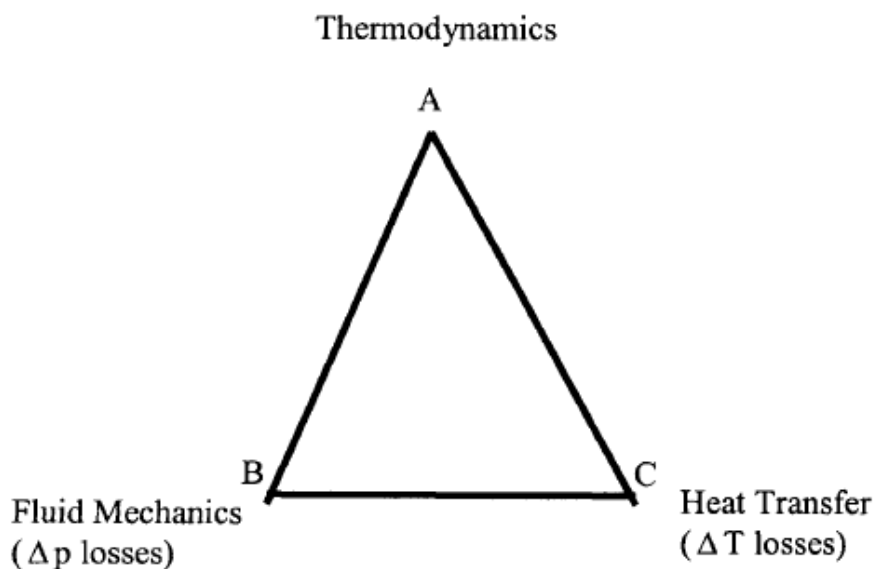


Figure 1 Triangle de BEJAN [4]

L'énergie perdue dans n'importe quelles machines thermiques est due à deux causes d'irréversibilités :

- Les irréversibilités internes dues aux chutes de pression occasionnées par des phénomènes de friction ou laminage à l'intérieur de la machine.

- Les irréversibilités externes dues à des pertes de chaleur vers le milieu environnant (gradient de température)

L'optimisation parfaite d'une machine thermique serait seulement possible avec une méthode qui réunirait l'ensemble des trois sommets du triangle de BEJAN.

Ainsi diverses méthodes ont été développées dans le but d'obtenir une optimisation la plus efficace possible.

La thermodynamique en temps fini (FTT), étudiée depuis 1958 par NOVICOV, AHLBORN, ANDRESEN, FEIDT et LAMPINEN [5]–[9], permet de « connecter » les sommets A et C du triangle de BEJAN en offrant une méthode pour l'optimisation de cycle thermodynamique tenant compte des irréversibilités externes.

BEJAN [2], [3] a quand à lui élaboré une méthode basée sur la génération d'entropie due aux irréversibilités internes et externes, permettant ainsi de faire le lien entre les sommets B et C du triangle.

La connexion entre les sommets A et C du triangle a pour la première fois été introduite par M.PAUL en 1939 [10] qui cherchait à établir l'influence de la vitesse finie du piston (vitesse d'un projectile dans un canon dans le cas des recherches de M. PAUL) lors de la détente adiabatique d'un gaz dans un canon. Ces recherches n'ont cependant pas eu beaucoup d'écho dans la communauté scientifiques.

Il a alors fallu attendre 1964 pour voir L.STOICESCU et S.PETRESCU commencer à développer la thermodynamique à vitesse finie (FST) avec de nombreuses publications [11]–[21] traitant des problèmes liés aux interactions mécaniques du couple piston-gaz en vitesse finie (vitesse du piston).

Ces recherches ont permis d'établir une nouvelle expression du premier principe de la thermodynamique tenant compte des irréversibilités internes pour différentes transformations et ainsi relier les sommets A et C du triangle de BEJAN.

Afin d'offrir plus de clarté dans le travail qui sera présentée dans la suite de ce rapport, les outils TVF et TTF seront développés un peu plus en détails dans les quelques paragraphes suivants.

2.2 La Thermodynamique à Vitesse Finie (TVF)

L'ensemble des informations et illustrations présentées dans cette partie sont issus de la source [22].

2.2.1 Introduction à la TVF appliquée à des systèmes simples

2.2.1.1 Nouveaux concepts nécessaire à l'introduction de la TVF

Afin de décrire une transformation irréversible en thermodynamique en vitesse finie il est nécessaire d'introduire de nouvelles grandeurs qui permettront de modéliser le problème de manière plus précise.

2.2.1.1.1 Pression instantanée du gaz dans le système

C'est la pression du gaz dans le cylindre à un instant donné, elle évolue avec la position du piston qui est lui-même animé par une vitesse w_p . On ne connaît pas exactement quelle est l'évolution de cette pression au sein du cylindre, mais dans une première approximation on peut considérer qu'elle est linéaire.

2.2.1.1.2 Pression moyenne instantanée du gaz

La pression moyenne instantanée du gaz $p_{gaz,m}$ est utilisée comme base pour la description du problème, elle vient remplacer la pression à l'équilibre p qui est utilisé pour modéliser des transformations réversibles en thermodynamique de l'équilibre (RET).

2.2.1.1.3 Pression du piston

En n'importe quel point du système la pression du piston p_p est différente de la pression du gaz $p_{gaz,m}$.

En compression la pression du piston est supérieure à celle du gaz, la pression du gaz atteint un minimum en fond de cylindre, p_c .

En détente la pression du piston est inférieure à celle du gaz, la pression du gaz atteint un maximum en fond de cylindre.

Ainsi, la modélisation d'une transformation en FST nécessite l'utilisation de deux pressions ($p_{gaz,m}$ et p_p) alors qu'une seule est nécessaire en thermodynamique de l'équilibre. Dans un diagramme P-V un processus en FST est alors représenté par deux courbes.

2.2.1.2 Comparaison entre la RET et la TVF en compression et détente

Lors de transformations réversibles les courbes représentant une compression et une détente se superposent, ainsi les aires sous chacune de ces courbes représentant les travaux de compression et de détente sont identiques.

En tenant compte des irréversibilités en FST les processus de compression et détente nécessitent chacun 2 courbes ($p_{gaz,m}$ et p_p) pour être décrit, et ces courbes sont différentes pour chacun des processus. Par conséquent l'aire sous la courbe p_p en compression diffère de celle en détente.

2.2.1.2.1 Application de la première loi de la TVF

Les bases de la thermodynamique à vitesse finie ont été développées entre 1961 et 1972 par L Stoicescu et S Petrescu [11], [12], [17], [19]–[21]. Dans un premier temps une seule cause d'irréversibilité a été étudiée, la vitesse finie du piston.

Ces études ont permis de définir une nouvelle expression du premier principe de la thermodynamique décrivant des processus à vitesse finie en système fermé.

Le premier cycle irréversible étudié en vitesse finie, le cycle d'Otto, a permis de poser les bases de ce qui sera plus tard appelée la méthode directe.

Pour un cycle réversible la première loi de la thermodynamique s'écrit

$$dU_{rev} = \delta Q_{rev} - \delta W_{rev}$$

D'une manière similaire pour un cycle irréversible on a

$$dU_{irr} = \delta Q_{irr} - \delta W_{irr}$$

Bien que ces deux expressions semblent identiques ils existent des différences. Le terme dU représentant la variation d'énergie interne du système s'exprime de manière différente. En réversible le système passe successivement par des états d'équilibre tandis qu'en irréversible il passe successivement par des états de non-équilibre. Dans un cycle réversible l'énergie interne spécifique u est uniforme dans tout le système

$$U = U_{rev} = m \cdot u$$

Une expression similaire est impossible en irréversible, en effet la pression et la température varient à chaque moment du système, c'est pourquoi il est nécessaire d'introduire les concepts de température moyenne instantanée $T_{m,i}$ et d'énergie interne instantanée $u_{m,i}$.

Ainsi l'énergie interne U_{irr} s'écrit

$$U_{irr} = \int u \cdot dm = m \cdot u_{m,i}$$

Et l'équation de Joule pour un gaz parfait

$$dU_{irr} = m \cdot du_{m,i} = m \cdot c_v \cdot dT_{m,i}$$

Qui s'écrivait pour un système réversible

$$dU_{rev} = m \cdot c_v \cdot dT$$

Il est important de noter la différence entre $T_{m,i}$ et T .

Ainsi la variation totale d'énergie interne d'une transformation irréversible 1-2 est donnée par la relation

$$\Delta U = m \cdot c_v \cdot (T_{m,2} - T_{m,1})$$

Et la relation correspondante pour une transformation réversible

$$\Delta U = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1)$$

Ces deux relations sont encore une fois différentes, $T_{m,i}$ représente la température moyenne instantanée au point i tandis que T_i est la température à l'équilibre au point i qui est alors uniforme dans tout le système.

$$\text{Ainsi } (T_2 - T_1) = \Delta T_{rev} \neq \Delta T_{irr} = (T_{m,2} - T_{m,1})$$

2.2.1.3 Expression du travail dans une transformation irréversible en TVF

Le travail d'une transformation irréversible en thermodynamique en vitesse finie s'exprime par la relation

$$\delta W_{irr} = p_p \cdot dV$$

Où p_p est la pression du piston qui est différente de la pression instantanée moyenne du gaz $p_{m,i}$. Par conséquent un des plus grands problèmes rencontrés en FSIT est la détermination d'une expression liant p_p à $p_{m,i}$ et à d'autres paramètres du système comme $T_{m,i}$ ou la vitesse du piston w_p tel que

$$p_p = f(p_{m,i}, w_p, T_{m,i}, R, k \dots)$$

Cela a prit 7 ans à S Petrescu et L. Stoicescu pour développer 4 modèle décrivant l'interaction gaz-piston en vitesse finie pour des systèmes fermés.

2.2.1.3.1 Simple kinetic-molecular model

$$\delta W_{irr} = p_{m,i} \cdot \left[1 \pm \frac{a \cdot w_p}{c} + \frac{b \cdot w_p^2}{c^2} \pm \dots \right] \cdot dV = p_p \cdot dV$$

Avec $a = 2$; $b = 5$ et $c = \sqrt{3 \cdot R \cdot T_{m,i}}$

2.2.1.3.2 Advanced kinetic-molecular model, basé sur les équations de Maxwell-Boltzmann

$$\delta W_{irr} = p_{m,i} \cdot \left[1 \pm 2.764 \cdot \frac{w_p}{c} + 3 \frac{w_p^2}{c^2} \pm 1.283 \cdot \frac{w_p^3}{c^3} + \dots \right] \cdot dV$$

2.2.1.3.3 Phenomenological analysis based on propagation of pressure waves

$$\delta W_{irr} = p_{m,i} \cdot \left[1 \pm \frac{a \cdot w_p}{c} \right] \cdot dV$$

Avec $a = \sqrt{3k}$, k est le ratio de chaleur spécifique et $c = \sqrt{3 \cdot R \cdot T_{m,i}}$ la vitesse moléculaire.

2.2.1.3.4 Second law approach, based on the linear phenomenological thermodynamics and Prigorine

$$\delta W_{irr} = p_{m,i} \cdot [1 \pm K_1 \cdot w_p] \cdot dV$$

Où K_1 est une constante dépendant des paramètres du système.

Ainsi chacune de ces relations est le produit de $p_{m,i}$ et d'un terme entre parenthèses contenant la vitesse finie du piston w , ce terme entre parenthèse représente les irréversibilités.

Ces différentes équations permettent d'obtenir la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour un système simple

$$dU_{irr} = \delta Q_{irr} - p_{m,i} \cdot \left[1 \pm \frac{a \cdot w_p}{c}\right] \cdot dV$$

En comparaison avec la thermodynamique classique réversible on peut voir 3 nouveaux éléments apparaître :

- L'utilisation de paramètres instantanée comme la pression moyenne instantanée $p_{m,i}$ qui est différente de la pression à l'équilibre p utilisé pour des transformations réversibles et qui, au contraire de $p_{m,i}$, est uniforme dans tout le système et égale à la pression du piston.
- L'apparition du terme w dans l'équation qui est la principale cause d'irréversibilités.
- Le signe \pm , ainsi en compression on aura un signe (+) et en détente, un signe (-).

Par la suite seront introduit deux autres causes d'irréversibilités, friction et laminage, qui dépendent elles aussi de la vitesse du piston w_p . Ainsi l'optimisation de la vitesse w_p est un des buts les plus importants de la méthode directe.

2.2.1.4 Transfert de chaleur en vitesse finie

Après avoir établi une expression du travail en vitesse finie il est nécessaire de s'intéresser aux irréversibilités externes causées par le transfert de chaleur.

Le transfert de chaleur δQ_{irr} est généré par l'existence d'un gradient de température entre le gaz et la source de chaleur externe.

δQ_{irr} peut être exprimée ainsi

$$\delta Q_{irr} = Q \cdot d\tau = U_g \cdot A \cdot (T_{m,i} - T_s) d\tau$$

Où U_g représente le coefficient global de transfert de chaleur.

Quand la source de chaleur est la paroi d'un cylindre U_g est égale au coefficient de convection h_{cv} qui dépend de la vitesse du fluide dans le cylindre, de sa température et des propriétés du fluide.

La surface de transfert A entre la source de chaleur et le gaz peut être une constante ou une variable de la position du piston. Une surface moyenne peut alors être utilisée.

A l'aide des relations établies précédemment on peut réécrire la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour des systèmes simples tel que

$$mc_v dT_{m,i} = U_g \cdot A \cdot (T_{m,i} - T_s) d\tau - \left[1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{3RT_{m,i}}} + \frac{bw_p^2}{3RT_{m,i}} \pm \dots \right] \cdot p_{m,i} \cdot dV$$

Avec $\frac{|dV|}{wA_p}$, une valeur absolu est ajouté au terme dV car celui-ci est (-) en compression et (+) en détente.

De plus le coefficient global de transfert de chaleur U_g est positif lorsque la chaleur est reçu par le système et négatif lorsque la chaleur est évacuée du système. Ainsi il sera ajouté un signe \pm devant U_g .

De plus pour un gaz parfait la pression $p_{m,i}$ est égale à

$$p_{m,i} = \frac{mRT_{m,i}}{V}$$

On peut alors réécrire le premier principe

$$mc_v dT_{m,i} = \pm U_g \cdot A \cdot (T_{m,i} - T_s) \cdot \frac{dV}{w_p A_p} - \left[1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{3RT_{m,i}}} + \frac{bw_p^2}{3RT_{m,i}} \pm \dots \right] \cdot \frac{mRT_{m,i}}{V} \cdot dV$$

Cette équation peut être écrite sous une forme adimensionnelle en divisant par $mRT_{m,i}$

$$\frac{mc_v dT_{m,i}}{mRT_{m,i}} = \left[\pm \frac{U_g \cdot A \cdot V}{w_p A_p m R} \cdot \left(1 - \frac{T_s}{T_{m,i}} \right) \cdot \frac{dV}{w_p A_p} - \left[1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{3RT_{m,i}}} + \frac{bw_p^2}{3RT_{m,i}} \pm \dots \right] \right] \cdot \frac{dV}{V}$$

On peut appeler cette équation l'équation fondamentale de la thermodynamique à vitesse finie.

Malheureusement les variables de cette expression ne peuvent être séparées, une intégration directe n'est alors pas possible. Cependant l'équation peut être résolue par

- Une intégration numérique
- Une intégration analytique pour différents cas particuliers
- Par itération successive à partir d'un point moyen

2.2.1.5 Détermination du travail mécanique en vitesse finie par la phenomenological irreversible thermodynamics of Onsager and Prigorie (PIT)

On considère un système cylindre-piston contenant une masse m de gaz aux propriétés p_g, V, T , les phénomènes de friction seront négligés.

A l'état initial le piston est exposé à une pression externe p_p et à une pression interne p_g

$$p_p = p_g + \Delta p$$

Le piston est tout d'abord bloqué à l'aide de « stopper », au moment où l'on enlève ces « stoppers » le piston commence à se déplacer sous l'action du surplus de pression Δp à une vitesse w_p et sur une distance $\frac{dV}{A_p}$, où A_p est la surface du piston.

On peut alors écrire l'expression de la source d'entropie σ représentant l'augmentation d'entropie dans le temps due aux irréversibilités interne générées dans le système

$$\sigma = \frac{dS_i}{d\tau_i}$$

En accord avec le second principe on peut écrire

$$dS = dS_e + dS_i$$

Où dS_e correspond à la variation d'entropie externe due aux échanges de chaleur avec l'extérieur et dS_i la variation interne d'entropie due aux irréversibilités qui apparaissent au sein du système.

Dans le cas étudié, processus adiabatique en vitesse finie, les échanges de chaleur sont nuls.

$$dS_e = \frac{\delta Q}{T} = 0$$

Ainsi $dS = dS_i$ et $\sigma = \frac{dS}{d\tau}$

Avec l'expression mathématique de l'entropie on peut écrire

$$dS = \frac{dU + p_g \cdot dV}{T}$$

De plus pour une transformation adiabatique on a

$$dU = \delta W = p_p \cdot dV$$

Ainsi on a

$$dS = \frac{-p_p \cdot dV + p_g \cdot dV}{T} = -\frac{\Delta p}{T} dV$$

Ce qui permet d'écrire

$$\sigma = -\frac{\Delta p}{T} \cdot \frac{dV}{d\tau}$$

En remplaçant l'expression de la variation du volume dV par une fonction de la vitesse du piston w_p et de la surface du piston A_p on obtient finalement (en admettant la convention de signe pour la vitesse de piston, (+) en compression et (-) en détente).

$$\sigma = -\frac{\Delta p}{T} \cdot A_p \cdot w_p$$

Maintenant à partir de cette expression de source d'entropie on peut identifier quels sont les termes qui représentent la force thermodynamique. Cette force doit être une grandeur décrivant le développement de la transformation. Dans notre cas il semblerait que cette grandeur contienne Δp , la différence de pression responsable du mouvement du piston. Ainsi la force thermodynamique X a été choisie comme étant fonction de $A_p, \Delta p$ et T tel que

$$X = -A_p \cdot \frac{\Delta p}{T}$$

Il est aussi nécessaire d'identifier les termes de flux thermodynamique, une grandeur décrivant l'effet généré par la force thermodynamique à savoir le mouvement du piston matérialisé par la vitesse de piston w_p .

$$J = w_p$$

En utilisant l'hypothèse de base de la PIT, l'existence d'une relation linéaire entre les flux et les forces thermodynamiques on peut écrire

$$J = KX$$

Qui dans notre cas devient

$$w_p = K \cdot \frac{A_p \cdot \Delta P}{T}$$

En combinant cette relation avec les expressions précédentes on obtient (toujours avec la même convention de signe)

$$p_p = p_g \cdot \left(1 \pm \frac{T}{KA_p p_g} \cdot w_p \right)$$

Ou

$$p_p = p_g (1 \pm K_1 \cdot w_p)$$

On peut alors obtenir une expression du travail irréversible en vitesse finie w

$$\delta W_w = p_g(1 \pm K_1 \cdot w_p) \cdot dV$$

Cependant cette relation ne peut être directement utilisée, le coefficient K_1 devant être évalué expérimentalement ou à partir d'une théorie structurel (kinetic molecular-theory...).

On peut comparer cette expression du travail avec celle trouvée précédemment, on peut ainsi voir que dans chacune des expressions le coefficient K contient la vitesse du piston w_p . On peut alors dire que toutes les relations de δW établies ici sont conséquences du second principe de la thermodynamique (source d'entropie).

On peut alors introduire δW dans le premier principe

$$dU = \delta Q_{irr} - p_g \cdot (1 \pm K_1 \cdot w_p) \cdot dV$$

Cette équation combine à la fois le premier et le deuxième principe de la thermodynamique, on peut alors dire qu'elle est l'équation fondamentale de la thermodynamique irréversible en vitesse finie (TFS).

2.2.2 Introduction à la TVF appliquée à des systèmes complexes

Après cette première introduction on peut maintenant s'intéresser à l'utilisation de la thermodynamique à vitesse finie afin de modéliser des systèmes complexes.

Un système complexe est un système piston-cylindre dans lequel les irréversibilités ne sont pas seulement due à la vitesse finie du piston mais aussi à des phénomènes de friction entre le piston et le cylindre et à des phénomènes de laminage pouvant avoir lieu au passage des valves, échangeurs ou régénérateurs du système.

Ainsi on va ajouter à la première loi de la thermodynamique à vitesse finie pour des systèmes simples deux nouvelles causes d'irréversibilités, qui seront exprimés en fonction de la vitesse du piston :

- La friction du piston sur le cylindre
- Les effets de laminage induit par le passage du fluide a travers divers éléments (valves, échangeurs ou régénérateur).

2.2.2.1 Effets dus au laminage

Commençons par nous intéresser aux effets de laminage en prenant l'exemple d'un gaz parfait s'écoulant à travers un régénérateur.

Le rôle d'un régénérateur de chaleur est quelque peu différent de celui d'un échangeur, il permet en effet d'emmagasiner de la chaleur dans un matériau. Le fluide, circulant dans un sens, cède de la chaleur au régénérateur, cette chaleur lui est ensuite restituée lorsque le fluide traverse le

régénérateur dans l'autre sens. Ce dispositif peut permettre, par exemple, de moduler les échanges de chaleur ayant lieu dans un moteur de Stirling.

Ainsi lorsque le fluide traverse un régénérateur, il subit une chute de pression :

- que l'on soit en phase de détente

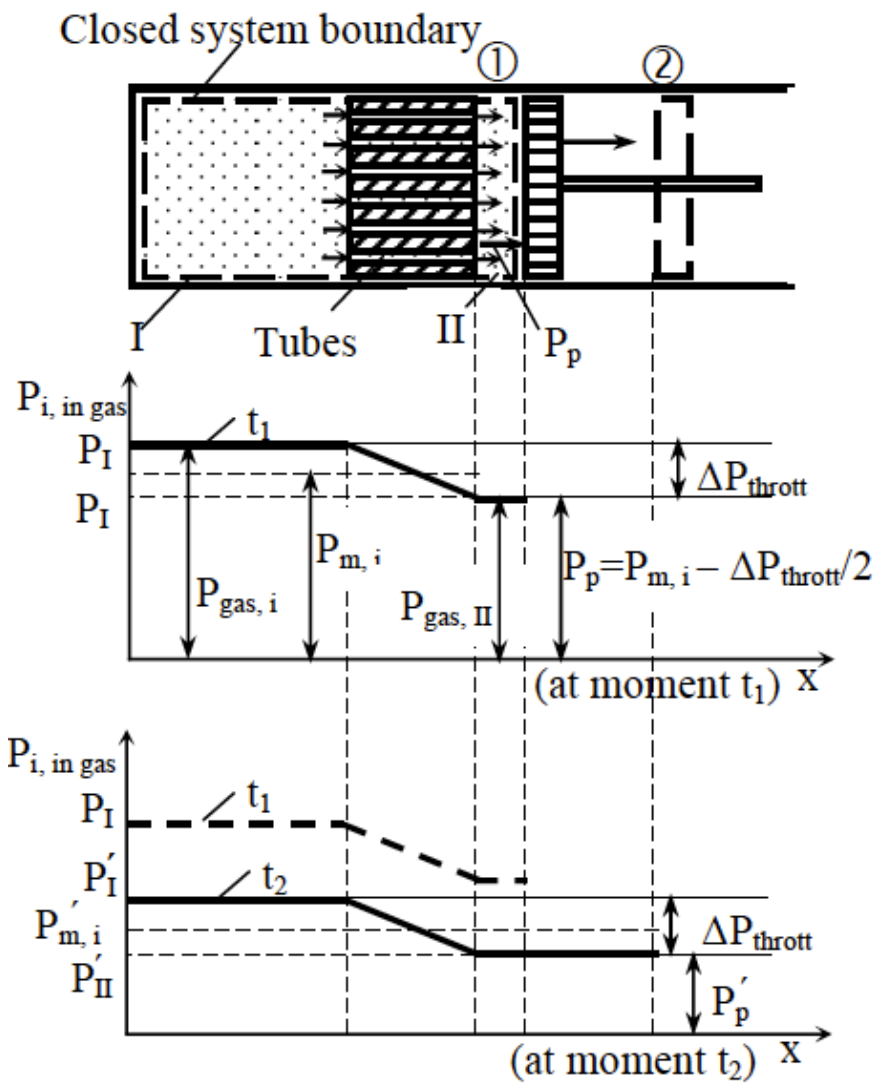


Figure 2 Evolution des pressions au sein du cylindre en phase de détente [22]

- ou en phase de compression

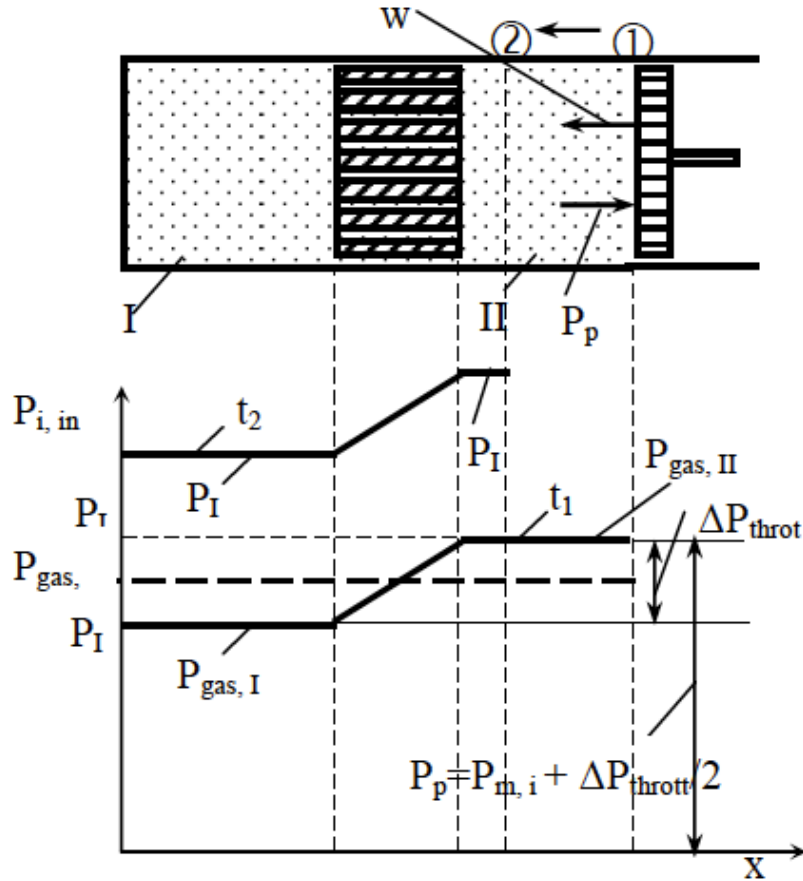


Figure 3 Evolution des pressions au sein du cylindre en phase de compression [22]

Ainsi la pression sur le piston p_p peut s'exprimer avec la pression moyenne instantanée $p_{m,i}$ (comme vu précédemment) de la façon suivante

$$p_p = p_{m,i} \mp \frac{\Delta p_{thrott}}{2} = p_{m,i} \cdot \left(1 \mp \frac{\Delta p_{thrott}}{2 \cdot P_{m,i}} \right)$$

Avec le signe + pour une compression et - pour une détente.

Le régénérateur peut prendre différentes places dans le cylindre dépendant de l'utilisation que l'on veut lui donner. Ces différentes positions modifie l'expression de p_p , il nous faut donc introduire un coefficient b traduisant l'influence du positionnement du régénérateur. Ceci est détaillé sur le schéma suivant.

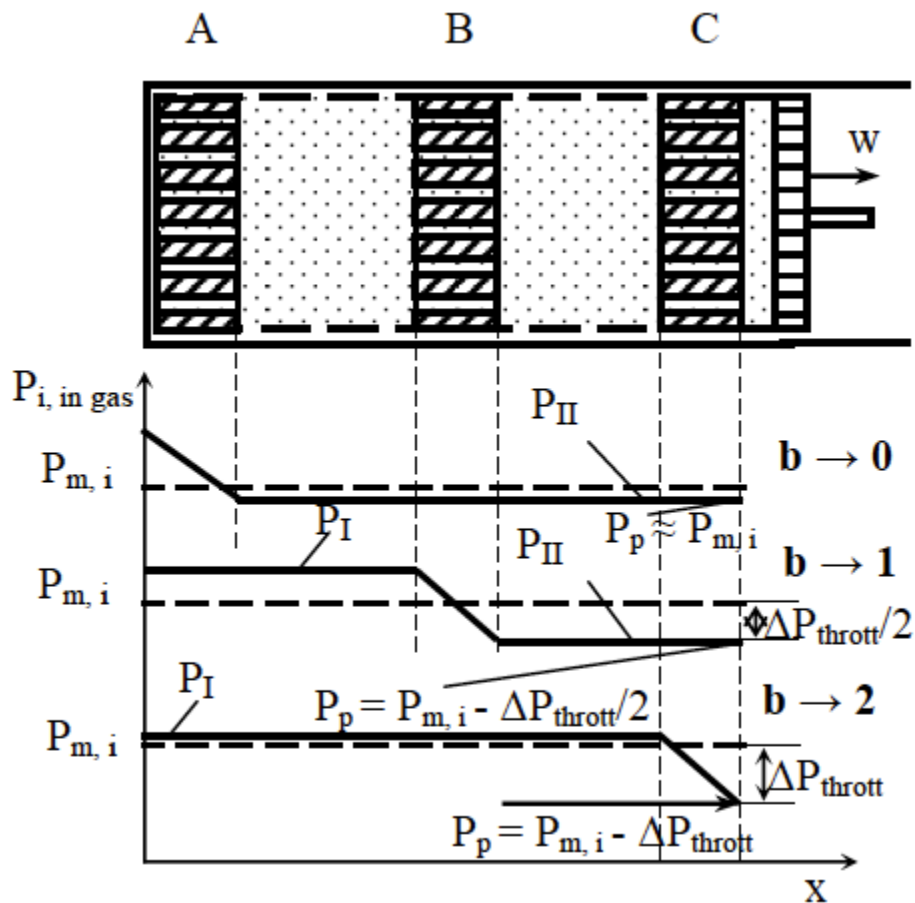


Figure 4 Influence de la position du régénérateur dans le cylindre [22]

On a alors l'équation générale suivante :

$$p_p = p_{m,i} \cdot \left(1 \mp \frac{b \cdot \Delta p_{thrott}}{2 \cdot p_{m,i}} \right)$$

Et

$$\begin{aligned} dU &= \delta Q + \delta W \\ \delta W &= p_p \cdot dV \end{aligned}$$

2.2.2.2 Effets dus aux phénomènes de friction entre le piston et le cylindre

Dernière sources d'irréversibilités introduites ici, les phénomènes de friction entre le piston et le cylindre. Ces phénomènes peuvent avoir une très grande influence sur les performances du système et induire des irréversibilités absolument non-négligeables.

Afin de mettre en lumière ces phénomènes, prenons l'exemple d'une transformation adiabatique d'un gaz parfait, cette fois on ne négligera pas les effets de friction.

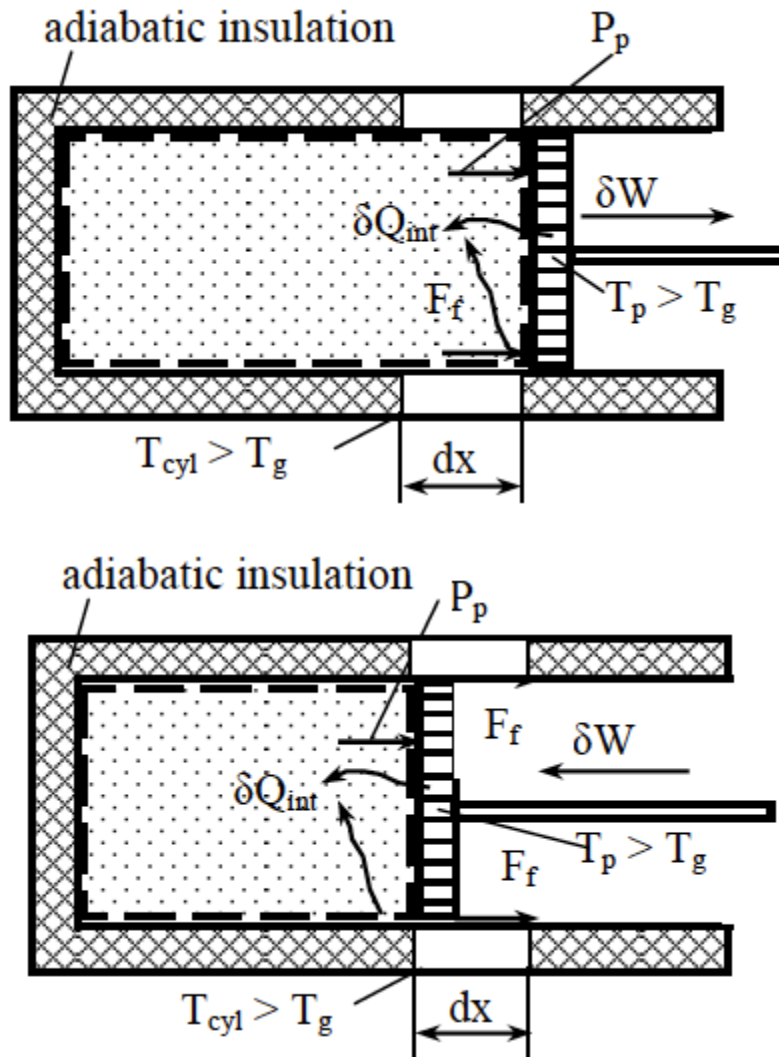


Figure 5 Friction en phase de détente et compression [22]

Le travail perdu lors de la friction est dissipé dans le piston et le cylindre, leur énergie interne augmente au même titre que leurs températures. Les températures du cylindre et du piston sont supérieures à celle du gaz, on a alors un transfert de chaleur entre le piston, le cylindre et le gaz.

On peut ainsi écrire

$$dU_g = \mp f \cdot \Delta p_f \cdot dV - p_{m,i} \cdot dV$$

$$dU_g = -p_{m,i} \cdot \left(1 \mp f \cdot \left(\frac{\Delta p_f}{p_{m,i}} \right) \right) \cdot dV$$

Avec le signe + en compression et - en détente.

On peut alors généraliser cette équation et établir l'expression de l'énergie interne dans le cas d'un système où les phénomènes de friction sont pris en compte.

$$dU_{irr} = \delta Q_{irr} - p_{m,i} \cdot \left(1 \mp f \cdot \left(\frac{\Delta p_f}{p_{m,i}} \right) \right) \cdot dV$$

2.2.2.3 Expression de la première loi de la TVF appliquée à des systèmes complexes

A partir des expressions d'énergies internes établit précédemment on peut réécrire une première loi de la thermodynamique en vitesse finie tenant compte de l'ensemble des irréversibilités dues à :

- la vitesse finie du piston
- les phénomènes de laminage
- les effets de frictions.

$$dU = \delta Q - P_{m,i} \cdot \left(1 \mp \frac{aw}{c} \mp \frac{b\Delta P_{thrott}}{2 \cdot P_{m,i}} \mp f \cdot \frac{\Delta P_f}{P_{m,i}} \right) \cdot dV$$

Cette équation fondamentale permet de modéliser les 5 transformations thermodynamiques usuelles (adiabatique, isotherme, isobare, isochore, poly-tropique) avec la thermodynamique en vitesse finie.

C'est ainsi cette équation qui servira de base à cette étude, son application sera détaillée précisément dans une partie suivante.

2.3 La Thermodynamique à Temps Finis (TTF)

La thermodynamique à temps finis est un autre outil permettant de modéliser des machines thermiques de manière très proche de la réalité.

Elle nécessite cependant d'établir dès le départ plusieurs hypothèses sur le système considéré :

- Le fluide est supposé en équilibre à tout moment, on parlera de cycle endo-réversible.
- Les températures de fluide, de source et de puit sont différentes : $T_{sh} > T_h > T_c > T_{sc}$
- Les phénomènes de friction sont inexistant.

La TTF montre tout de même quelques limites, en effet elle ne permet que de considérer les irréversibilités externes, sans tenir compte des irréversibilités internes, alors que la TVF tient compte des deux.

L'un des grands challenges de la recherche actuelle serait de réunir la TVF et la TTF dans une même théorie qui permettrait d'évaluer et d'optimiser les performances d'une machine thermique avec un maximum de précision.

2.4 L'énergie solaire thermique, état de l'art

Le rayonnement solaire sera l'unique source d'énergie du système étudié dans ce rapport, il peut alors être judicieux avant de commencer tout calculs d'établir un rapide aperçu de l'état de l'art des systèmes thermodynamiques fonctionnant grâce à l'énergie solaire.

Les avantages de l'énergie solaire sont sa gratuité et son infinité, à l'heure de la raréfaction des énergies fossiles il est alors judicieux de profiter d'une telle énergie et de l'utiliser comme source de chaleur dans la conception de machines thermodynamiques.

Tout d'abord, on peut s'intéresser aux dispositifs permettant de canaliser l'énergie solaire et ainsi atteindre des niveaux de température nécessaires au fonctionnement de machines thermodynamiques (cycle de Rankine, Brayton-Joule ou autres).

En effet afin de pouvoir utiliser l'énergie solaire de manière optimale il est nécessaire de la canaliser vers un récepteur à l'aide de miroir. Les centrales solaires thermodynamiques développées actuellement sont toutes composées d'un dispositif concentrateur d'énergie constitué de miroirs qui peuvent prendre différentes formes. On distingue alors quatre types de centrale.

2.4.1 Les centrales à tour

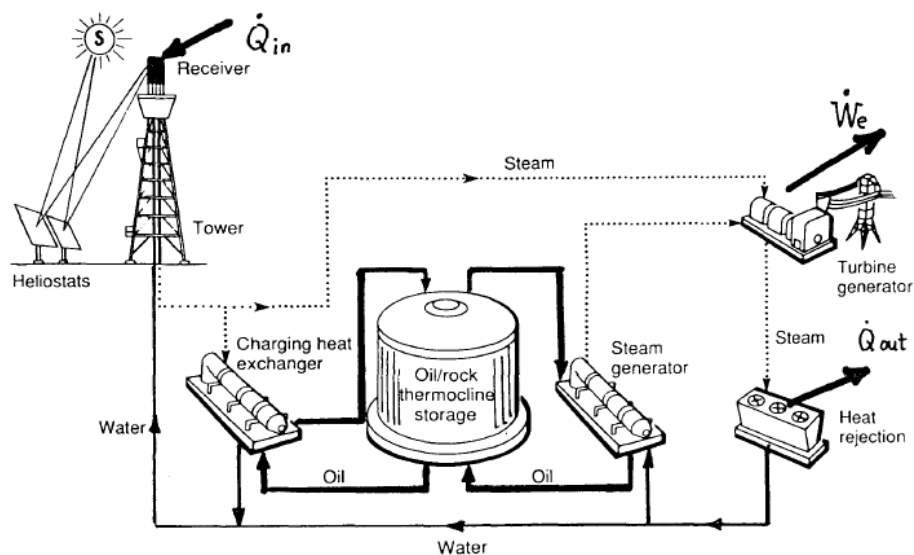
Le rayonnement solaire est concentré sur un récepteur par un champs de réflecteurs appelés héliostats. Le rayonnement concentré permet de réchauffer un liquide caloporteur circulant dans des tubes.

Un héliostat est un miroir mobile qui permet de suivre la course du soleil grâce à un dispositif de traçage et ainsi concentré le rayonnement sur un point fixe peu importe l'heure de la journée.



Figure 6 Centrale de Themis (source : google images)

Parmi les nombreuses centrales solaires thermodynamiques à tour existantes, on peut citer la centrale SOLAR ONE implantée près de BARSTOW en Californie (USA) pouvant produire une puissance électrique de 10MW. Elle est de plus équipée d'un dispositif de stockage d'énergie, ce qui peut lui permettre de fonctionner même sans la présence du soleil.



Solar One Power Plant (10 MWe).
Maximum efficiency $\eta = 5.8\%$

Figure 7 Schéma de principe de SOLAR ONE [4]

2.4.2 Les centrales à miroirs cylindro-paraboliques

Ce sont ce type de dispositifs qui seront utilisés dans la suite de cette étude, cette partie sera donc sensiblement plus détaillée.

Ce type de centrale utilise comme dispositif concentrateur des miroirs cylindro-paraboliques, au contraire des héliostats présentés précédemment ce type de concentrateur est linéaire et non plus ponctuel.

En effet, un miroir cylindro-parabolique réfléchit le rayonnement sur un tube horizontal de longueur L (absorbeur) dans lequel circule le fluide caloporteur.

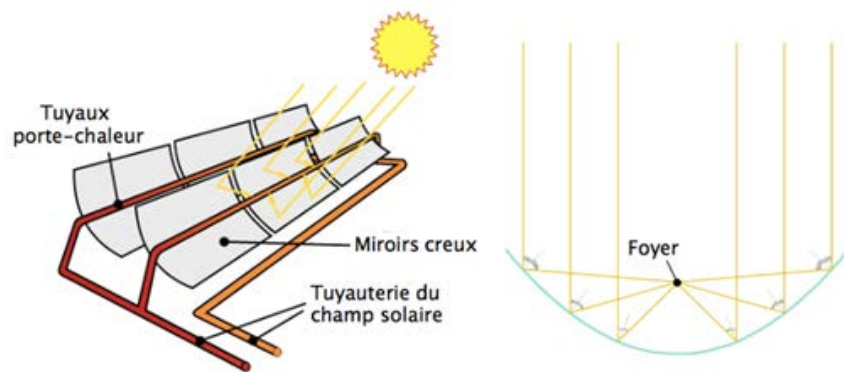


Figure 8 Miroir cylindro-parabolique (sources: google images)

L'absorbeur peut cependant prendre plusieurs formes:

- Un tube simple
- Un tube à vide dit de Dewar qui va permettre de minimiser au maximum les pertes entre le fluide et le milieu extérieur tout en conservant le maximum d'apport solaire.
- Un serpentin augmentant ainsi la surface d'échange

Ce type de dispositif peut être caractérisé par deux grandeurs, sa concentration géométrique C correspondant au ratio entre la surface du miroir et la surface projeté d'absorbeur $C = \frac{S_{mir}}{S_{absproj}}$, et la température maximale possible que peut atteindre le fluide circulant dans le dispositif. Ces deux caractéristiques sont étroitement liées.

On peut distinguer, de manière simpliste, deux groupes de collecteur à miroirs cylindro-paraboliques (Parabolic-Trough solar Collector abrégé PTC) [23]:

- Les PTCs haute température permettant de chauffer un fluide à une température de 300 à 400°C, ont généralement une concentration géométrique de l'ordre de 20 à 30 voire plus, sachant que pour ce type de collecteur la concentration géométrique maximale est de 100.
- Les PTCs basse température permettant de chauffer un fluide à une température de l'ordre de 100 à 250°C avec une concentration comprise en 15 et 20.

Après la première crise pétrolière ce type de dispositif, ainsi que les technologies solaires en général, ont fait l'objet de nombreuses recherches, on a alors vu apparaître sur le marché les

premiers PTCs commerciaux. On peut ainsi citer plusieurs constructeurs de PTCs (Acurex Solar Corp, Général Electric, Honeywell Inc) qui ont développé et mis sur le marché des modèles de PTCs ayant une concentration d'environ 20 et pouvant échauffer un fluide jusqu'à une température de 300 à 320°C [23].



Figure 9 Miroir cylindro-paraboliques [23]

Depuis ces premiers modèles le marché n'a cessé de se développer et les technologies continuent de s'améliorer.

Les applications des PTCs sont nombreuses et variées, la situation de crise énergétique actuelle en fait une très bonne alternative aux énergies fossiles, on peut citer :

- La production d'électricité par couplage avec un cycle thermodynamique
 - o A grande échelle avec des centrales solaire de taille très importante (SOLAR ONE, Nevada, USA, d'une puissance de 64MWe pour une surface occupée totale de 162ha, 2007 [24], [25]).
 - o A petite échelle destiné à des habitations individuelles (cas étudiée ici)
- La production d'eau chaude sanitaire, de vapeur directement ou de chaleur par fluide caloporteur destiné à l'industrie (Modesto (CALIFORNIE), FRITO-LAY Inc, 5065m², chauffage de l'huile utilisé pour la cuisson de frites et chips [26])
- La réfrigération ou climatisation par couplage avec un cycle thermodynamique (Long Island, NewYork (USA), STEINWAY&SONS, 533m², air conditionnée et production de vapeur, 2009 [27])
- La désalination afin de produire de l'eau potable a partir d'eau de mer (Al-Wagan (Emirats Arabes Unis), 675m², 500m³ d'eau par jour [28])
- L'irrigation
- Procédés de chimie industrielle.

2.4.3 Les centrales Dish-Stirling paraboliques

Ces centrales sont composées d'un miroir parabolique concentrant le rayonnement solaire sur un récepteur sur lequel est couplé un moteur fonctionnant sous le cycle de Stirling (ou Brayton (turbine à gaz) ou Rankine (turbine à vapeur)).

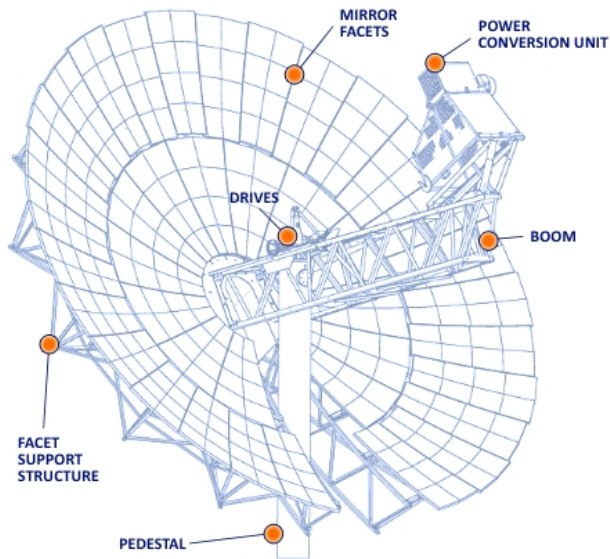
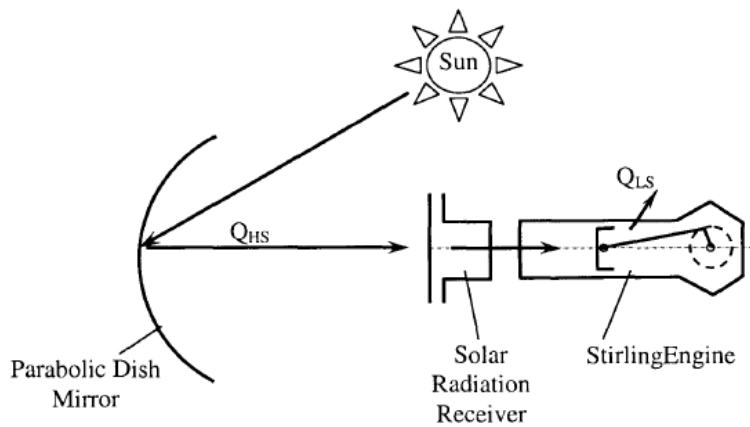


Figure 10 Centrale Dish-Stirling (sources: google images)

Ce type de dispositif a été développé dans de nombreux pays comme l'URSS, la France, le Japon, la Chine ou les USA pour des puissances de l'ordre de la centaine de Watt.

On peut voir ci-dessous le schéma de base de fonctionnement d'une telle centrale, il peut cependant s'y ajouter des dispositifs de stockage d'énergie.



The Scheme of Stirling Solar Power Plant Coupled Directly with the Solar Concentrated Radiation Receiver

Figure 11 schéma de fonctionnement d'une centrale Dish Stirling parabolique [4]

2.4.4 Les centrales à miroirs de Fresnels

Le système concentrateur de ce type de centrale est constitué de miroir plan, miroir de Fresnels, qui peuvent chacun pivoté selon un axe horizontal. Ce sont des collecteurs linéaires.



Figure 12 Centrale à miroir de Fresnel (sources: google images)

3 Présentation du système

Le système considéré est constitué :

- D'un dispositif de concentration solaire formé de miroir cylindro-parabolique et d'absorbeur. Les concentrateurs solaires se présentent sous la forme de modules composés d'un miroir de 4m sur 5m (20m²) et d'un absorbeur formé d'un tube de 0.0123m de diamètre intérieur en serpentin sur une longueur de 5m et une largeur de 0.16m (12 allers-retours).
- D'un dispositif de détente (machine à piston)
- D'un condenseur
- D'une pompe.

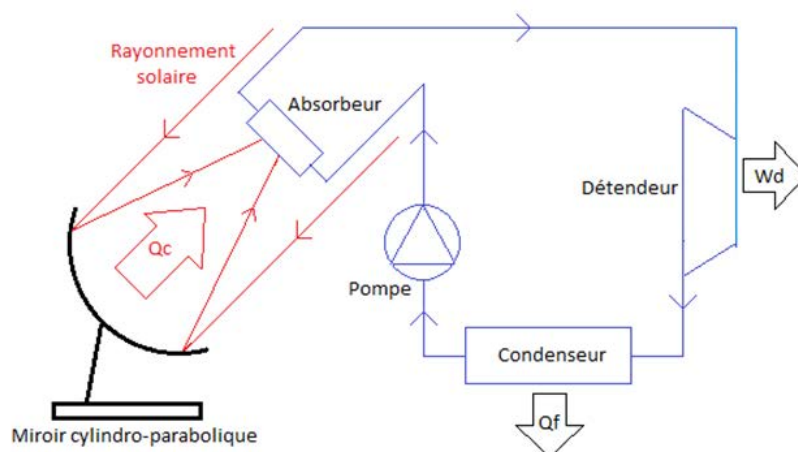


Figure 13 Schéma du dispositif

Le système fonctionne sous le cycle de Rankine entre une pression basse p_2 et une pression haute p_1 .

Pour la suite des calculs on considérera une pression basse $p_2 = 1\text{bar}$ et une pression haute p_1 que l'on fera varier.

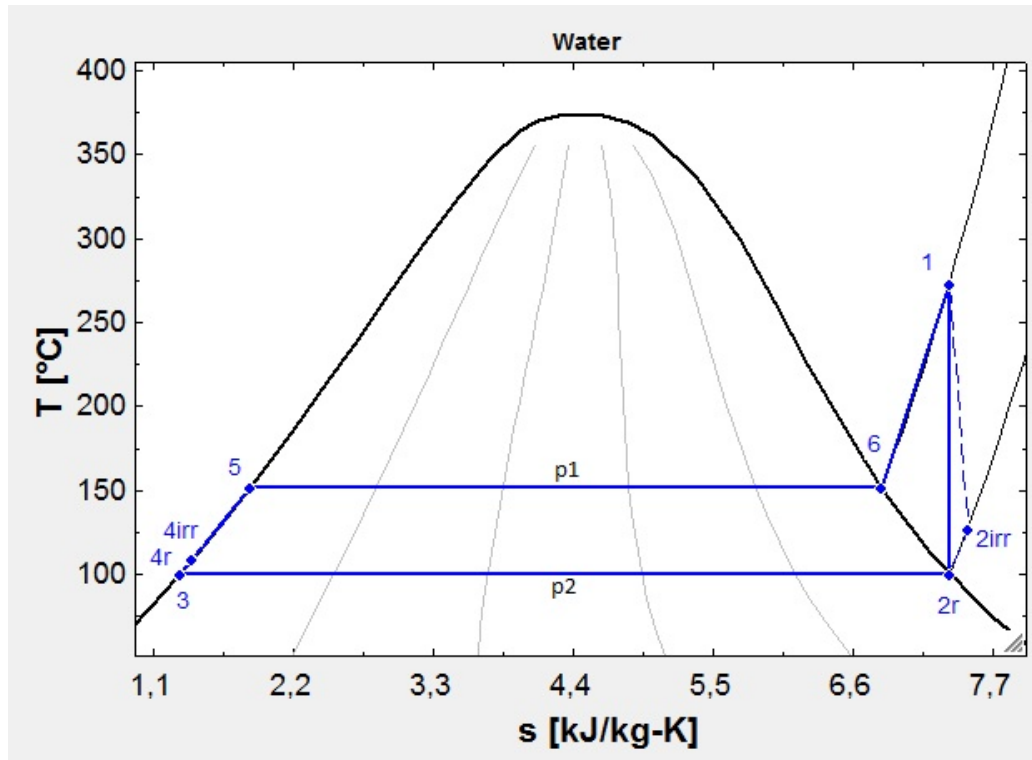


Figure 14 cycle de Rankine

On a :

- 1-2r : Détente réversible
- 1-2irr : Détente irréversible
- 2-3 : Condensation
- 3-4r : Pompe (réversible)
- 3-4irr : Pompe (irréversible)
- 4-5 : Chauffage
- 5-6 : Evaporation
- 6-1 : Surchauffe

La puissance électrique fournit par le système est fixée à 3kW.

4 Etude de l'influence des irréversibilités

4.1 Equations fondamentales de la TVF

En réalité il existe des irréversibilités au sein de la détente et de la pompe modifiant alors les points $2r$ et $4r$ en $2irr$ et $4irr$. Ces irréversibilités influent grandement sur les performances du cycle.

Le calcul de ces phénomènes est basé sur la première loi de la thermodynamique en vitesse finie, établi précédemment et tenant compte de l'ensemble des irréversibilités.

$$dU = \delta Q_{irr} - p_i \left(1 \mp \frac{a \cdot w_p}{c} \mp \frac{f \cdot \Delta p_f}{p_i} \mp \frac{\Delta p_{thr}}{p_i} \right) \cdot dV$$

Où

$$\delta W_{irr} = p_i \left(1 \mp \frac{a \cdot w_p}{c} \mp \frac{f \cdot \Delta p_f}{p_i} \mp \frac{\Delta p_{thr}}{p_i} \right) \cdot dV$$

Ces expressions prenant le signe + pour une compression et le signe - pour une détente.

Le terme p_i représente la pression instantanée moyenne du système, une grandeur introduite par la thermodynamique à vitesse finie qui constitue la principale différence avec la thermodynamique classique avec le terme $\left(1 \mp \frac{a \cdot w_p}{c} \mp \frac{f \cdot \Delta p_f}{p_i} \mp \frac{\Delta p_{thr}}{p_i} \right)$ qui lui représente les différentes formes d'irréversibilités.

Ainsi on peut noter les différents termes représentant chacune des formes d'irréversibilités :

- $\frac{a \cdot w_p}{c}$ qui représente les irréversibilités dues à la vitesse finie du piston w_p , avec $a = \sqrt{3} \cdot k$ et $c = \sqrt{3} \cdot R \cdot T$
- $\frac{f \cdot \Delta p_f}{p_i}$, les pertes par friction entre les différents éléments mécaniques du système. Avec f , un coefficient de friction ($0 < f < 1$).
- $\frac{\Delta p_{thr}}{p_i}$ représente les pertes par laminage au sein des valves du système.

Les pertes par friction et laminages sont exprimées comme suit

$$\begin{aligned} \Delta p_f &= A \cdot w_p + B' \\ \Delta p_{thr} &= C \cdot w_p^2 \end{aligned}$$

Avec $A = 0.94$, $B' = 0.45$ et $C = 0.45$ [29].

4.2 Application de la TVF

Les équations énoncées précédemment permettent de déterminer les nouvelles caractéristiques des points 2 et 4 (2_{irr} et 4_{irr}), la connaissance des états 2_{irr} et 4_{irr} permettront par la suite d'évaluer les performances du cycles (rendement...) en tenant compte de l'influence des irréversibilités.

Dans le cas de la détente 1 – 2_{irr} adiabatique ($\delta Q_{irr} = 0$), on a

$$m \cdot C_v \cdot dT = \delta W_{irr} = p_i \left(1 \mp \frac{a \cdot w_p}{c} \mp \frac{f \cdot \Delta p_f}{p_i} \mp \frac{\Delta p_{thr}}{p_i} \right) \cdot dV$$

Afin d'intégrer cette équation, on commence par assimiler le terme contenant les irréversibilités à une grandeur notée B .

$$B = 1 - \frac{a \cdot w_p}{\sqrt{3} \cdot R \cdot T_{med\ 1 \rightarrow 2}} \mp \frac{f \cdot \Delta p_f}{p_{med\ 1 \rightarrow 2}} \mp \frac{\Delta p_{thr}}{p_{med\ 1 \rightarrow 2}}$$

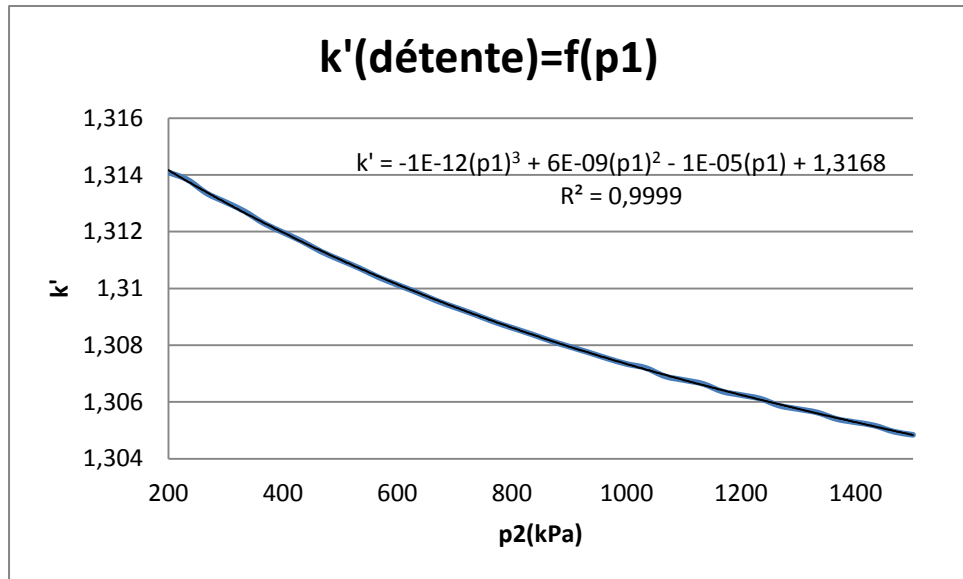
Où $T_{med\ 1 \rightarrow 2_{irr}}$ est la température moyenne lors de la transformation

$$T_{med\ 1 \rightarrow 2_{irr}} = \frac{T_1 + T_{2_{irr}}}{2}$$

Afin d'évaluer ce terme on va admettre en première approximation que la température $T_{2_{irr}}$ est sensiblement égale à T_{2r} . Ainsi on peut utiliser l'équation suivante pour une transformation réversible adiabatique

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_{2r}}{p_1} \right)^{\frac{k'-1}{k'}}$$

Le coefficient k' est un coefficient d'adiabaticité [30] correctif traduisant la différence existante entre un gaz parfait et la vapeur d'eau utilisée ici. Ce coefficient est établi en comparant les valeurs de T_{2r} calculés grâce à l'équation d'une transformation réversible adiabatique à entropie constante et les valeurs trouvées dans les tables de la thermodynamique (logiciel EES).



Ainsi $T_{med\ 1 \rightarrow 2irr} = \frac{T_1}{2} \cdot \left(1 + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k'-1}{k'}} \right)$

$p_{med\ 1 \rightarrow 2}$ est donné par la relation

$$p_{med,12} = \frac{p_1 + p_{2r}}{2} = \frac{p_1}{2} \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1} \right)$$

Après substitution on obtient l'expression de B suivante

$$B = 1 - \frac{a \cdot w_p}{\sqrt{\frac{3}{2} \cdot R \cdot T_1 \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1} \right)^{\frac{k'-1}{k'}}}} - \frac{(A + B' \cdot w_p)}{\frac{p_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1} \right)} - \frac{C \cdot (w_p)^2}{\frac{p_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1} \right)}$$

On peut alors intégrer l'équation tel que

$$\frac{m \cdot c_v \cdot dT}{B \cdot m \cdot R \cdot T} = -\frac{dV}{V}$$

Avec $c_v = \frac{R}{k'-1}$ on a

$$\frac{1}{B \cdot (k' - 1)} \cdot \frac{dT}{T} = -\frac{dV}{V}$$

En intégrant cette équation sur la transformation 1 – 2irr on obtient

$$\ln \left(\frac{T_{2irr}}{T_1} \right) = -B(k' - 1) \cdot \ln \left(\frac{V_{2irr}}{V_1} \right) = \ln \left(\frac{V_1}{V_{2irr}} \right)^{B(k'-1)}$$

Et ainsi obtenir l'expression de T_{2irr} fonction de la vitesse de piston w_p et tenant compte de toutes les irréversibilités.

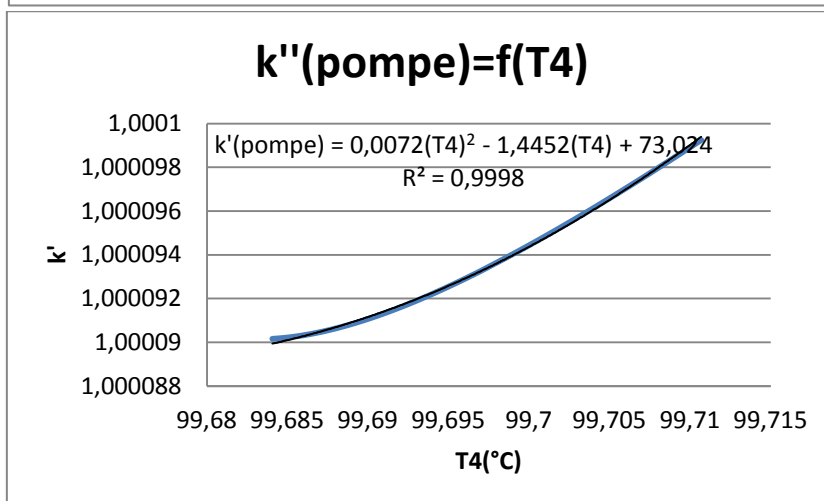
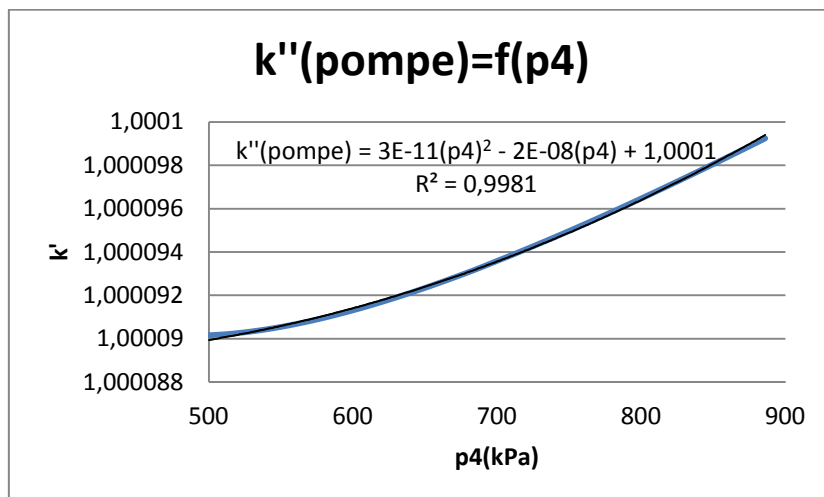
$$T_{2irr} = T_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_{2r}} \right)^{\frac{B(k'-1)}{1+B(k'-1)}}$$

En réalisant la même méthode pour la transformation 3 – 4irr on obtient l'expression de T_{4irr} .

$$T_{4irr} = T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_{2r}} \right)^{\frac{B''(k''-1)}{B''(k''-1)+1}}$$

Avec

$$B'' = 1 + \frac{a' \cdot w_p}{\sqrt{\frac{3}{2} \cdot R \cdot T_3 \left(1 + \frac{p_1}{p_{2r}} \frac{k''-1}{k''} \right)}} + \frac{(A' + B'' \cdot w_p)}{\frac{p_{2r}}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_1}{p_{2r}} \right)} + \frac{C' \cdot (w_p)^2}{\frac{p_{2r}}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_1}{p_{2r}} \right)}$$



Grâce aux tables de la thermodynamique on peut définir les caractéristiques ($h, s, T \dots$) des points 2_{irr} et 4_{irr} . Mais il est plus judicieux d'établir des expressions analytiques pour chacune des caractéristiques de chacun des points, ce qui permettra de définir les performances du système de manière totalement analytique.

4.3 Expressions analytiques

Ces expressions sont définies à partir des tables de la thermodynamique (logiciel EES) en établissant des corrélations à partir des données obtenues grâce au logiciel. Ainsi pour chacun des points on a le tableau suivant (voir page suivante).

La précision de ces corrélations a été vérifiée en comparant les valeurs obtenues grâce aux expressions analytiques avec les données connues issues des tables. Il apparaît que l'erreur de calcul varie selon les corrélations entre 0.01% et 2%, ce qui apparaît tout à fait acceptable.

La seule inconnue (de manière analytique) reste les caractéristiques du point 4_{irr} mais nous verrons par la suite comment ces grandeurs ont été approximées.

	<u>Etat 1</u>	<u>Etat 2r</u>	<u>Etat 2irr</u>	<u>Etat 3</u>	<u>Etat 4r</u>	<u>Etat 4irr</u>	<u>Etat 5</u>	<u>Etat 6</u>
T	T_1 $= 9.10^{-8} \cdot p_1^3$ $- 0.0003 \cdot p_1^2$ $+ 0.5346 \cdot p_1$ $+ 76.689$	T_{2r} $= T_1 \cdot \left(\frac{p_{2r}}{p_1}\right)^{\frac{k'-1}{k'}}$	T_{2irr} $= T_1 \cdot \left(\frac{p_{2r}}{p_1}\right)^{\frac{B'(k'-1)}{B'(k'-1)+1}}$	T_3 $- \text{donnée}$	T_{4r} $= 7.10^{-5} \cdot p_1$ $+ 99.65$	T_{4irr} $= T_3 \cdot \left(\frac{p_1}{p_{2r}}\right)^{\frac{B''(k''-1)}{B''(k''-1)+1}}$	T_5 $= 32.706 \cdot p_1^{0.2468}$	$T_6 = T_5$
p	$p_1 - \text{donnée}$	$p_{2r} - \text{donnée}$	$p_{2irr} = p_{2r}$	$p_3 = p_{2r}$	$p_{4r} = p_1$	$p_{4irr} = p_1$	$p_5 = p_1$	$p_6 = p_1$
s	$s_1 = s_{2r}$	$s_{2r} - \text{donnée}$	s_{2irr} $= -5.10^{-6} \cdot T_{2irr}^2$ $+ 0.0053 \cdot T_{2irr}$ $+ 6.7874$	s_3 $- \text{donnée}$	$s_{4r} = s_3$	Tables	s_5 $= 0.5242 \cdot p_1^{0.2099}$	s_6 $= 9.3179 \cdot p_1^{-0.05}$
h	h_1 $= 2.10^{-7} \cdot p_1^3$ $- 0.0006 \cdot p_1^2$ $+ 1.0218 \cdot p_1$ $+ 2630$	$h_{2r} - \text{donnée}$	h_{2irr} $= 1.9817 \cdot T_{2irr}$ $+ 2478.5$	h_3 $- \text{donnée}$	h_4 $= 0.001 \cdot p_1$ $+ 417.31$	Tables	h_5 $= 131.69 \cdot p_1^{0.2543}$	h_6 $= 5.10^{-8} \cdot p_1^3$ $- 0.0002 \cdot p_1^2$ $+ 0.2298 \cdot p_1$ $+ 2669.1$
x		$x_{2r} = 1$		$x_3 = 0$			$x_5 = 0$	$x_6 = 1$
$B' = 1 - \frac{a \cdot w_p}{\sqrt{\frac{3}{2} \cdot R \cdot T_1 \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1}\right)^{\frac{k'-1}{k'}}}} - \frac{\left(A + B \cdot \frac{w_p}{100 \cdot z}\right)}{\frac{p_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1}\right)} - \frac{C \cdot \left(\frac{w_p}{100 \cdot z}\right)^2}{\frac{p_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1}\right)}$					$B'' = 1 + \frac{a' \cdot w_p}{\sqrt{\frac{3}{2} \cdot R \cdot T_3 \left(1 + \frac{p_1}{p_{2r}}\right)^{\frac{k''-1}{k''}}}} + \frac{\left(A' + B' \cdot \frac{w_p}{100 \cdot z}\right)}{\frac{p_{2r}}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_1}{p_{2r}}\right)} + \frac{C' \cdot \left(\frac{w_p}{100 \cdot z}\right)^2}{\frac{p_{2r}}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_1}{p_{2r}}\right)}$			
$k' = -1.10^{-12} \cdot p_1^3 + 6.10^{-9} \cdot p_1^2 - 1.10^{-5} \cdot p_1 + 1.3168$ $= 1.10^{-10} \cdot T_1^3 - 2.10^{-7} \cdot T_1^2 + 2.10^{-5} \cdot T_1 + 1.3146$					$k'' = 3.10^{-11} \cdot p_1^2 - 2.10^{-8} \cdot p_1 + 1.0001 = 0.0072 \cdot T_{4r}^2 - 1.4452 \cdot T_{4r} + 73.024$			

4.4 Influence des irréversibilités

Afin de définir l'influence des irréversibilités sur les performances du cycle nous allons utiliser les expressions établies précédemment.

Les caractéristiques des points 2r et 3 sont connues

	Etat 2r	Etat 3
p (bar)	1	1
T (°C)	99,63	99,63
s (kJ/kg.K)	7,359	1,303
h (kJ/kg)	2675,1	417,61

La pression p_1 est un paramètre variant ($2 < p_1 < 12$) mais elle sera par la suite fixée.

On distinguera 3 expressions du coefficient B , une pour chaque forme d'irréversibilités, afin d'étudier leurs impacts de manière séparée.

- Irréversibilités dues à la vitesse du piston seule

$$B_{w_p} = 1 \pm \frac{\sqrt{3 \cdot k'} \cdot w_p}{\sqrt{\frac{3}{2} \cdot R \cdot T_1 \left(1 + \frac{p_{2r}^{k'-1}}{p_1^{k'}}\right)}}$$

- Irréversibilités dues à la vitesse de piston et à la friction

$$B_{w_p,fr} = 1 \pm \frac{\sqrt{3 \cdot k'} \cdot w_p}{\sqrt{\frac{3}{2} \cdot R \cdot T_1 \left(1 + \frac{p_{2r}^{k'-1}}{p_1^{k'}}\right)}} \pm \frac{\left(A + B \cdot \frac{w_p}{100 \cdot z}\right)}{\frac{p_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1}\right)}$$

- Irréversibilités dues à la vitesse du piston, à la friction et aux phénomènes de laminage

$$B_{w_p,fr,thr} = 1 \pm \frac{\sqrt{3 \cdot k'} \cdot w_p}{\sqrt{\frac{3}{2} \cdot R \cdot T_1 \left(1 + \frac{p_{2r}^{k'-1}}{p_1^{k'}}\right)}} \pm \frac{\left(A + B \cdot \frac{w_p}{100 \cdot z}\right)}{\frac{p_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1}\right)} \pm \frac{C \cdot \left(\frac{w_p}{100 \cdot z}\right)^2}{\frac{p_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{p_{2r}}{p_1}\right)}$$

w_p (m/s)	0 - 6
f	0,8
A	0,94
B'	0,45
C	0,45

z (m)	0.1
---------	-----

4.4.1 Contraintes techniques

Il s'avère que les miroirs utilisés pour notre installation ne peuvent pas réchauffer le fluide à une température T_1 supérieure à 220°C . C'est une contrainte technique dont il faut tenir compte.

De plus il est nécessaire au bon fonctionnement du système de détente à piston d'effectuer exclusivement la détente dans le domaine gazeux. Ainsi dans le cas du cycle réversible avec une détente isentropique avec une $T_1 = 220^\circ\text{C}$ on ne peut avoir une pression $p_1 > 3,2\text{bars}$.

Cependant comme on peut le voir sur le cycle les irréversibilités ont pour effet de d'éloigner le point 2_{irr} de la courbe de saturation, on peut alors profiter des irréversibilités pour augmenter la pression p_1 tout en respectant les contraintes techniques énoncées précédemment.

Afin de déterminer dans quelle mesure cette pression peut être augmenté on utilise la procédure suivante.

Tout d'abord on peut déterminer grâce au logiciel EES une corrélation reliant la pression p_1 à l'entropie s_1 pour la température T_1 constante $T_1 = cste = 220^\circ\text{C}$.

$$p_1(T_1 = 220^\circ\text{C}) = 803.25 \cdot s_1^2 - 12494 \cdot s_1 + 48767$$

En réversible $s_1 = s_{2r}$, avec les irréversibilités $s_{2irr} = s_{2r} + \Delta s$.

Ainsi tant que $s_1 > s_{2r} - \Delta s$ la transformation $1 - 2_{irr}$ s'effectuera dans le domaine gazeux.

A l'aide des expressions analytiques établit précédemment et des équations de la thermodynamique en vitesse finie on peut établir la valeur de Δs pour une pression p_1 donnée et ainsi déterminer la nouvelle valeur de s_1 qui permet ensuite grâce à la corrélation ci-dessus de déterminer une nouvelle valeur de p_1 qui respectera les exigences techniques du système.

Cependant les irréversibilités dépendent de la valeur de cette pression p_1 , il est alors nécessaire de refaire les calculs avec cette nouvelle pression et cela jusqu'à obtenir la convergence des solutions. Cette procédure a été réalisée grâce au logiciel MAPLE.

Ainsi pour $w_p = 3.5 \text{ m/s}$ et en tenant compte de toutes les formes d'irréversibilités on a une pression $p_{1max} = 4.94\text{bar}$, c'est cette valeur de pression qui sera retenue pour la suite des calculs.

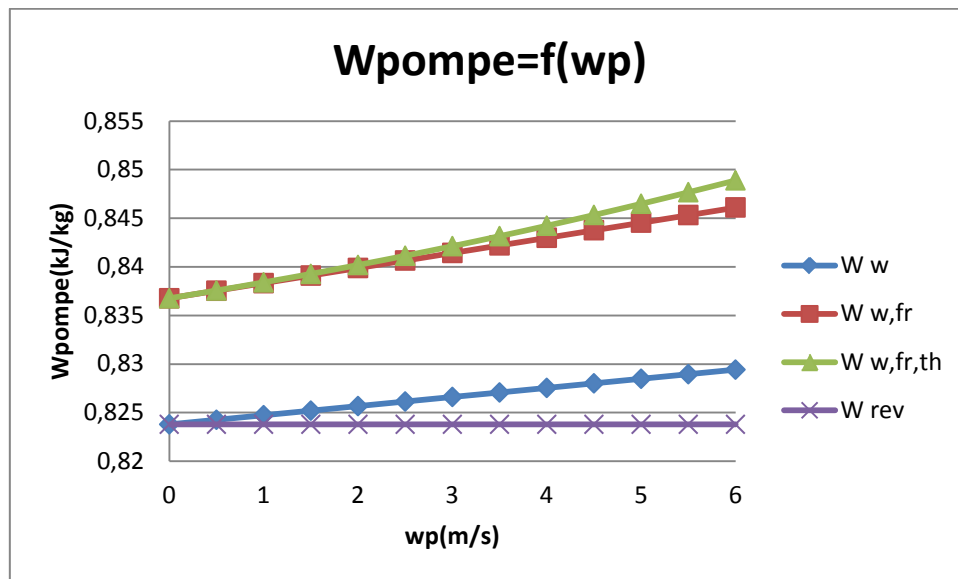
4.4.2 Travail de la pompe

Le travail spécifique à fournir à la pompe est donnée par la relation

$$\dot{W}_{pompe} = h_{4irr} - h_3$$

Ce travail est calculé grâce aux tables. On peut alors tracer le travail spécifique de la pompe en fonction de la vitesse de piston.

w_p (m/s)	W'_{w_p} (kJ/kg)	$\dot{W}_{w_p,fr}$ (kJ/kg)	$\dot{W}_{w_p,fr,th}$ (kJ/kg)
0	0,82379	0,83676	0,83676
0,5	0,82426	0,83754	0,83756
1	0,82473	0,83832	0,8384
1,5	0,8252	0,8391	0,83927
2	0,82567	0,83988	0,84019
2,5	0,82614	0,84065	0,84114
3	0,82661	0,84143	0,84213
3,5	0,82707	0,84221	0,84316
4	0,82754	0,84299	0,84423
4,5	0,82801	0,84377	0,84534
5	0,82848	0,84455	0,84649
5,5	0,82895	0,84533	0,84768
6	0,82942	0,84611	0,8489



Les variations de ce travail spécifique sont très faibles. En effet h_{4irr} ne diffère que très peu de h_{4r} .

w_p (m/s)	h_{4,w_p} (kJ/kg)	$h_{4,w_p,fr}$ (kJ/kg)	$h_{4,w_p,fr,thr}$ (kJ/kg)
0	$h_{4r} = 418,4338$	418,4468	418,4468
0,5	418,4343	418,4475	418,4476
1	418,4347	418,4483	418,4484
1,5	418,4352	418,4491	418,4493

2	418,4357	418,4499	418,4502
2,5	418,4361	418,4507	418,4511
3	418,4366	418,4514	418,4521
3,5	418,4371	418,4522	418,4532
4	418,4375	418,4530	418,4542
4,5	418,4380	418,4538	418,4553
5	418,4385	418,4546	418,4565
5,5	418,4390	418,4553	418,4577
6	418,4394	418,4561	418,4589

Ainsi afin de réaliser la suite des calculs de manière analytique la valeur h_{4irr} a été approximée à celle de h_{4r} , pour laquelle nous disposons d'une expression analytique.

4.4.3 Travail de détente

Le travail de détente est donné par l'expression

$$\dot{W}_{det} = h_1 - h_{2irr}$$

<i>Vitesse de piston</i>	<i>Wdetente rev</i>	<i>Wdetente w</i>	<i>Wdetente (w + fr)</i>	<i>Wdetente (w + fr + th)</i>
0	331.5	331.5	271.0	271.0
0.5	331.5	331.2	269.4	269.3
1.0	331.5	331.0	267.7	267.3
1.5	331.5	330.7	266.1	265.1
2.0	331.5	330.4	264.4	262.8
2.5	331.5	330.1	262.7	260.1
3.0	331.5	329.8	261.0	257.3
3.5	331.5	329.5	259.3	254.2
4.0	331.5	329.2	257.6	250.9
4.5	331.5	329.0	255.9	247.3
5.0	331.5	328.7	254.2	243.5
5.5	331.5	328.4	252.5	239.4
6.0	331.5	328.1	250.7	235.0

Figure 15 Tableau : travail spécifique de détente (kJ/kg) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irrégularités

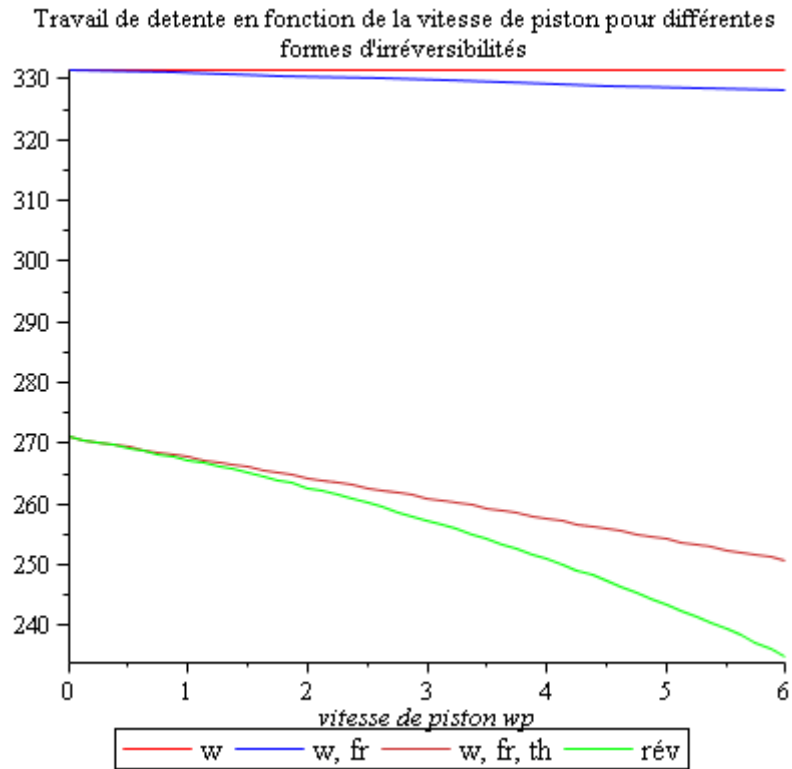


Figure 16 Graphique : travail spécifique de détente (kJ/kg) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irréversibilités

4.4.4 Travail du cycle

Le travail spécifique du cycle est en théorie donnée par la relation

$$\dot{W}_{cycle} = h_1 - h_{2irr} - (h_{4irr} - h_3)$$

Mais après l'approximation réalisée sur le point 4_{irr}

$$\dot{W}_{cycle} = h_1 - h_{2irr} - (h_{4r} - h_3)$$

Vitesse de piston	$W_{cycle\ rev}$	$W_{cycle\ w}$	$W_{cycle\ (w + fr)}$	$W_{cycle\ (w + fr + th)}$
0	328.06	328.06	267.36	267.36
0.5	328.06	327.86	265.76	265.66
1.0	328.06	327.56	264.06	263.66
1.5	328.06	327.26	262.46	261.56
2.0	328.06	326.96	260.76	259.16
2.5	328.06	326.66	259.06	256.46
3.0	328.06	326.36	257.36	253.66
3.5	328.06	326.16	255.66	250.56
4.0	328.06	325.86	253.96	247.16
4.5	328.06	325.56	252.26	243.66
5.0	328.06	325.26	250.56	239.76
5.5	328.06	324.96	248.76	235.66
6.0	328.06	324.76	247.06	231.26

Figure 17 Tableau: travail spécifique du cycle (kJ/kg) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irrégularités

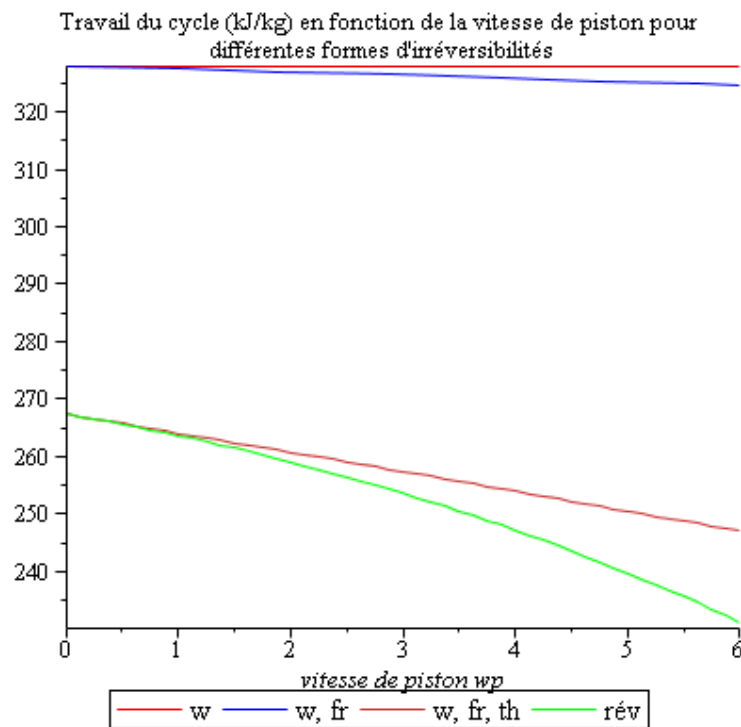


Figure 18 Graphique : travail spécifique du cycle (kJ/kg) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irrégularités

Ainsi ce travail spécifique du cycle est très influencé par les irrégularités et notamment par les phénomènes de friction.

4.4.5 Débit du fluide

Le débit est donné par la relation suivante

$$\dot{m} = \frac{Pu}{\eta_{alt} \cdot ((h_1 - h_{2irr}) - (h_{4r} - h_3))}$$

Où Pu est la puissance électrique fixée à 3 kW et η_{alt} le rendement de conversion électrique fixée à 0.9.

Vitesse de piston	debitcycle rev	debitcycle w	debitcycle (w + fr)	debitcycle (w + fr + th)
0	0.013064	0.013064	0.016030	0.016030
0.5	0.013064	0.013072	0.016126	0.016132
1.0	0.013064	0.013084	0.016230	0.016255
1.5	0.013064	0.013096	0.016329	0.016385
2.0	0.013064	0.013108	0.016435	0.016537
2.5	0.013064	0.013120	0.016543	0.016711
3.0	0.013064	0.013132	0.016653	0.016895
3.5	0.013064	0.013140	0.016763	0.017104
4.0	0.013064	0.013152	0.016875	0.017340
4.5	0.013064	0.013164	0.016989	0.017589
5.0	0.013064	0.013176	0.017104	0.017875
5.5	0.013064	0.013188	0.017228	0.018186
6.0	0.013064	0.013197	0.017347	0.018532

Figure 19 Tableau : débit de fluide (kg/s) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irrécibilités

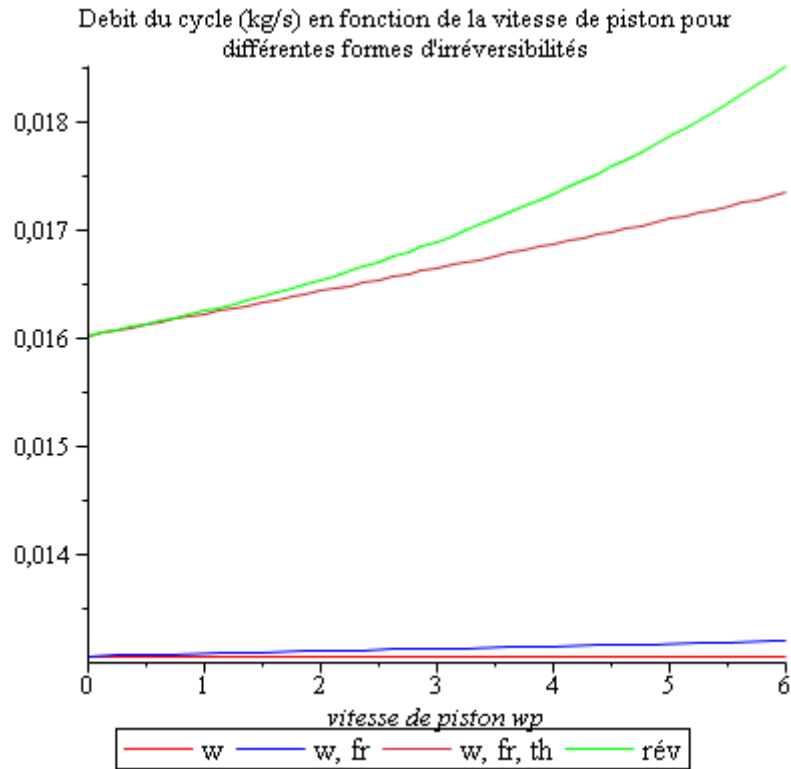


Figure 20 Graphique : débit de fluide (kg/s) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irréversibilités

4.4.6 Rendement du cycle (selon divers paramètres)

Le rendement du cycle correspond au rapport entre le travail spécifique du cycle et la chaleur spécifique à fournir au fluide, on peut l'exprimer par la relation suivante :

$$\eta_{cycle} = \frac{h_1 - h_{2irr} - (h_{4r} - h_3)}{h_1 - h_{4r}}$$

Vitesse de piston	n_{rev}	n_w	$n(w + fr)$	$n(w + fr + th)$
0	12.644	12.644	10.304	10.304
0.5	12.644	12.636	10.243	10.239
1.0	12.644	12.625	10.177	10.162
1.5	12.644	12.613	10.116	10.081
2.0	12.644	12.602	10.050	9.9884
2.5	12.644	12.590	9.9846	9.8844
3.0	12.644	12.578	9.9191	9.7765
3.5	12.644	12.571	9.8535	9.6570
4.0	12.644	12.559	9.7880	9.5259
4.5	12.644	12.548	9.7225	9.3910
5.0	12.644	12.536	9.6570	9.2407
5.5	12.644	12.524	9.5876	9.0827
6.0	12.644	12.517	9.5221	8.9131

Figure 21 Tableau : rendement du cycle (%) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irrégularités

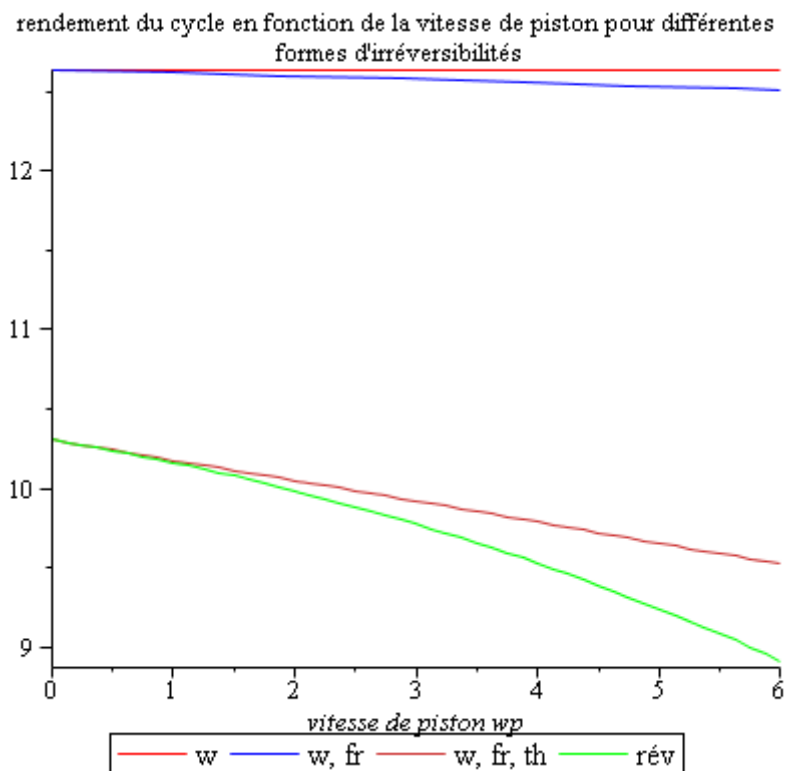


Figure 22 Graphique : rendement du cycle (%) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irrégularités

Ainsi ce rendement de cycle est très influencé par les irrégularités et notamment par les phénomènes de friction.

On peut aussi s'intéresser à l'évolution de ce rendement selon divers paramètres .

4.4.6.1 La pression haute p_1

Il n'a pas été tenu compte ici des contraintes techniques.

p_1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
n_{rev}	5.3020	8.5196	10.870	12.746	14.322	15.691	16.907	18.027	19.074	20.073	21.052
n_w	5.2644	8.4629	10.799	12.669	14.239	15.603	16.816	17.930	18.975	19.973	20.949
$n_w + fr$	1.1088	3.9734	6.5512	8.7433	10.623	12.268	13.730	15.060	16.293	17.458	18.582
$n_w + fr + thr$	0.84990	3.7102	6.3069	8.5239	10.427	12.090	13.566	14.910	16.152	17.326	18.459

Figure 23 Tableau : Rendement du cycle (%) en fonction de la pression haute p_1 (bars) pour différentes formes d'irrégularités

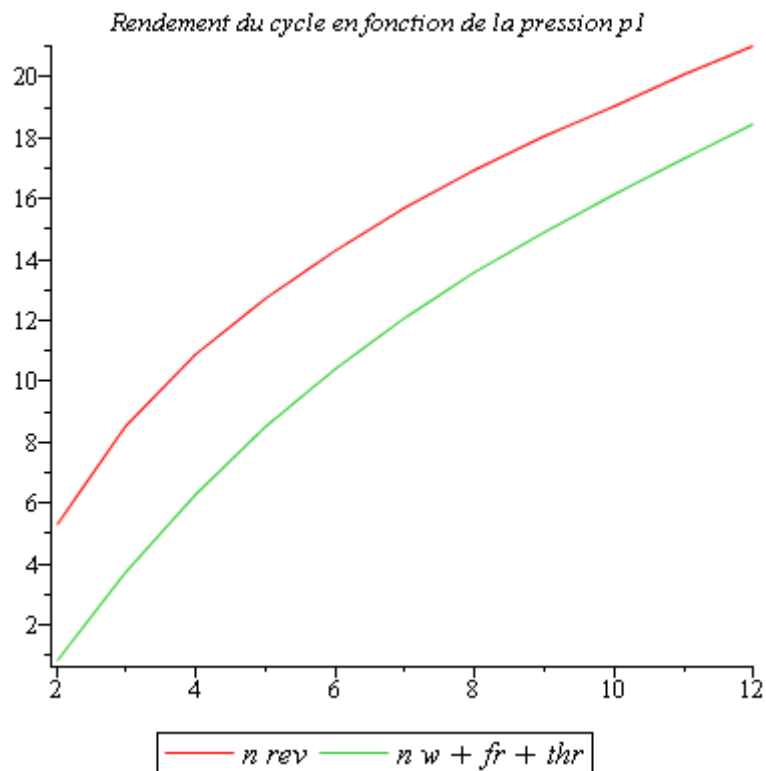


Figure 24 Graphique : Rendement du cycle (%) en fonction de la pression haute p_1 (bars) pour différentes formes d'irrégularités (seulement vitesse du piston et irrég total pour des soucis de lisibilité)

Le rendement du cycle est d'autant plus important que la pression haute est élevée. Cependant le système est soumis à certaines contraintes techniques limitant le cycle en température et ainsi en pression. (cf. partie suivante)

4.4.6.2 Le coefficient de friction f

$n w + f r$	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
0	11.534	11.241	10.937	10.624	10.304	9.9769	9.6416
0.5	11.507	11.202	10.890	10.570	10.243	9.9036	9.5568
1.0	11.476	11.164	10.844	10.516	10.177	9.8304	9.4758
1.5	11.445	11.129	10.802	10.462	10.116	9.7572	9.3910
2.0	11.418	11.091	10.752	10.405	10.050	9.6840	9.3063
2.5	11.387	11.052	10.705	10.351	9.9846	9.6069	9.2176
3.0	11.361	11.014	10.659	10.297	9.9191	9.5336	9.1328
3.5	11.330	10.979	10.613	10.239	9.8535	9.4566	9.0442
4.0	11.299	10.940	10.567	10.185	9.7880	9.3795	8.9594
4.5	11.272	10.902	10.520	10.127	9.7225	9.3024	8.8707
5.0	11.241	10.863	10.474	10.073	9.6570	9.2253	8.7821
5.5	11.210	10.825	10.428	10.015	9.5876	9.1482	8.6934
6.0	11.179	10.786	10.378	9.9576	9.5221	9.0711	8.6009

Figure 25 Tableau : Rendement du cycle (%) en fonction du coefficient de friction f pour la forme d'irrécursibilités vitesse du piston + friction

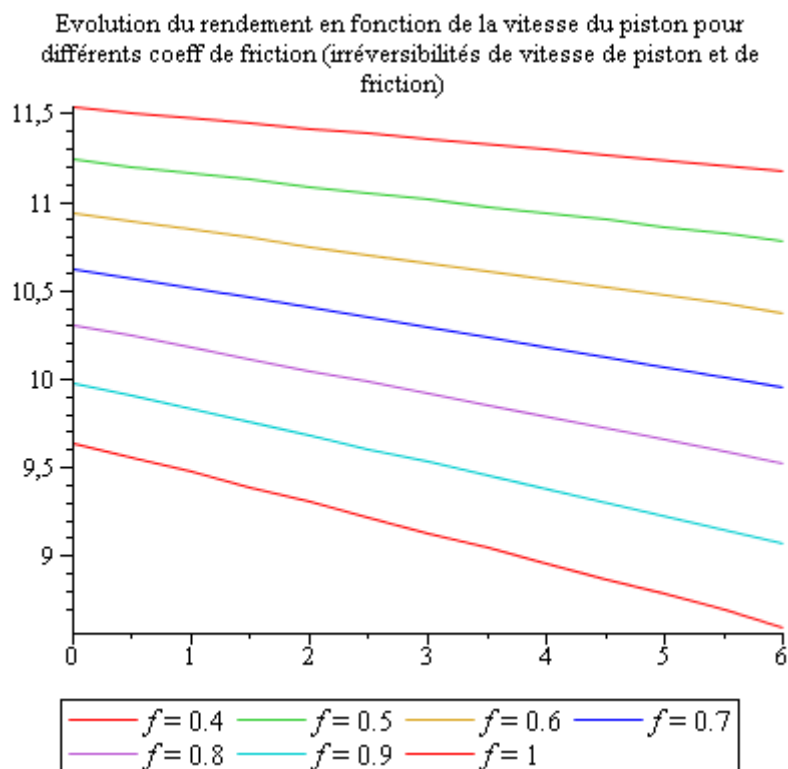


Figure 26 Graphique : Rendement du cycle (%) en fonction du coefficient de friction f pour la forme d'irrécursibilités vitesse du piston + friction

4.4.6.3 La course du piston z

$n w + fr + thr$	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.11	0.12
0	10.304	10.304	10.304	10.304	10.304	10.304	10.304	10.304	10.304
0.5	10.123	10.162	10.189	10.208	10.220	10.231	10.239	10.243	10.251
1.0	9.8844	9.9884	10.050	10.092	10.123	10.146	10.162	10.177	10.189
1.5	9.5953	9.7765	9.8844	9.9576	10.012	10.050	10.081	10.104	10.123
2.0	9.2407	9.5259	9.6955	9.8073	9.8844	9.9422	9.9884	10.019	10.050
2.5	8.8245	9.2407	9.4835	9.6377	9.7456	9.8266	9.8844	9.9345	9.9692
3.0	8.3389	8.9131	9.2407	9.4489	9.5953	9.6955	9.7765	9.8381	9.8844
3.5	7.7762	8.5431	8.9709	9.2407	9.4257	9.5568	9.6570	9.7341	9.7957
4.0	7.1287	8.1230	8.6703	9.0133	9.2407	9.4065	9.5259	9.6223	9.6955
4.5	6.3809	7.6528	8.3389	8.7590	9.0403	9.2407	9.3910	9.5028	9.5953
5.0	5.5292	7.1287	7.9727	8.4853	8.8245	9.0634	9.2407	9.3756	9.4835
5.5	4.5502	6.5390	7.5680	8.1847	8.5932	8.8746	9.0827	9.2407	9.3641
6.0	3.4248	5.8838	7.1287	7.8609	8.3389	8.6703	8.9131	9.0981	9.2407

Figure 27 Tableau : Rendement du cycle (%) en fonction de la course du piston z (m) au maximum des irréversibilités

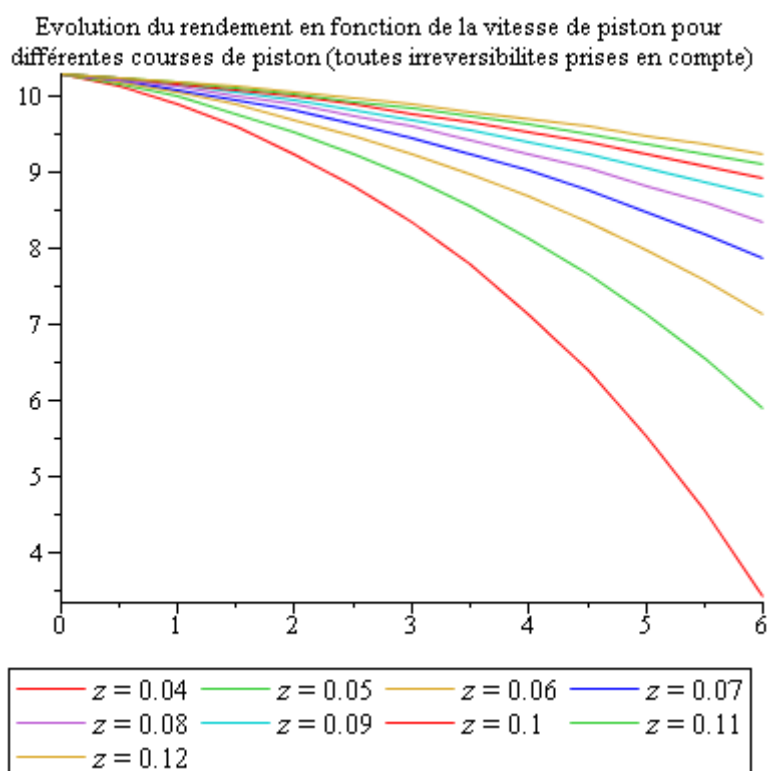


Figure 28 Graphique : Rendement du cycle (%) en fonction de la course du piston z (m) au maximum des irréversibilités

4.4.7 Dimensionnement de la course de piston et du diamètre de piston en détente

Comme on peut le voir précédemment la course de piston peut avoir un impact sur l'efficacité du cycle.

Il existe une relation entre la vitesse de piston w_p , la course du piston z et la vitesse de rotation du dispositif de détente N [4].

$$z = \frac{60 \cdot w_p}{2 \cdot N}$$

Pour être en accord avec les vitesses de rotation utilisées usuellement pour ce type d'installation, la vitesse de rotation a été fixée tel que $N = 1500 \text{ trs/min}$.

"Vitesse de piston m/s"	course du piston cm
0	0
0.5	1
1.0	2
1.5	3
2.0	4
2.5	5
3.0	6
3.5	7
4.0	8
4.5	9
5.0	10
5.5	11
6.0	12

Figure 29 Tableau : course du piston z (cm) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour une vitesse de rotation N de 1500 tr/min

Le diamètre de piston quant à lui dépend du débit calculé précédemment tel que

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho_1 \cdot \pi \cdot w_p}}$$

Avec ρ_1 établit grâce à la relation analytique suivante (issue des tables de la thermodynamique)

$$\rho_1 = 0.0168 \cdot p_1^{0.7702}$$

Vitesse de piston	D rev	D w	D (w + fr)	D (w + fr + th)
0.5	13.348	13.354	14.765	14.765
1.0	9.4389	9.4462	10.443	10.443
1.5	7.7068	7.7164	8.5277	8.5277
2.0	6.6744	6.6851	7.3852	7.3852
2.5	5.9697	5.9821	6.6072	6.6072
3.0	5.4494	5.4635	6.0312	6.0312
3.5	5.0452	5.0605	5.5849	5.5849
4.0	4.7193	4.7360	5.2242	5.2250
4.5	4.4494	4.4665	4.9263	4.9263
5.0	4.2211	4.2392	4.6735	4.6735
5.5	4.0247	4.0438	4.4569	4.4569
6.0	3.8534	3.8733	4.2671	4.2679

Figure 30 Tableau : Diamètre du piston D (cm) en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irrégularités

4.4.8 Conclusion sur l'influence des irrégularités

Les données établies précédemment parlent d'elles-mêmes, les irrégularités ont une influence absolument non-négligeable sur les performances du cycle.

Le rendement peut diminuer de plusieurs % à cause de ces irrégularités, et plus particulièrement à cause des phénomènes de friction qui représentent l'irrégularité la plus handicapante.

4.5 Cycle de référence

En tenant des éléments étudiés précédemment on peut définir un cycle de référence fonctionnant entre les pressions $p_{2r} = 1 \text{ bar}$ et $p_1 = 4.94 \text{ bars}$ admettant une température maximale $T_1 = 220^\circ\text{C}$.

Ce cycle tiendra compte de l'ensemble des irrégularités (vitesse de piston, friction et laminage) pour une vitesse de piston $w_p = 3.5 \text{ m/s}$.

L'élément de détente associé sera dimensionné comme suit

$$z = 7 \text{ cm}$$

$$D_p = 5.59 \text{ cm}$$

	1	2irr	3	4irr	5	6
p (bars)	4,94	1	1	4,94	4,94	4,94
T (°C)	220	99,63	99,63	100	151,9	151,9
s (kJ/kg.°C)	7,154	7,359	1,303	1,307	1,861	6,821
h (kJ/kg)	2898	2675,1	417,61	418,45	418	640,4

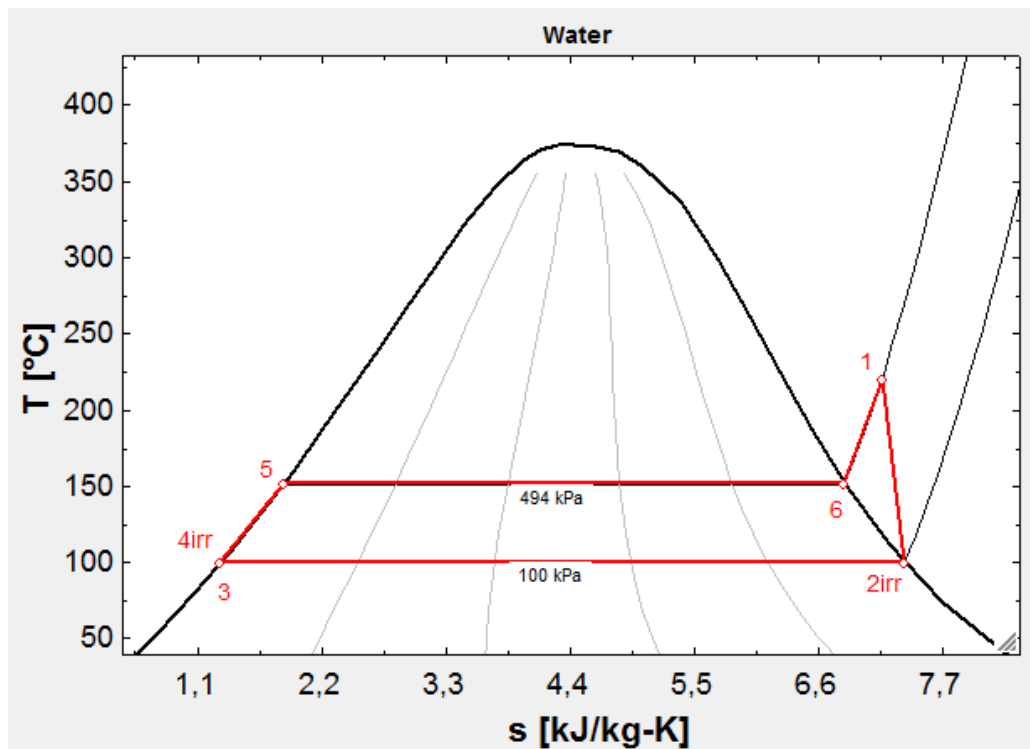


Figure 31 Diagramme du cycle de référence en T-s

Ce cycle possède les performances suivantes

w_p (m/s)	3,5
z (cm)	7
\dot{m} (kg/s)	0,015
\dot{W}_{cycle} (kJ/kg)	222,06
η_{cycle} (%)	8,96

4.6 Rendement de cogénération

Il est possible d'utiliser la chaleur fournie par le fluide afin de réchauffer de l'eau sanitaire d'une température $T_f = 20^\circ\text{C}$ à une température $T_c = 70^\circ\text{C}$. Cette chaleur est prise durant la transformation (condensation) $2_{irr} - 3$.

Ainsi la chaleur fournie par le cycle à l'eau est donnée par la relation

$$\dot{Q}_f = \dot{m} \cdot (h_{2irr} - h_3)$$

$$\dot{Q}_f = 43.56 \text{ kW}$$

De même la chaleur reçue par l'eau sanitaire

$$\dot{Q}_{eau} = \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot (T_c - T_f)$$

En supposant un échangeur d'efficacité $\eta_{echangeur} = 0.95$

$$\eta_{echangeur} = \frac{\dot{Q}_{eau}}{\dot{Q}_f}$$

On peut alors déterminer le débit d'eau que peut couvrir le système.

$$\dot{m}_{eau} = \frac{\eta_{echangeur} \cdot \dot{Q}_f}{C_{p_{eau}} \cdot (T_c - T_f)}$$

$$\dot{m}_{eau} = 712 \text{ l/h}$$

Le rendement incluant la cogénération du système est donné par

$$\eta_{cogé} = \frac{Pu + \dot{Q}_f}{\dot{Q}_u}$$

Avec une puissance électrique $Pu = 3 \text{ kW}$, on atteint ainsi des rendements de près de 98% ce qui démontre l'intérêt de l'utilisation de la cogénération.

5 Détermination de la surface de miroir

5.1 Présentation du dispositif

Après avoir établi l'influence des irréversibilités grâce à la thermodynamique à vitesse finie il est maintenant étudié la partie solaire du système. Dans cette partie il sera dimensionné tout le dispositif de concentration solaire pour le cycle de référence présenté dans la partie précédente.

Ce dispositif se présente, comme vu précédemment, sous la forme de modules unitaires qui seront connectés afin de couvrir les besoins du système en énergie. Chaque module est composé de $20m^2$ de miroir et d'un absorbeur en serpentin dont toutes les caractéristiques sont supposées connues.

L'absorbeur est représenté ci-dessous (sans la partie isolante, abordée plus loin) ainsi que ses caractéristiques utiles.

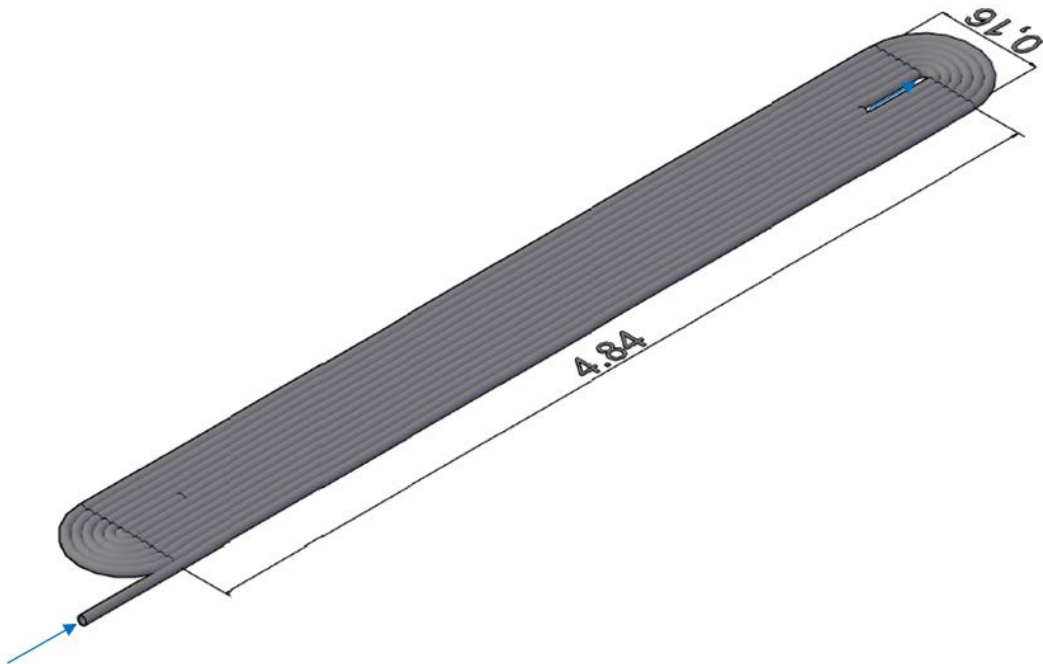


Figure 32 Schéma de l'absorbeur (pour un module) sans la partie isolante

Longueur totale	L	m	5
Largeur totale	E	m	0,16
Diamètre extérieur	D_{ext}	m	0,0133
Epaisseur de tube	e	m	0,0005
Diamètre intérieur	D_{int}	m	0,0123
Conductivité thermique de l'abs	λ_{abs}	W/m.°C	380
Absorptivité de l'absorbeur	α_{abs}		0.9
Emissivité	ε_{abs}		0,9
Nombre de passage du fluide	n		12
Conductivité de l'isolant	λ_{iso}	W/m.°C	0.04
Emissivité de l'isolant	ε_{iso}		0.5
Epaisseur d'isolant	e_{iso}	m	0.02

De plus pour des raisons de performance la partie arrière de l'absorbeur (non soumise au rayonnement concentré par le miroir) est supposée isolée par une couche de matériaux isolant type laine de verre.

5.2 Détermination du débit de fluide, de la chaleur à fournir au système et des grandeurs caractéristiques du fluide

Le débit se détermine simplement à partir de la puissance électrique et du rendement de conversion électrique par la relation

$$\dot{m} = \frac{P}{\eta_{alt} \cdot (h_1 - h_{2irr})}$$

Ainsi le débit nous permet de calculer la puissance nécessaire au fluide pour chacune des phases de chauffage (voir la représentation du cycle de référence):

- Chauffage 4 – 5
- Changement d'état 5 – 6
- Surchauffe 6 – 1

Grâce à la relation

$$Q_{u,ij} = \dot{m} \cdot (h_j - h_i)$$

On peut aussi déterminer la vitesse du fluide

$$v_{fluide} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho_{fluide} \cdot \pi \cdot D_{int}}$$

Et le nombre de Reynolds

$$Re_{int} = \frac{v_{fluide} \cdot D_{int} \cdot \rho_{fluide}}{\mu_{fluide}}$$

Les caractéristiques du fluide étant établit grâce aux tables de la thermodynamique (logiciel Equation Engineering Solver EES), il est ensuite fait une moyenne de ces caractéristiques pour chacune des phases de chauffage.

5.3 Bilan thermique au niveau de l'absorbeur

Pour dimensionner le miroir il nous faut réaliser le bilan thermique sur l'absorbeur. Afin de simplifier les calculs l'absorbeur est assimilé à un tube droit qui sera ensuite « enroulé » en serpentin.

Basons-nous sur les schémas et données suivants

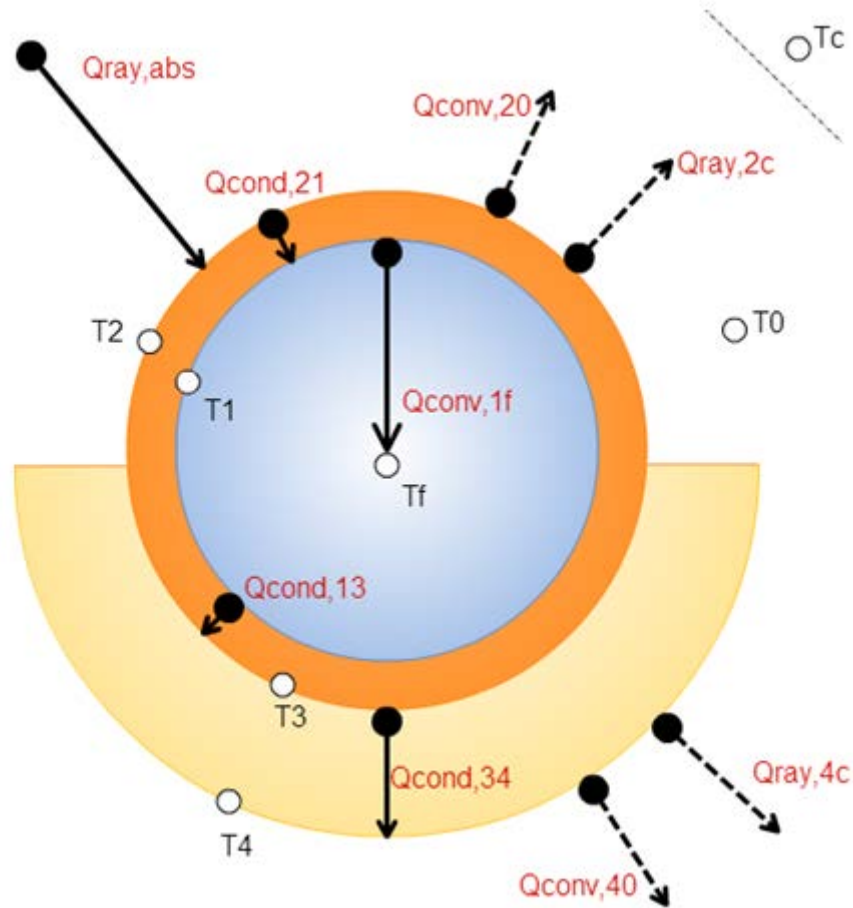


Figure 33 Schéma en coupe d'un tube de l'absorbeur avec les flux thermique qui lui sont associé

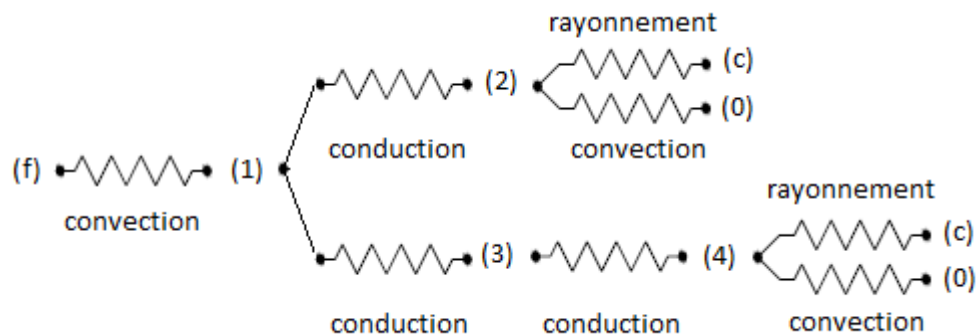


Figure 34 Modèle thermique d'un tube de l'absorbeur

- | | |
|--|-----------------------------|
| (f) Fluide | (4) paroi externe isolant |
| (1) paroi interne du tube | (0) environnement extérieur |
| (2) paroi externe du tube | (c) ciel |
| (3) paroi externe du tube (côté isolant) | |

Flux (W/m) (par longueur de tube)	Mode de transfert	Description du flux	
		De	à
$Q_{ray,abs}$	Rayonnement	Rayonnement solaire incident	Surface externe du tube rayonné
$Q_{cond,21}$	Conduction	Surface externe du tube rayonné	Surface interne du tube rayonné
$Q_{conv,1f}$	Convection	Surface interne du tube rayonné	Fluide cyclé
$Q_{cond,13}$	Conduction	Surface interne du tube	Surface externe du tube côté isolation
$Q_{cond,34}$	Conduction	Surface externe du tube côté isolation	Surface externe de l'isolant
$Q_{conv,20}$	Convection	Surface interne du tube rayonné	Air extérieur
$Q_{ray,2c}$	Rayonnement	Surface externe du tube rayonné	Ciel
$Q_{ray,4c}$	Rayonnement	Surface externe de l'isolant	Ciel
$Q_{conv,40}$	Convection	Surface externe de l'isolant	Air extérieur

5.3.1 Rayonnement solaire incident sur le tube $Q_{ray,abs}$

Seule la moitié du tube face au miroir est soumise à ce rayonnement, donné par la relation.

$$Q_{ray,abs} = E \cdot C \cdot \eta_0 \cdot \alpha_{abs} \cdot \frac{\pi \cdot D_{int} \cdot L}{2}$$

Rappelons que L est rapporté à l'unité et que tout les flux, ici, sont exprimé en Watts par mètre linéaire de tube.

5.3.1.1 Détermination du rendement optique η_0

Tout le rayonnement reçu par le miroir n'est pas réfléchi sur l'absorbeur, le rendement optique traduit cette imperfection, ceci peut s'expliquer par différents phénomènes :

- La réflectivité imparfaite du miroir
- Des erreurs d'alignement du miroir
- La présence de poussière ou d'impuretés à la surface du miroir
- La présence d'ombrage sur le miroir
- Des erreurs du système de suivi solaire
- D'autres erreurs minimes in-quantifiables

Ainsi le rendement optique global peut être exprimé par le produit de différentes grandeurs traduisant l'influence de ces phénomènes [31]

$$\eta_0 = \rho_{mir} \cdot \eta_{geometry} \cdot \eta_{dirt} \cdot \eta_{shadow} \cdot \eta_{tracking} \cdot \eta_{unaccounted}$$

Ces différentes grandeurs ont été choisies comme celles préconisées dans la publication de FORRISTALL (2003) [31] qui reprend plusieurs valeurs établit aussi bien expérimentalement que analytiquement [32]–[34]

ρ_{mir} = réflectivité du miroir	0,9
$\eta_{geometry}$ = erreur d'alignement	0,98
η_{dirt} = impuretés sur le miroir	0,98
η_{shadow} = ombrages	0,935
$\eta_{tracking}$ = erreur de suivi	0,96
$\eta_{unaccounted}$ = in-quantifiables	0,96
η_0 = rendement optique global	0,74

5.3.2 Transfert par conduction dans la paroi du tube (partie soumise au rayonnement) $Q_{cond,21}$

Ce transfert par conduction est donné par la relation suivante, où la conductivité du matériau constituant l'absorbeur est supposée constante et indépendante de la température.

$$Q_{cond,21} = \frac{L \cdot \pi \cdot \lambda_{abs} \cdot (T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}$$

5.3.3 Transfert par convection entre la paroi interne du tube et le fluide

Ce transfert par convection est donné par la relation

$$Q_{conv,1f} = \frac{\pi \cdot D_{int} \cdot L}{2} \cdot h_{int} \cdot (T_1 - T_f)$$

La principale inconnue de cette équation est le coefficient d'échange convectif intérieur h_{int} .

$$h_{int} = \frac{Nu \cdot \lambda_{fluide}}{D_{int}}$$

Ce coefficient peut être établi à partir de corrélation du nombre de Nusselt, le choix de ces corrélations dépend de l'état du fluide et de ses conditions d'écoulement. On distingue plusieurs cas.

5.3.3.1 Etat monophasique

Lorsque le fluide est phase de chauffage 4 – 5 et de surchauffe 6 – 1 le fluide est en état monophasique respectivement liquide puis gazeux, ces deux états induisent la même corrélation.

Il faut cependant rester attentif au régime d'écoulement, laminaire ou turbulent.

5.3.3.1.1 Cas laminaire

Pour un nombre de Reynolds inférieur à 2300 l'écoulement est considéré comme laminaire. Dans ce cas le nombre de Nusselt est constant tel que pour une conduite horizontale [35]

$$Nu = 4.36$$

5.3.3.1.2 Cas turbulent (ou transition)

Pour un nombre de Reynolds supérieur à 2300 l'écoulement est considéré comme turbulent (ou en phase de transition), on utilise alors la corrélation de Gnielinski [36]

$$Nu_{hint} = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

Domaine de validité :

- $0.5 < Pr < 2000$
- $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$

Avec f un coefficient de friction tel que [37]

$$f = (0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

Ce coefficient de friction est valable pour une conduite parfaitement lisse [38] et pour $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$, ce qui est supposé ici.

5.3.3.2 Changement d'état

En changement d'état le fluide passe par différentes phases, ses propriétés diffèrent, les échanges convectifs ayant lieu durant ces phases sont beaucoup plus importants qu'en monophasique.

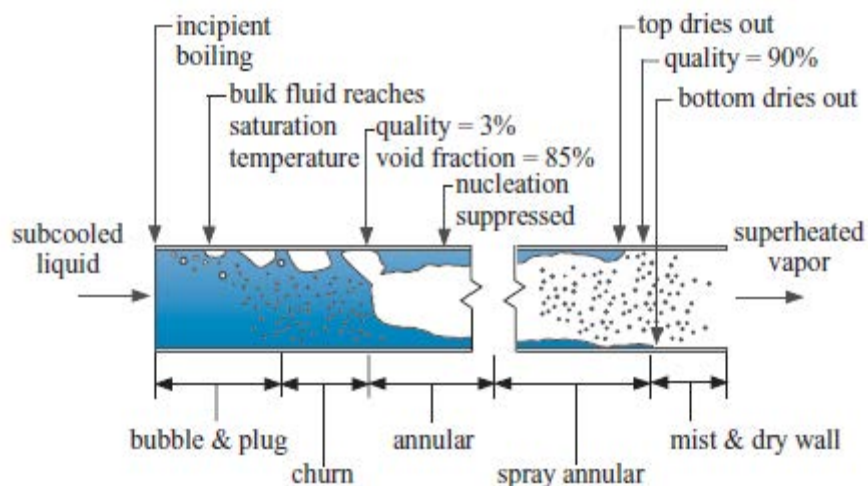


Figure 35 différentes phases d'ébullition dans une conduite cylindrique horizontale [38]

Le coefficient d'échange convectif subit des variations au cours du changement d'état et est dans l'ensemble beaucoup plus élevé qu'en monophasique.

Afin de calculer ce coefficient on peut utiliser la corrélation de Shah [39], qui convient pour des tubes aussi bien verticaux que horizontaux et pour n'importe quel fluide, corrélation détaillé dans [38].

Notations : Toutes les caractéristiques du fluide annotées d'un indice l sont établit (grâce aux tables de la thermodynamique) au point de saturation liquide (point 5), celles annotées d'un indice g sont établit au point de saturation vapeur (point 6).

La corrélation de Shah introduit un coefficient d'échange convectif adimensionné h qui dépend de trois autres paramètres adimensionnés

$$h = f(Co, Bo, Fr)$$

Ce coefficient est défini comme le rapport entre le coefficient d'échange convectif local en ébullition $h_{int,bo}$, dont on cherche à déterminer une moyenne sur l'ensemble du changement de phase, et d'un autre coefficient convectif local qui tient compte uniquement de la phase liquide du fluide durant le changement d'état, h_l .

$$h = \frac{h_{int,bo}}{h_l}$$

Le h_l est déterminé de la même manière qu'en monophasique, à la différence que le nombre de Reynolds prit en compte est un Reynolds adapté aux conditions du problème, Re_l (voir plus loin).

Si $Re_l < 2300$

$$h_l = 4.36 \cdot \frac{\lambda_l}{D_{int}} \quad [35]$$

Sinon [36]

$$h_l = \frac{\frac{f_l}{8} \cdot (Re_l - 1000) \cdot Pr_l}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f_l}{8}} \cdot (Pr_l^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{\lambda_l}{D_{int}} \right)$$

Avec $Re_l = \frac{G(1-x) \cdot D_{int}}{\mu_l}$

Et G le flux de masse tel que

$$G = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_{int}^2}$$

Et le coefficient de friction f_l toujours établit grâce à la corrélation de Petukhov [37]

$$f_l = (0.79 \cdot \ln(Re_l) - 1.64)^{-2}$$

Le paramètre adimensionné Co est le nombre de convection défini tel que

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} \cdot \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}}$$

Et Bo , le Boiling Number

$$Bo = \frac{q_s''}{G \cdot (h_6 - h_5)}$$

Et q_s'' le flux de chaleur au niveau de la paroi [38] pendant la phase d'ébullition, ce flux sera exprimé comme une moyenne sur l'ensemble du processus d'ébullition. En effet il dépend de l'écart de température entre le fluide et la paroi, la température de paroi n'est pas constante durant toute l'ébullition. On exprimera donc q_s'' de la température de paroi moyenne T_{1moy} qui sera admise étant égale à T_1 .

$$q_s'' = \mu_l \cdot (h_6 - h_5) \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_g)}{o}} \cdot \frac{Cp_l \cdot |T_f - T_1|}{Cnb \cdot (h_6 - h_5) \cdot Pr_l^n}$$

Avec

- o , la tension superficielle liquide/vapeur (calculé grâce à EES)
- $Cnb = 0.013$ en cas d'absence de données ou 0.0127 pour un couple fluide/tube eau/cuivre. [38]
- $n = 1$ pour de l'eau et 1.7 pour n'importe quel autre fluide. [38]

On a ensuite le nombre de Froude, Fr

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot D_{int}}$$

La détermination du terme adimensionnel h dépendant de Bo , Co et Fr est facilité par l'utilisation du terme N tel que

- Pour $Fr > 0.04$, $N = Co$
- Pour $Fr < 0.04$, $N = 0.38 \cdot Co \cdot Fr^{-0.3}$

On peut ensuite déterminer le coefficient h

$$h_{cb} = 1.8 \cdot N^{-0.8}$$

- Si $Bo > 0.3 \cdot 10^{-4}$, $h_{nb} = 230 \cdot \sqrt{Bo}$
- Si $Bo < 0.3 \cdot 10^{-4}$, $h_{nb} = 1 + 46\sqrt{Bo}$
- Si $Bo > 11 \cdot 10^{-4}$, $h_{bs1} = 14.7 \cdot \sqrt{Bo} \cdot e^{2.74 \cdot N^{-0.1}}$ et $h_{bs2} = 14.7 \cdot \sqrt{Bo} \cdot e^{2.47 \cdot N^{-0.15}}$
- Si $Bo < 11 \cdot 10^{-4}$, $h_{bs1} = 15.43 \cdot \sqrt{Bo} \cdot e^{2.74 \cdot N^{-0.1}}$ et $h_{bs2} = 15.43 \cdot \sqrt{Bo} \cdot e^{2.47 \cdot N^{-0.15}}$

Finalement

- Si $N < 0.1$, $h = MAX(h_{cb}, h_{bs2})$
- Si $0.1 < N < 1.0$, $h = MAX(h_{cb}, h_{bs1})$
- Si $N > 1$, $h = MAX(h_{cb}, h_{nb})$

On a alors

$$h_{int,bo} = h \cdot h_l$$

Devant la complexité de cette procédure, ces calculs ont été réalisés sur MAPLE pour différentes valeurs de qualité en vapeur x comprises entre 0 et 1. Les valeurs obtenues sont ensuite moyennées, on a alors un coefficient d'échange convectif moyen h_{int} pour la phase d'ébullition.

5.3.4 Transfert par conduction entre la paroi interne et la paroi externe du tube (côté isolation) $Q_{cond,13}$

De la même manière que précédemment

$$Q_{cond,23} = \frac{L \cdot \pi \cdot \lambda_{abs} \cdot (T_3 - T_1)}{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}$$

5.3.5 Transfert par convection entre la paroi externe du tube et l'extérieur $Q_{conv,20}$

A la même manière que pour $Q_{conv,1f}$

$$Q_{conv,20} = \frac{\pi \cdot D_{ext} \cdot L}{2} \cdot h_{ext1} \cdot (T_2 - T_0)$$

Cependant le coefficient d'échange convectif externe entre la paroi du tube (sans isolation) et l'air extérieur h_{ext1} dépend grandement des conditions ambiantes et notamment de la présence de vent plus ou moins important.

On distingue alors deux cas bien distincts pour l'évaluation de coefficient :

- Un cas sans vent
- Un cas avec vent

Afin de calculer ce coefficient, l'absorbeur est toujours assimilé à un cylindre horizontal.

$$h_{ext1} = Nu_{h_{ext1}} \cdot \frac{\lambda_{air}}{D_{ext}}$$

Toutes les caractéristiques de l'air extérieur nécessaires aux calculs sont établies à T_{film}

$$T_{film} = \frac{T_2 + T_0}{2}$$

Cependant la température T_2 n'est pas encore connue. Donc afin de pouvoir calculer les caractéristiques de l'air il a été établi grâce au logiciel EES des corrélations pour chacune de ces caractéristiques en fonction de T_{film} .

$$\rho_{air}(T_{film}) = 4 \cdot 10^{-6} \cdot T_{film}^2 - 0.0026 \cdot T_{film} + 1.1903$$

$$\mu_{air}(T_{film}) = -2.10^{-11} \cdot T_{film}^2 + 4.10^{-8} \cdot T_{film} + 2.10^{-5}$$

$$Pr_{air}(T_{film}) = 0.7234 \cdot T_{film}^{-0.007}$$

$$\lambda_{air}(T_{film}) = -3.10^{-3} \cdot T_{film}^2 + 6.10^{-5} \cdot T_{film} + 0.0256$$

L'établissement du coefficient h_{ext1} se fait à l'aide du logiciel MAPLE, cette température T_2 est d'abord approximée mais elle sera ensuite calculée et entrera dans un processus d'itération qui sera détaillé par la suite.

5.3.5.1 Cas sans vent

Dans le cas où le vent est nul, le régime de convection est clairement naturel.

Commençons par calculer le nombre de Rayleigh

$$Ra = Gr \cdot Pr_{air}$$

$$Gr = \frac{g \cdot (T_2 - T_0) \cdot D_{ext}^3 \cdot \rho_{air}}{(T_{film} + 273) \cdot \mu_{air}}$$

Le nombre est ensuite calculé à partir de la corrélation de Churchill and Chu [35] valable pour un long tube horizontal et pour $10^5 < Ra < 10^{12}$, ce qui est le cas du problème étudié ici.

$$Nu_{h_{ext1}} = \left(0.6 + \frac{0.387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{air}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

5.3.5.2 Cas avec vent

En présence de vent, le régime de convection est forcé.

On admettra le cas le plus handicapant, la direction du vent est parallèle à la largeur de l'absorbeur.

Le nombre de Nusselt est alors calculé grâce à la corrélation de Churchill et Bernstein (1977) [40] valable pour un tube horizontal et $1.10^2 < Re_{air} < 1.10^7$ et $Re_{air} \cdot Pr_{air} > 0.2$

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air} \cdot V_{vent} \cdot D_{ext}}{\mu_{air}}$$

$$Nu_{h_{ext1}} = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re_{air}^{0.5} \cdot Pr_{air}^{\frac{1}{3}}}{\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr} \right)^{\frac{2}{3}} \right)^{0.25}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_{air}}{2.82 \cdot 10^5} \right)^{0.625} \right]^{0.8}$$

5.3.6 Transfert par rayonnement entre la paroi externe du tube et l'extérieur $Q_{ray,2c}$

Le transfert de chaleur par rayonnement entre la paroi externe du tube non isolée et l'extérieur est donné par la relation

$$Q_{ray,2c} = \sigma \cdot \frac{D_{ext} \cdot L \cdot \pi}{2} \cdot \varepsilon_{abs} \cdot (T_2 - T_c)$$

Avec T_c la température du ciel évaluée à $T_c = T_0 - 8$.

5.3.7 Transfert par rayonnement entre la paroi externe de l'isolant et l'extérieur $Q_{ray,4c}$

De la même manière

$$Q_{ray,4c} = \sigma \cdot \frac{D_{iso} \cdot L \cdot \pi}{2} \cdot \varepsilon_{iso} \cdot (T_4 - T_c)$$

5.3.8 Transfert par convection entre la paroi externe de l'isolant et l'extérieur $Q_{conv,40}$

De la même manière que $Q_{conv,20}$

$$Q_{conv,40} = \frac{\pi \cdot D_{iso} \cdot L}{2} \cdot h_{ext2} \cdot (T_4 - T_0)$$

Le calcul de h_{ext2} reprend les corrélations de la partie 5.3.5 (cas sans ou avec vent) mais pour la température T_4 qui entrera elle aussi dans une procédure itérative.

5.3.9 Mise en équation et résolution

Reprenons le schéma précédent

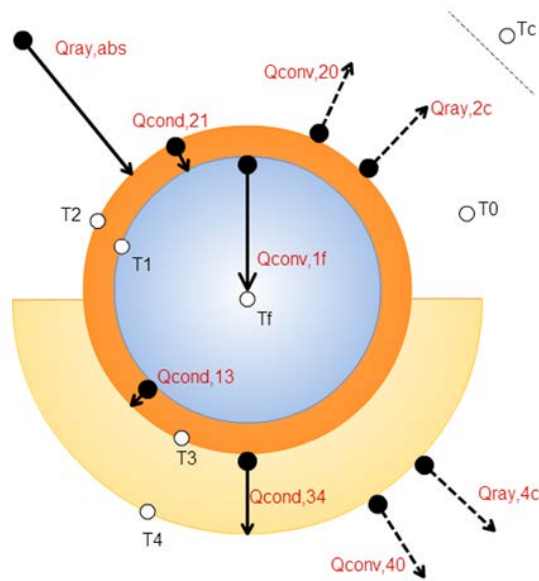


Figure 36 Schéma en coupe d'un tube de l'absorbeur et les flux thermiques qui lui sont associés

Il vient alors le bilan suivant

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{conv,1f} = Q_{cond,21} \\ Q_{ray,abs} = Q_{conv,20} + Q_{ray,2c} + Q_{conv,40} + Q_{ray,4c} + Q_{conv,1f} \\ Q_{cond,13} = Q_{cond,34} \\ Q_{cond,34} = Q_{conv,40} + Q_{ray,4c} \\ Q_{conv,1f} = \frac{Q_u}{L_{tot}} \end{array} \right.$$

Précision : $Q_{conv,1f}$ correspond à la chaleur utile nécessaire au fluide exprimé en W/m, cette chaleur nécessaire correspond à Q_u (exprimé précédemment) qui doit être divisé par la longueur totale de l'absorbeur L_{tot} afin de conserver l'homogénéité de l'équation. De plus cette longueur est une inconnue qui permettra par la suite de dimensionner l'ensemble du dispositif concentrateur.

Grâce aux expressions établit précédemment on peut résoudre ce système à l'aide du logiciel MAPLE. On peut alors obtenir les inconnues :

- T_1, T_2, T_3 et T_4
- L_{tot}

Ce système est résolu indépendamment pour chacune des phases de chauffages

- Chauffage
- Evaporation
- Surchauffe

Avec les données suivantes extraites des tables de la thermodynamique

Point	ρ_{fluide}	μ_{fluide}	Pr	λ_{fluide}	T_f
	kg/m ³	kg/m.s		W/m.C	°C

4	958,8	0,0002829	1,793	0,6652	100
5	915,3	0,0001801	1,164	0,668	151,9
6	2,668	0,00001406	1,021	0,0318	151,9
1	2,014	0,0000191	0,9579	0,0413	220

Cependant les coefficients convectifs h_{ext1} , h_{ext2} et $h_{int,bo}$ dépendent respectivement des températures T_2 , T_4 et T_1 . Il faut alors fixer des valeurs initiales le plus judicieusement possible pour ces températures, en déduire les coefficients convectifs, résoudre le système avec ces données, comparer les résultats obtenus avec les valeurs initiales puis recommencer cette opération jusqu'à obtenir une convergence entre les résultats et les valeurs initiales.

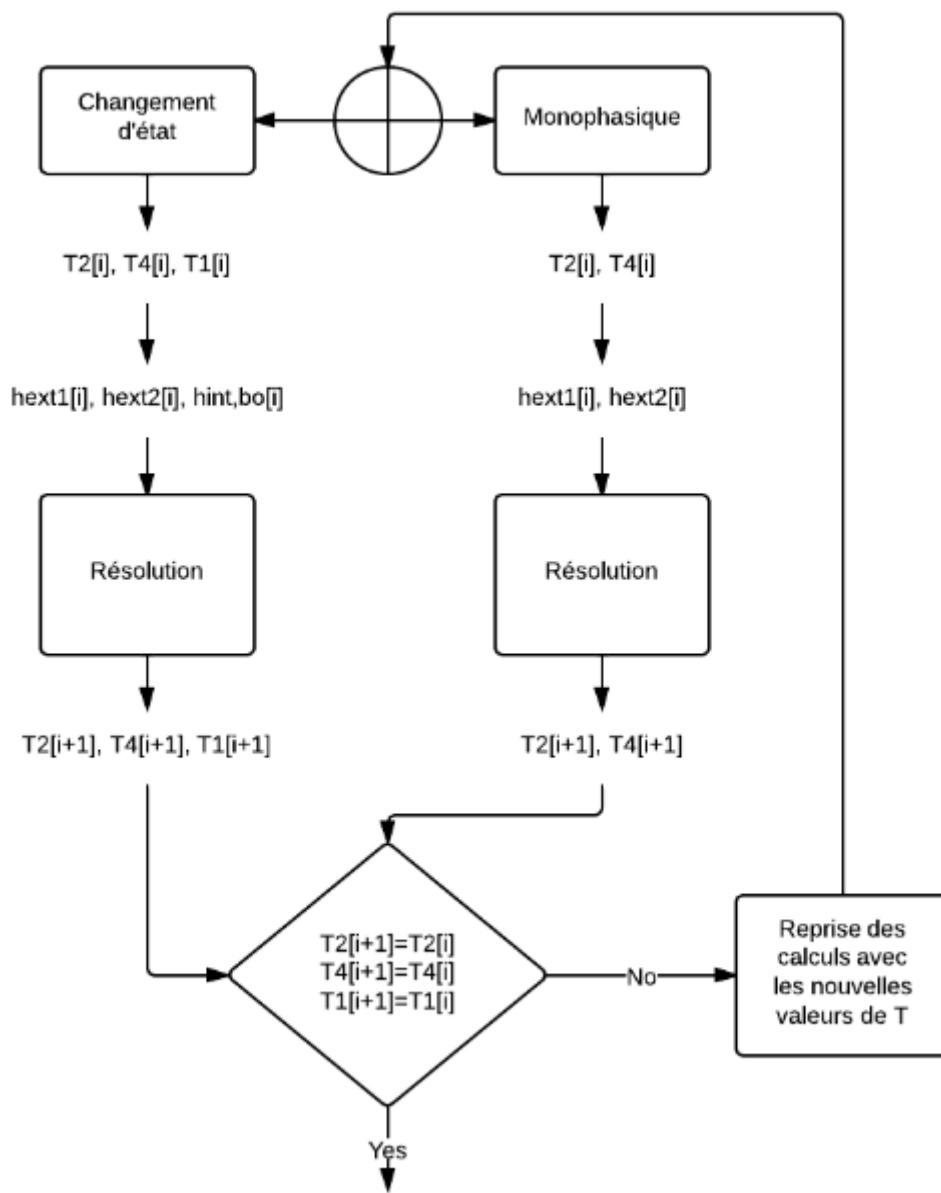


Figure 37 Diagramme de résolution

En choisissant les premières valeurs de manière logique cette procédure converge en quelques itérations.

5.3.10 Rendement du concentrateur

Le dispositif de concentration solaire peut être caractérisé par un rendement de concentrateur η_{conc} .

Ce rendement est simplement le rapport entre la puissance utile reçu par le fluide et la puissance induite sur l'absorbeur. Il peut être exprimé ainsi

$$\eta_{conc} = \frac{Q_{ray,abs} - Q_{loss}}{Q_{ray,abs}}$$

$$Q_{loss} = Q_{conv,20} + Q_{ray,2c} + Q_{conv,40} + Q_{ray,4c}$$

Ce rendement dépend :

- Des caractéristiques techniques de l'absorbeur
- De la vitesse du vent
- De la puissance de l'ensoleillement
- Du facteur de concentration
- De la température du fluide

L'influence de certains de ces paramètres sera étudiée dans une partie suivante.

5.4 Résultats

Note: *Tous ces calculs ont été réalisés sur MAPLE, pour plus de détails, se reporter aux annexes.*

5.4.1 Données nécessaires aux calculs

Outre les caractéristiques du fluide aux différents points du cycle (établi précédemment) les calculs nécessitent de nombreuses données concernant la technologie de l'absorbeur et les conditions extérieures.

Grandeur	Unité	Description	Valeur
α_{abs}	–	Absorptivité de l'absorbeur	0,9
C	–	Facteur de concentration solaire	20
D_{ext}	m	Diamètre extérieur des tubes de l'absorbeur	0,0133
D_{int}	m	diamètre intérieur des tubes de l'absorbeur	0,0123
E	W/m^2	Puissance du rayonnement par unité de surface	800
ε_{abs}	–	Emissivité de l'absorbeur	0,9
e_{iso}	m	Épaisseur d'isolant	0,01
ε_{iso}	–	Emissivité de l'isolant	0,5
λ_{iso}	$W/m \cdot ^\circ C$	Conductivité thermique de l'isolant	0,04

η_{alt}	–	Rendement de conversion électrique	0,9
P	kW	Puissance électrique	3
σ	–	Constante de Stefan-Boltzman	$5,67.10^{-8}$
T_0	$^{\circ}C$	Température extérieure	20

5.4.2 Influence de la vitesse de vent sur le rendement du concentrateur

Le vent influe grandement sur les pertes convectives extérieures. Plus le vent est fort, plus les coefficients convectifs extérieurs h_{int1} et h_{int2} sont élevés réduisant de ce fait le rendement.

A partir d'une certaine vitesse les performances du concentrateur tombent à 0.

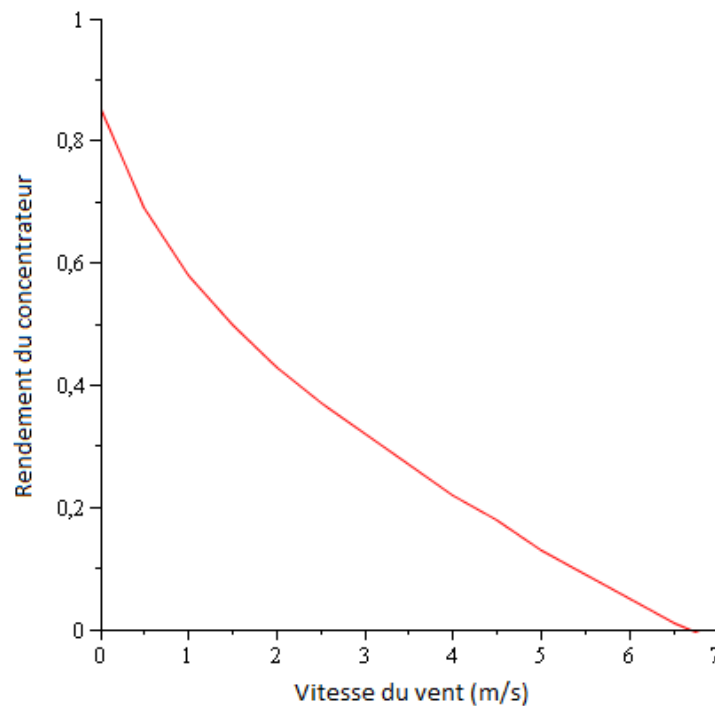


Figure 38 Graphique : Evolution du rendement du concentrateur en fonction de la vitesse de vent (m/s)

Pour la suite des calculs la vitesse de vent a été fixé de manière arbitraire à

$$V_{vent} = 3m/s = 10.8 km/h$$

5.4.3 Influence du facteur de concentration sur le rendement du concentrateur

Le facteur de concentration a une influence majeure sur les performances du système. Ainsi plus ce facteur est élevé plus le concentrateur pourra élever le fluide à haute température. Bien sûr une température maximale élevée ne pourra être que bénéfique pour les performances du cycle.

Pour notre concentration de 20, le concentrateur ne pourra pas assurer un fluide à plus de 220°C , passé cette limite le rendement du concentrateur tombe à 0. Les pertes Q_{loss} sont alors plus importantes que le rayonnement induit sur l'absorbeur.

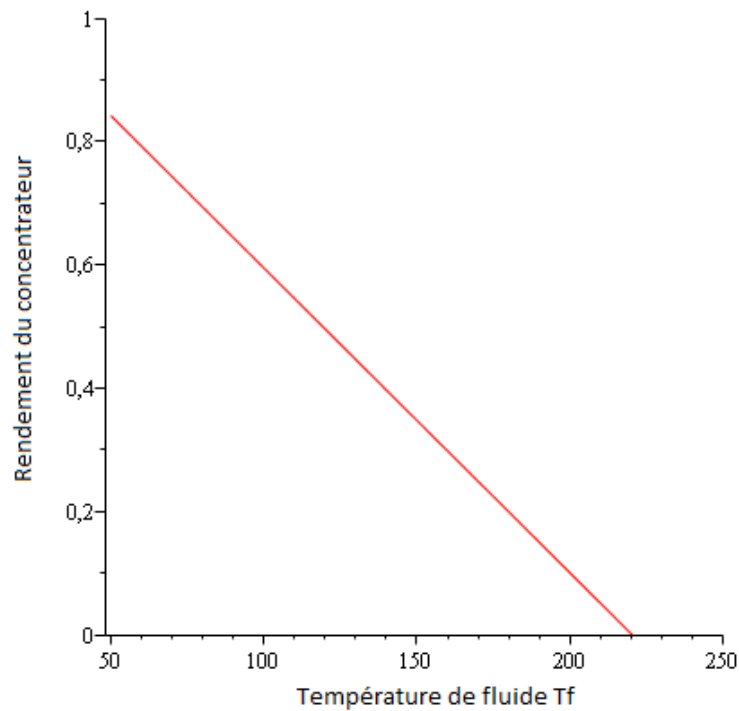


Figure 39 Graphique : évolution du rendement du concentrateur en fonction de la température de fluide ($^{\circ}\text{C}$) pour une concentration C de 20

Ainsi pour une température moyenne de fluide de $154,6^{\circ}\text{C}$ (cas du cycle étudié) on ne pourra espérer un rendement du concentrateur supérieur à une trentaine de pourcent.

Mathématiquement le facteur de concentration d'un miroir cylindro-parabolique ne peut dépasser 100. On peut alors tracer l'évolution du rendement en fonction de la température de fluide pour diverses valeurs de concentration ($10 < C < 100$).

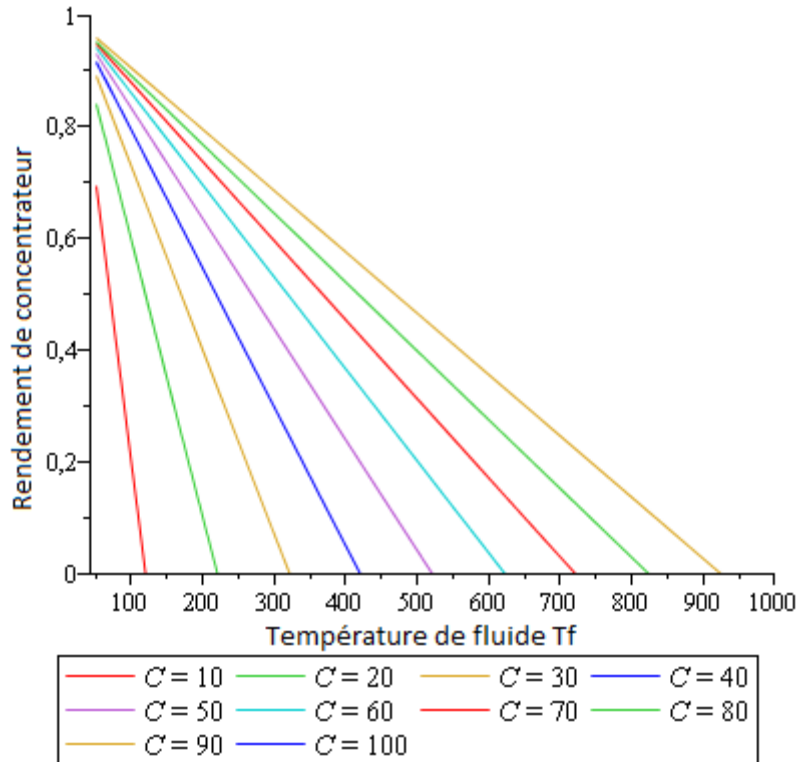


Figure 40 Graphique : Evolution du rendement du concentrateur en fonction de la température de fluide (°C) pour diverses concentrations C

5.4.4 Calculs de la surface de miroir

Les équations précédentes permettent de déterminer la longueur de tube d'absorbeur, connaissant les dimensions d'un module il est alors aisé de relier longueur de tube et surface de miroir (un module de $20m^2$ de miroir est composé de $58m$ linéaire de tube).

On a alors les résultats suivants :

Phase	h_{ext1}	h_{ext2}	h_{int}	η_{conc}	Surface de miroir	Nombre de module	Proportion
-	W/m ² .C	W/m ² .C	W/m ² .C		m ²		%
Chauffage	59	34	1609	0,45	11	1	6,32
Evaporation	60	34	15572	0,33	141	7	81,03
Surchauffe	61	34	622	0,14	22	1	12,64
TOTAL (ou moyenne)	60	34	5934	0,31	174	9	100,00

Ainsi dans les conditions énoncées précédemment la surface de miroir nécessaire est de

$$S_{mir} = 174m^2$$

6 Cycle de Rankine Organique (ORC)

Après avoir étudié le cycle de Rankine fonctionnant avec de l'eau, on peut s'intéresser aux cycles de Rankine organiques fonctionnant comme leurs noms l'indique avec des fluides organiques.

L'utilisation de fluide organique permet de contrer (dans certaines conditions) certains des désavantages d'un cycle Organique classique dû aux propriétés intrinsèques de l'eau, comme [41] :

- La nécessité d'une phase de surchauffe afin de prévenir tout risque de condensation durant la détente
- Le risque de corrosion du dispositif de détente (notamment les turbines)
- L'excès de pression dans l'évaporateur

Ce type de système connaît à l'heure actuelle un sérieux développement et fait l'objet de nombreuses recherches et publications.

6.1 Etat de l'art

Commençons tout d'abord par nous intéresser à la situation actuelle du point de vue des ORC.

Les fluides utilisables dans un ORC sont très nombreux, on peut distinguer plusieurs familles de fluide (réfrigérants, huiles de silicone, hydrocarbure...), chacun ayant des caractéristiques, des utilisations et des avantages qui lui sont propre.

Les principaux atouts des cycles de Rankine organiques est qu'ils peuvent s'adapter à tout type de sources, en fonction du fluide choisi, et sont tout particulièrement efficace pour la valorisation de source à basse ou moyenne température et pour des installations de faible puissance.

On distingue trois types de fluide, classé selon l'allure de leurs courbes de saturation (cf. diagramme ci-dessous [42]) :

- Les fluides humides, $\frac{ds}{dT} < 0$ en phase de détente

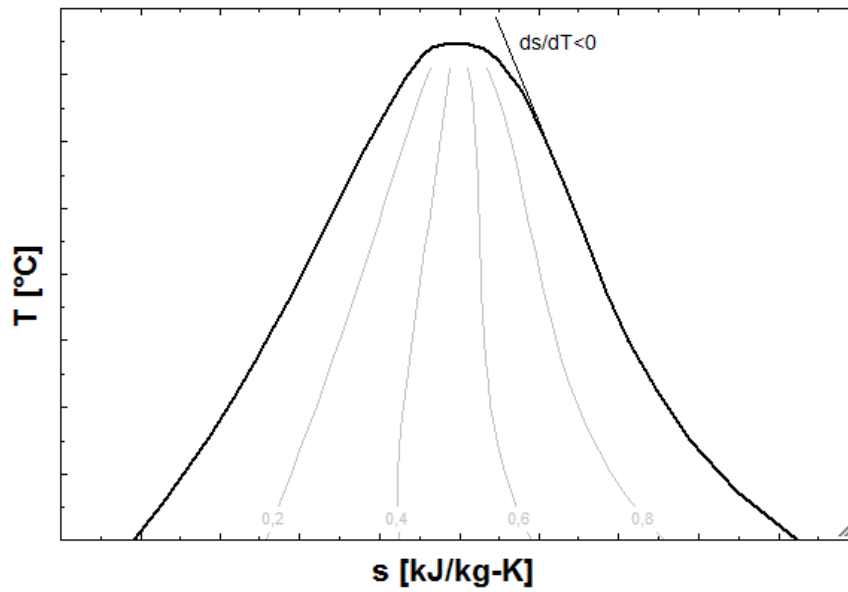


Figure 41 Courbe de saturation d'un fluide "humide"

- Les fluides isentropiques, $\frac{ds}{dT} = 0$ en phase de détente

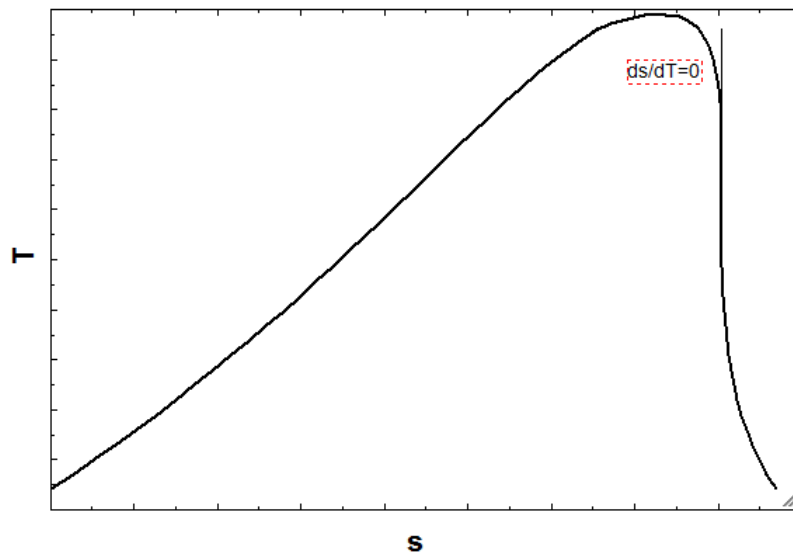


Figure 42 Courbe de saturation d'un fluide isentropique

- Les fluides secs, $\frac{ds}{dT} > 0$ en phase de détente qui seront les plus intéressants dans le cadre de cette étude car ils permettent de se passer d'une phase de surchauffe.

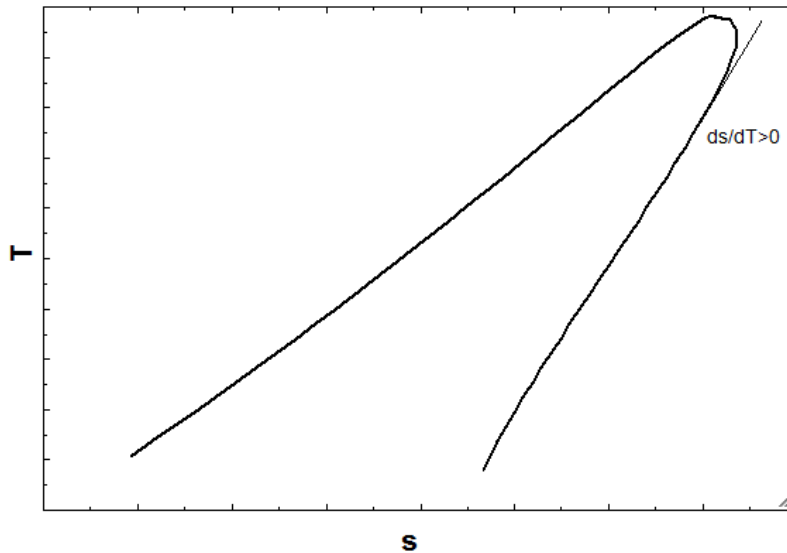


Figure 43 Courbe de saturation d'un fluide "sec"

Autre caractéristique très importante concernant les fluides organiques, leurs chaleur latente de vaporisation (ou de condensation) est beaucoup plus faible que celle de l'eau, ce qui peut constituer un avantage non-négligeable, en effet leurs courbes de saturation est plus « fine » que celle de l'eau [43]

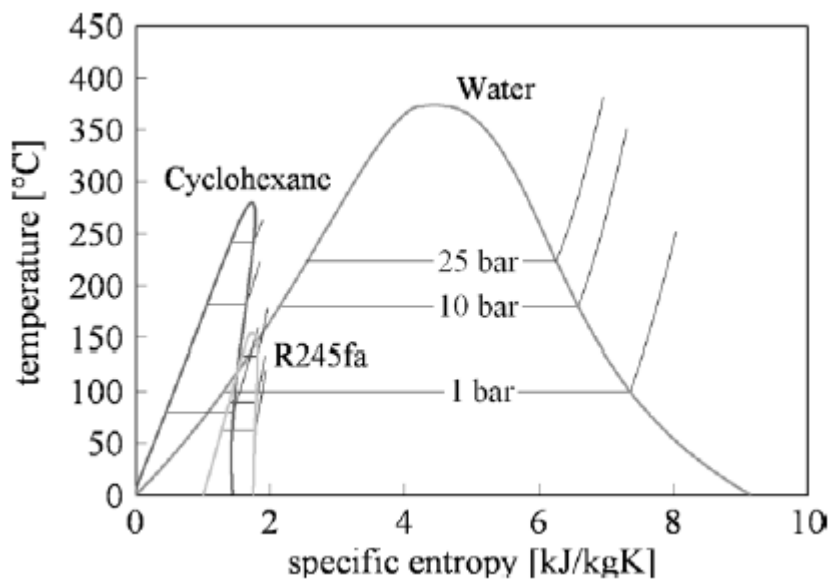


Figure 44 Courbes de saturation de différents fluides organiques et eau [43]

Les ORCs permettent l'exploitation de nombreuses sources et notamment celle à basse température qui sont inexploitable avec un cycle de Rankine classique :

- La biomasse [44], [45], on peut citer la centrale de Stadwarme Lienz en Autriche produisant 1000kWél à partir de la combustion de biomasse [43].
- La géothermie [43], citons la centrale de Neustadt-Glewe en Allemagne capable de produire 210kWél à partir d'eau souterraine.

- L'énergie solaire, dont les applications diverses et variées sont détaillées ci-après. Citons un dispositif réalisé par Turboden en Italie produisant une puissance de 2MW maximum pour des rendements allant de 16 à 18%. [43]

Les cycles organiques de Rankine solaire ont de nombreuses applications, au même titre qu'un cycle de Rankine solaire non-organique :

- La production d'électricité [46]–[49]
- L'irrigation [50]
- La réfrigération [51], [52]
- La désalination [53]–[55]
- La régénération de chaleur [56]–[59]

Ainsi les avantages des ORCs sont nombreux :

- ils peuvent s'adapter à de nombreuses sources d'énergies et fonctionner de manière performante à basse température
- Beaucoup de fluide organique (fluide sec) permettent de se priver d'une phase de surchauffe.
- Dans certain cas, ils peuvent nécessiter des technologies plus simples, (turbines bon marché, etc), ce point ne sera pas aborder ici.

Les ORCs apparaissent comme une solution très envisageable pour le fonctionnement de centrale de production d'électricité et/ou chaleur de petite échelle. C'est donc sur ce premier constat que débute l'étude suivante concernant l'utilisation d'ORCs pour le fonctionnement de notre dispositif.

6.2 Choix du fluides

Le choix du fluide est une partie très importante, elle doit être réfléchi car elle conditionnera ensuite les performances du système.

De nombreuses publications traitent en détails ce point en caractérisant plus d'une centaine de fluide organiques .[42], [60]–[63]

Le but étant de comparer notre cycle de référence utilisant de l'eau comme fluide et des ORCs, il nous faut alors choisir des fluides qui pourront être utilisé sensiblement selon les mêmes conditions que l'eau. Ainsi le ou les fluides choisis devront pouvoir fonctionner dans un cycle ayant:

- Les mêmes niveaux de pression et de température que le cycle de référence, au moins au niveau du condenseur
- Ne pas dépasser une température maximale de 220°C afin de pouvoir fonctionner avec notre concentrateur solaire
- Avoir une température basse de condensation de l'ordre de 90 à 100°C afin de permettre le couplage d'un module de cogénération destinée à la production d'Eau Chaude Sanitaire (ECS).

- Rester dans la courbe de saturation.

Afin de profiter au mieux des avantages des fluides organiques il a été choisis des fluides dits « sec » qui permettent de se priver d'une phase de surchauffe, la détente s'effectuant quoiqu'il arrive dans le domaine gazeux.

Les fluides sont donc comparés par rapport à l'eau selon divers critères :

- Les niveaux de température/pression
- La température T_2 à 1bars
- La pression p_1 à une température d'évaporation de 220°C
- Le Cp à T_2 , grandeur influant sur les performances de cogénération.
- Le type de fluide, humide, sec ou isentropique.

Les références énoncées ci-dessus [42], [60]–[63] permettent de choisir deux fluides dont les caractéristiques sont ensuite testées avec le logiciel EES, le benzène et le siloxane_1.

	Eau (cycle de référence)				Siloxane_1				Benzène			
P1 [bars]	6	8	10	12	6	8	10	12	6	8	10	12
P2 [bars]	1				1				1			
T6 [°C]	158,9	170,4	179,9	188	175	190,3	203,1	214	151.5	166.2	178.5	189
Tcond à 1bars [°C]	99,63				99,39				79.64			
Cp à Tcond [kJ/kg]	4,217				1,739				1.939			
P1 à 220°C [bars]	4,94 (en tenant compte des irrev)				10,49				19.58			
Type de fluide	humide				sec				sec			

Le siloxane1, aussi appelé hexamethyldisloxane (MM), fait partie de la famille des siloxanes (huiles de silicone) qui possèdent les caractéristiques suivantes :[42]

- Faible toxicité et inflammabilité
- Plus souvent disponible mélangé à d'autre fluide qu'en solution pure

Le benzène quant à lui est un hydrocarbure dit « aromatique » qui

- A de très bonnes propriétés thermodynamiques
- Est inflammable

6.3 Cycles étudiés

On peut alors définir deux cycles de Rankine Organique qui seront comparables et comparés à notre cycle de référence.

Afin de satisfaire les critères établis précédemment, la pression basse du cycle Benzène sera de $1.36bars$ pour une température de condensation de $90^{\circ}C$, de plus il aura une pression haute plus élevée $11.48bars$, ce qui est dû aux propriétés du fluide.

Le principal élément influent sur les performances du concentrateur solaire est la température du fluide. Afin de conserver une comparaison valable avec le cycle de référence il a été choisi d'établir le tracé des cycles organiques de manière à avoir une température moyenne de fluide dans l'ensemble de l'absorbeur $T_{f,moy}$ égale à celle du cycle de référence.

$$T_{f,moy,eau} = \frac{T_4 + T_5 + T_6 + T_1}{4} = 154.56^{\circ}C$$

Cependant les ORCs (avec des fluides « sec ») n'ont pas besoin de surchauffe, les points 6 et 1 sont alors confondus et égale à la température d'évaporation, de plus, la température T_4 est sensiblement égale à la température de condensation T_3 connue.

$$T_{f,moy,ORC} = \frac{T_{3,ORC} + 3.T_{evap,ORC}}{4} = T_{f,moy,eau}$$

Ainsi les cycles étudiés auront des températures d'évaporation telles que

$$T_{evap,Siloxane} = 180^{\circ}C$$

$$T_{evap,benzene} = 186.4^{\circ}C$$

Correspondant à des pressions haute

$$p_{1,Siloxane} = 6.6bars$$

$$p_{1,Toluene} = 11.48bars$$

Voici ces deux cycles présentés en réversible, l'influence des irréversibilités n'étant encore pas établie, ainsi que leurs caractéristiques point par point.

Le premier avantage flagrant de ces cycles est qu'ils ne nécessitent pas de phase de surchauffe réduisant ainsi en théorie la chaleur à apporter au fluide.

- Siloxane1

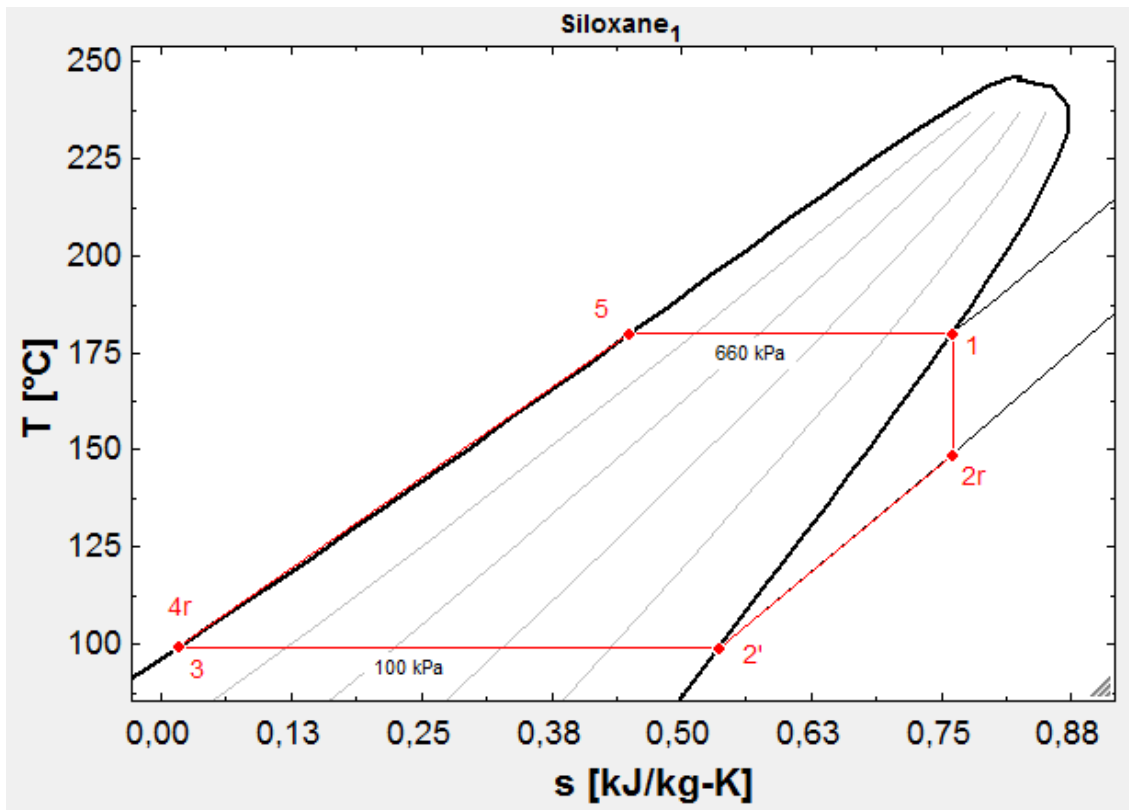


Figure 45 Diagramme de l'ORC siloxane étudié en T-s

	1	2r	2'	3	4r	5
p (bars)	6.6	1	1	1	6.6	6.6
T (°C)	180	149	99.39	99.39	99.63	180
s (kJ/kg.°C)	0.7605	0.7605	0.536	0.01652	0.01652	0.4507
h (kJ/kg)	469.1	431.5	342.5	150.6	149.6	328.7

- Benzène

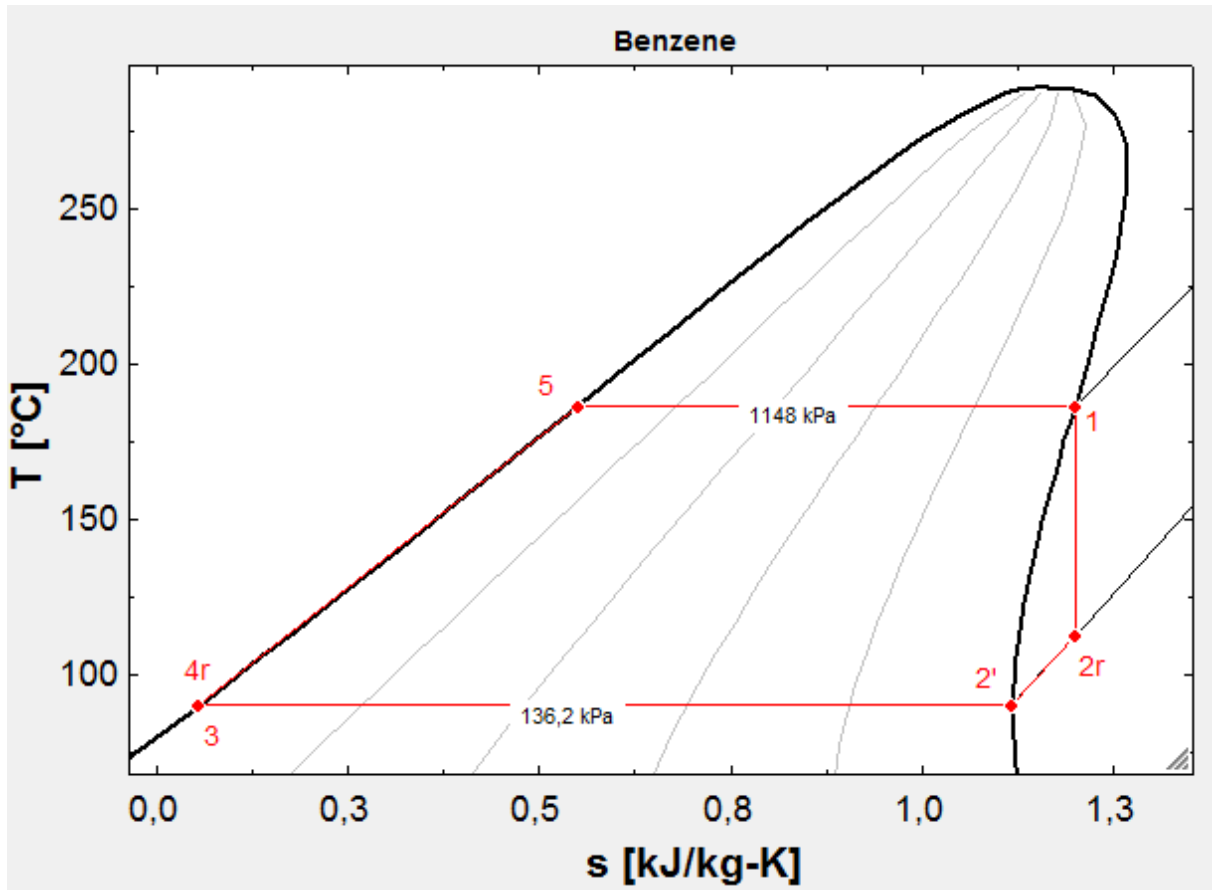


Figure 46 Diagramme de l'ORC benzène étudié en T-s

	1	2r	2'	3	4r	5
p (bars)	11.48	1.362	1.362	1.362	11.48	11.48
T (°C)	186.4	112.8	90	90	90.33	186.4
s (kJ/kg.°C)	1.201	1.201	1.119	0.05319	0.05319	0.5496
h (kJ/kg)	523.6	436.9	406.1	19.09	20.35	224.4

6.4 Calculs

6.4.1 Influence des irréversibilités

Grâce à la thermodynamique à vitesse finie on peut établir l'influence des irréversibilités sur chacun des cycles et ainsi la comparer à celle sur le cycle de référence.

Ainsi on reprend les calculs effectués dans la partie 4 pour les fluides Toluène et Siloxane_1.

Les trois cycles sont comparés au niveau du rendement de cycle η_{cycle} mais afin d'effectuer une comparaison exploitable il a été introduit un rendement adimensionné η^* par rapport au rendement de cycle réversible tel que

$$\eta_{fluide}^* = \frac{\eta_{fluide,cycle}^{rev}}{\eta_{fluide,cycle}^{irr}}$$

On a alors l'évolution de ce rendement adimensionné en fonction de la vitesse de piston w_p pour différentes formes d'irrégularités et pour les trois cycles considérés

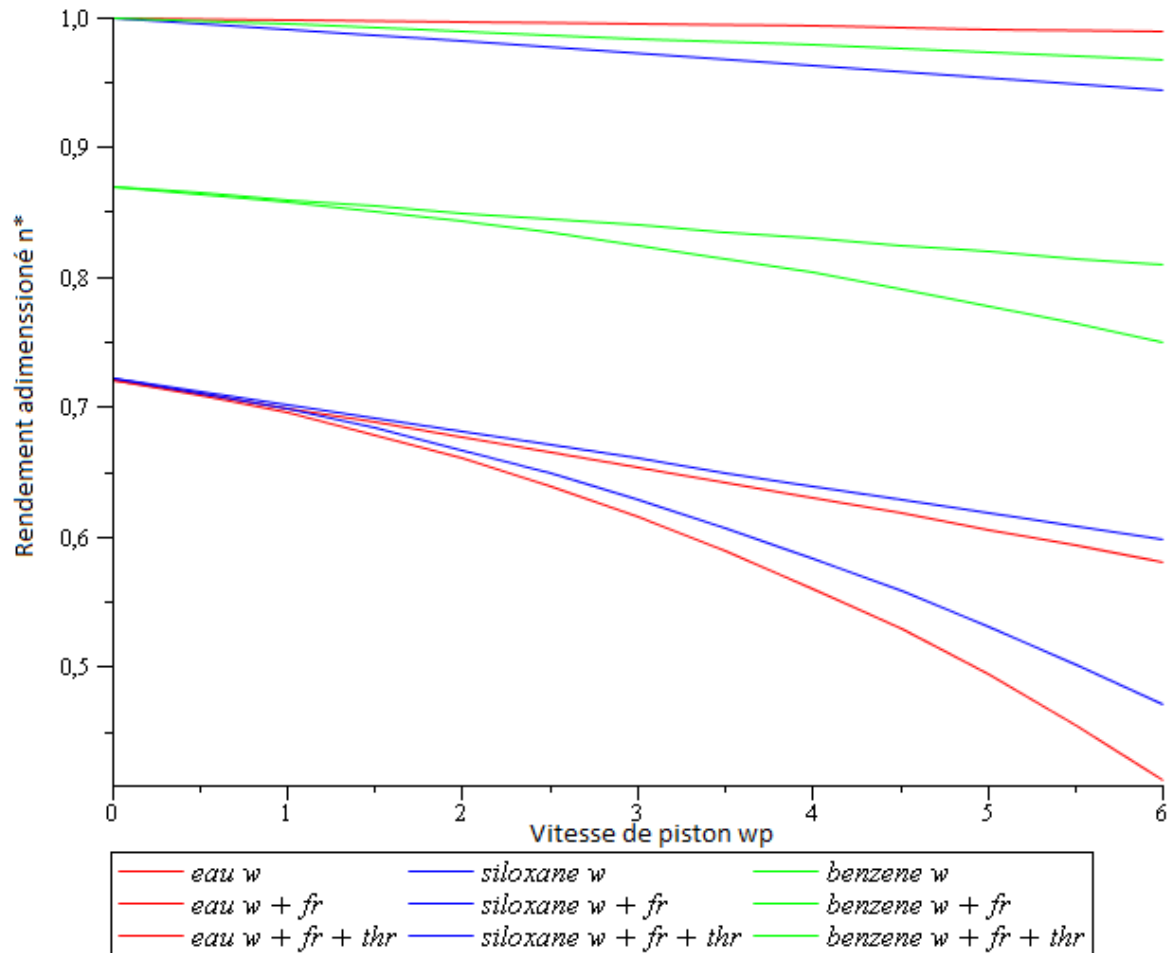


Figure 47 Graphique : Evolution du rendement adimensionné de cycle en fonction de la vitesse de piston (m/s) pour différentes formes d'irrégularités et pour différents cycles

Ces calculs induisent deux nouvelles corrélations établies à partir des tables de la thermodynamique :

- $h_{2irr,siloxane} = 1.8541.T_{2irr,siloxane} + 155.44$
- $h_{2irr,benzene} = 1.52224.T_{2irr,benzene} + 264.5$

Ainsi pour une vitesse piston fixée à $w_p = 3.5\text{m/s}$ et en tenant compte de toutes les irrégularités (vitesse du piston, friction et laminage) et avec les mêmes paramètres que précédemment (partie 4) les cycles ont les performances suivantes :

	Référence de calcul	Siloxane1	Benzène	Eau
p_1 (bars)	-	6.6	11.48	4,94
p_2 (bars)	-	1	1.362	1

T_1 (°C)	-	180	186.4	220
h_{2irr} (kJ/kg)	(4.4) (*)	446.85	452.2	2675.1
$W_{cycle,irr}$ (kJ/kg)	(4.4.4)	22.25	71.4	222.06
\dot{m} (kg/s)	(4.4.5)	0.15	0.047	0.015
$Q_{chauffage}$ (kW)	(5.2)	26.83	9.59	2.23
$Q_{evaporation}$ (kW)	(5.2)	21	14.06	31.53
$Q_{surchauffe}$ (kW)	(5.2)	0	0	2.23
Q_{total} (kW)	(5.2)	47.86	23.65	37.08
$Q_{condenseur}$ (kW)	(4.6)	44.43	20.35	33.86
$\eta_{cycle,irrev}$ (%)	(4.4.6)	7.33	13.93	8.96
$\eta_{cycle,rév}$ (%)	(4.4.6)	12.01	17.2	Cycle modifié
$\eta_{cogé}$ (%)	(4.6)	99.1	98	99.4
\dot{m}_{eau} (l/h)	(4.6)	727	333	720

(*) Le calcul de h_{2irr} a été effectué avec $R = 8314/78.1$ pour le benzene et $R = 8314/162.4$ pour le siloxane1.

6.4.2 Dimensionnement des miroirs

Le calcul de la surface de miroir s'effectue de la même manière que dans les parties précédentes. On a les données suivants nécessaire aux calculs des coefficients convectifs internes (en monophasique ou non) et externes.

- Siloxane

Point	ρ_{fluide}	μ_{fluide}	Pr	λ_{fluide}	T_f
	kg/m ³	kg/m.s		W/m.C	°C
4	684.3	0.0002121	5.2	0.0857	99.63
5	572.2	0.00008974	3.484	0.0617	180
1	37.54	0.00001078	0.946	0.02472	180

$$Cp_l = 2.329 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

$$o = 0.003396$$

- Benzène

Point	ρ_{fluide}	μ_{fluide}	Pr	λ_{fluide}	T_f
	kg/m ³	kg/m.s		W/m.C	°C
4	803.2	0.0002817	4.366	0.125	90.33
5	678.7	0.0001307	3.34	0.09172	186.4
1	28.87	0.00001211	0.9208	0.02484	186.4

$$p_l = 2.344 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

$$o = 0.009645$$

On a alors pour le siloxane

Phase	h_{ext1}	h_{ext2}	h_{int}	η_{conc}	Surface de miroir	Nombre de module	Proportion
-	W/m ² .C	W/m ² .C	W/m ² .C		m ²		%
Chauffage	59	34	2963	0.39	102	5.5	38.06
Evaporation	61	34	8670	0.19	166	8.5	61.94
TOTAL (ou moyenne)	60	34	5816	0.29	268	14	100,00

Et pour le benzène

Phase	h_{ext1}	h_{ext2}	h_{int}	η_{conc}	Surface de miroir	Nombre de module	Proportion
-	W/m ² .C	W/m ² .C	W/m ² .C		m ²		%
Chauffage	59	34	1173	0.39	37	2	33.04
Evaporation	62	34	28790	0.17	75	4	66.96
TOTAL (ou moyenne)	60.5	34	14981	0.28	112	6	100,00

6.5 Comparaison

Les données établies précédemment permettent de comparer les deux cycles organiques avec le cycle de référence fonctionnant avec de la vapeur.

On peut introduire la notion de rendement global du système qui traduit les performances du couple concentrateur/cycle.

$$\eta_{global} = \eta_{cycle,fluide} \cdot \eta_{concentrateur}$$

On a alors les résultats suivants

Grandeurs considérées	Symboles	Unité	Eau	Siloxane1	Benzène
Puissance à fournir au fluide sur l'ensemble de la phase de chauffage	Q_u	kW	37.08	47.86	23.65
Surface de miroir nécessaire	S_{mir}	m ²	174	268	112
Débit de production d'ECS	\dot{m}_{eau}	l/h	720	727	333
Rendement du concentrateur solaire (pour une vitesse de vent de 4m/s)	η_{conc}	%	31	29	28
Rendement du cycle irréversible ($w_p=3,5m/s$, toutes formes d'irréversibilités prises en compte)	$\eta_{cycle,irr}$	%	8.96	7.33	13.93
Rendement de cogénération	$\eta_{cogé}$	%	99.4	99.1	98
Rendement global du système cycle/concentrateur	η_{global}	%	2.8	2.13	3.9

Avant d'émettre n'importe quel jugement sur ces données, il est nécessaire de les relativiser et de les comparer aux données que l'on peut trouver dans la littérature sur des dispositifs déjà existants et opérationnels.

Par exemple la société Turboden produit des modules de cogénération (qui peuvent exploiter de nombreuses sources de chaleur (biomasse, solaire, etc.) fonctionnant à partir d'un cycle de Rankine Organique de Rankine avec comme fluide, un siloxane. Ces dispositifs fonctionnent à des niveaux de température plus hauts ($T_{moy,haute} \cong 270^{\circ}C$ mais une température basse moyenne de $130^{\circ}C$) que les cycles étudiés mais la comparaison reste valable. On peut citer les données suivantes [64], [65]:

- $\eta_{cycle,r\acute{e}el} = 19.6\%$
- $\eta_{cog\acute{e}} = 98\%$

Bien évidemment ce dispositif très optimisé fonctionnant à des niveaux de température plus hauts admet un rendement de cycle relativement élevé, mais permet de valider quelque peu les résultats établis ici. L'utilisation du siloxane est plus adapté dans ce dispositif, les températures de fonctionnement étant un peu plus haute.

Si l'on devait émettre un classement entre les différents cycles étudiés, ce serait le benzène qui l'emporterait. Ceci s'explique par plusieurs raisons :

- Aux niveaux de température considérés le benzène permet de monter plus haut en pression, la phase de détente est donc plus efficace, le rendement du cycle n'en est donc que meilleur.
- Le benzène de part ses caractéristiques thermo-chimiques nécessite un apport de chaleur moindre, ce qui influe d'une part sur le rendement du cycle mais aussi sur la surface de miroir nécessaire (moins d'énergie à apportée induit un concentrateur moins important).

Pendant le cycle fonctionnant au benzène ne permet pas de couvrir un besoins en eau chaude sanitaire aussi important que les cycles fonctionnant à l'eau ou au siloxane. Les valeurs inscrites dans le tableau en l/h sont des valeurs de production idéale qui peuvent être produite dans des conditions d'ensoleillement idéales. Ainsi on peut exprimer cette valeur en $l/jour$ pour plus de clarté en considérant $5h$ d'ensoleillement de ce type par jour.

Ce qui donnerait environ $3500l/jour$ pour l'eau et le siloxane et $1500l/jour$ pour le benzène. Sachant que les besoins en eau chaude pour un adulte sont évalués à $60l/jour$ [66], cette production d'eau serait largement nécessaire pour assurer les besoins d'une maison individuelle habitée par une famille et permettrait l'ajout de collecteurs d'eau chaude de grande dimension pour un plus grand confort d'utilisation.

Les surfaces de miroir nécessaires aux systèmes peuvent paraître importantes, avec une moyenne de près de $200m^2$ sur les trois systèmes, ceci est du à la simplicité technologique des concentrateurs solaires, les nouvelles technologies actuelles et les recherches actuellement faite faites sur le sujet permettrait d'améliorer significativement les performances du dispositif concentrateur/absorbeur solaire.

Ainsi, l'ensemble des évolutions et améliorations possibles sur le dispositif en lui-même ainsi que sur la méthode d'étude utilisée seront abordées dans la partie suivante.

7 Evolutions et améliorations possibles

Comme dit précédemment le sujet abordé dans ce rapport et la production d'électricité à base d'énergie solaire fait l'objet de très nombreuses recherches, ce domaine est en évolution perpétuelle, les améliorations que l'on pourrait apporter au dispositif étudié peuvent donc être nombreuses.

Par exemple, le système concentrateur/absorbeur étudié est une technologie relativement ancienne qui a l'avantage d'être bon marché mais souffre de quelques inconvénients. Le principal point négatif du système est la technologie de l'absorbeur, induisant des pertes (notamment convectives) très importantes.

Une des solutions les plus efficaces pour palier à ce problème est l'utilisation de tube à vide, cependant il est impossible de réaliser des serpentins de tube à vide. Un tube à vide est constitué d'un tube classique où circule le fluide de l'absorbeur situé dans un nombre tube cette fois en verre (ou matériau transparent), entre ces deux tubes est fait dans le meilleur des cas le vide, où alors circule une lame d'air à faible pression ou un autre gaz à l'instar des systèmes double vitrage dans l'habitation.

Ces systèmes permettent de réduire considérablement les pertes au niveau de l'absorbeur, d'augmenter le rendement et d'élever un fluide à une température d'autant plus élevé. A l'heure actuelle c'est ce système qui est le plus utilisé et le plus étudié pour la conception des absorbeurs nouvelles générations. [67], [68],[31]

D'autres améliorations sont possibles au niveau du système de concentration solaire, par exemple en améliorant la géométrie du miroir et les matériaux utilisés pour sa fabrication. [69],[70]

Une autre évolution possible est l'ajout d'un système de stockage de chaleur, en effet en absence de soleil le système ne peut fonctionner, ainsi en utilisant deux circuits indépendants pour le concentrateur et pour le cycle on peut très bien ajouter un système de stockage de chaleur qui stockera de l'énergie et la restituera au cycle en cas d'absence de soleil.

Ces systèmes profitent de la capacité calorifique, ou chaleur latente de certains matériaux, ou plus accessoirement de réactions thermochimiques. On peut citer comme procédés entre autres [71]–[73] :

- Du stockage à partir de ballon d'eau
- A partir d'huile de silicone
- A partir de sels fondus.

Pour des installations à plus grande échelle on peut citer l'utilisation d'ORCs sub-critiques, le cycle s'effectuant en dehors de la courbe de saturation au dessus du point critique supprimant ainsi les désagréments dus aux changements d'états [73]

8 Conclusion

Ce travail a donc permis d'étudier en détails le fonctionnement d'un cycle de Rankine puisant la chaleur nécessaire à son fonctionnement à partir de l'énergie solaire par le biais d'un système concentrateur du rayonnement solaire.

Ce travail peut être divisé en trois parties étroitement liées.

Tout d'abord, la démonstration de l'influence des irréversibilités par la Thermodynamique à Vitesse Finie, il a ainsi été démontré que les irréversibilités externes et internes existante au sein du système sont absolument non-négligeables et doivent absolument être prises en compte avec un grand sérieux durant la conception d'un tel projet.

Ensuite, le dimensionnement du système concentrateur. Il a été établi un modèle de calcul permettant de dimensionner avec une précision toute relative un miroir cylindro-parabolique. Bien sûr ce dimensionnement dépend de nombreux de facteurs, et spécialement des conditions extérieures qui peuvent énormément varier. Ce dimensionnement est donc un très bon ordre d'idée mais doit être couplé avec une étude de l'emplacement où pourrait être installé un dispositif de ce type afin d'évaluer au mieux l'évolution de ces conditions (ensoleillement, température extérieure, vitesse de vent, etc.). Ce travail dépend bien évidemment de la première étude sur les irréversibilités, les performances du cycle déterminant les besoins en énergie solaire et donc la taille du dispositif concentrateur.

Finalement, il a été comparé au cycle étudié de base fonctionnant à l'eau/vapeur deux cycles de Rankine dits organiques fonctionnant avec des fluides organiques. Cette comparaison démontre que l'eau n'est pas l'unique possibilité, d'autres alternatives sont possibles, un choix de fluide judicieux peut être extrêmement bénéfique pour les performances du système. Ce choix doit cependant être adapté aux conditions étudiées, il est impossible d'établir une règle générale à ce niveau.

Le travail effectué ici peut bien sûr être développé, de nombreux aspects n'ont pas pu être développés principalement par manque de temps. On peut citer la détermination des pertes de pression au sein des échangeurs, l'aspect pratique/technique des éléments constitutifs du système (pompes, dispositif de détente), une méthode de d'évaluation des coefficients d'échange plus précise (méthode à 2 dimensions voire 3, simulation numérique, etc.).

D'une manière plus générale ce travail s'inscrit dans un domaine en pleine évolution et très porteur qui pourrait une partie de la solution à la situation énergétique mondiale actuelle. D. Mills suggère dans une de ses publications que d'ici 2050 la production d'électricité directe par énergie solaire pourrait devenir un domaine de premier plan sur le marché de l'énergie [74].

D'un point de vue personnel ce travail m'a été très enrichissant, aussi bien culturellement que techniquement, et m'a permis de finaliser mes études de très bonne manière, de découvrir de nouvelles méthodes de travail et de faire évoluer mes compétences, spécialement en langues étrangères.

9 Bibliographie

- [1] S. Meritet, "La situation énergétique mondiale," *Pour Sci.*, no. 69, pp. 92–98, Décembre 2010.
- [2] A. Bejan, *Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow*, Wiley. New York, 1982.
- [3] A. Bejan, *Advanced engineering Thermodynamics*, Wiley. New York, 1988.
- [4] S. Petrescu and &Co, *Advanced Engineering Thermodynamics Conversion*, vol. 1, 2 v ols. Bucknell University, 2006.
- [5] I. I. Novikov, "The efficiency of atomic power station (a review)," *J Nucl. Energy 2*, vol. 7, pp. 125 – 128, 1958.
- [6] Curzon F.L and Ahlborn B., "Efficiency of a carnot engine at maximum power output," *J Phys*, vol. 43, pp. 22–24, 1975.
- [7] Andersen B., *Finite-time thermodynamics*, Physics laboratory II. University of Copenhagen, 1983.
- [8] Feidt M., *Thermodynamique et optimisation énergétique*, Technique et documentation Lavoisier. Paris, 1987.
- [9] Lampinnen M. and Vuorosalo J., "Heat Accumulation functions and optimization of heat engines," *J Appl Phys*, no. 69, Jan. 1991.
- [10] Paul M., "Über die abh angigkeit der entropievermehrung quasiadiabitischer arbeitprozesse von der temperatur und dehnungsgeshwindigkeit," *Ann Phys*, 1937.
- [11] Petrescu S., "The determination of the expression of the work in a process with finite speed using the phenomenological thermodynamics of irreversible processes," *Stud. Si Cercet. Energ. Si Electroteh.*, vol. 19, no. 2, 1969.
- [12] Petrescu S. and Stoicescu L., "The first law of thermodynamics for technical processes with finite constant speed closed systems," *Polytech. Inst. Buchar. Bull.*, vol. XXVI, 1964.
- [13] Petrescu S., "Contributions of the study of interactions and proves of non-equilibrium in thermal machines," *Ph Thesis*, 1969.
- [14] Petrescu S., "Kinetical considerations regarding the pressure on a piston with finite speed," *Stud. Si Cercet. Energ. Si Electroteh.*, vol. 1, no. 1, 1971.
- [15] Petrescu S., "Experimental study of the gas-piston interaction with finite speed in the case of an open system," *Stud. Si Cercet. Mec. Apl.*, vol. 31, no. 5, 1974.
- [16] Petrescu S., Stanescu G., Iordache R., and Dobrovicescu A., "The first law of thermodynamics for closed systems considering the irreversibilities generated by the friction piston - cylinder, the throttling of the working medium and the finite speed of the mechanical interaction," *ECOS 92 Zaragoza Spain*, 1992.
- [17] Petrescu S., "Study for the gas-gas interaction with finite speed for flow processes," *Stud. Si Cercet. Energ. Si Electroteh.*, vol. 221, no. 1, 1971.
- [18] Petrescu S. and Petrescu V., *Methods and models in engineering thermodynamics*, Editura Tehnica. Bucharest, Romania, 1988.
- [19] Stoicescu L. and Petrescu S., "Thermodynamic state transformations developing with constant finite speed," *Polytech. Inst. Buchar. Bull.*, vol. XXVI, no. 6, 1964.
- [20] Stoicescu L. and Petrescu S., "Thermodynamics state changes displayed with variable finite speed," *Polytech. Inst. Buchar. Bull.*, vol. XXVII, no. 1, 1965.
- [21] Stoicescu L. and Petrescu S., "Cycles with finite speed," *Polytech. Inst. Buchar. Bull.*, vol. XXVII, no. 2, 1965.
- [22] Petrescu S. and Costea M., *Development of thermodynamics with finite speed and direct method*, Editura AGIR. Academica de stiinte tehnica din Romania, 2007.

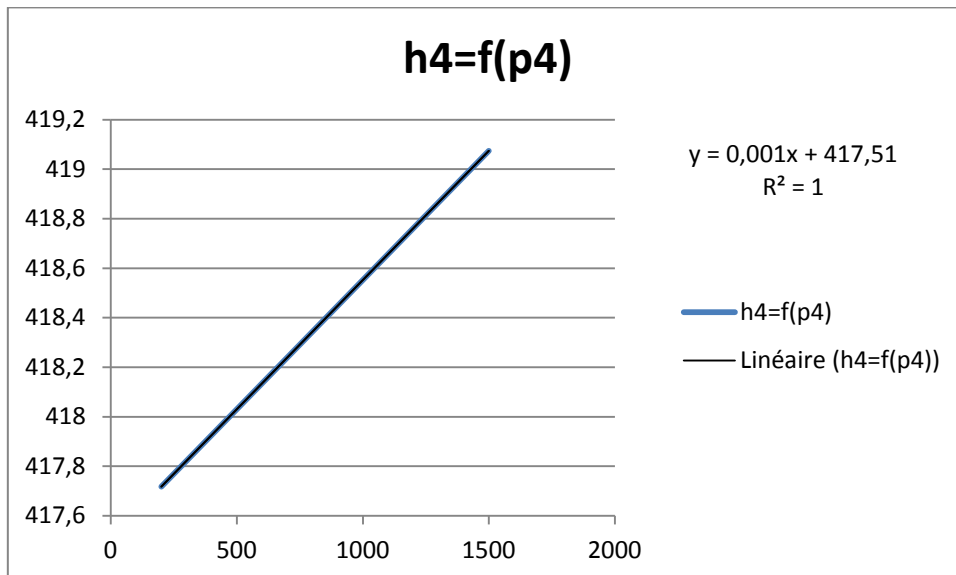
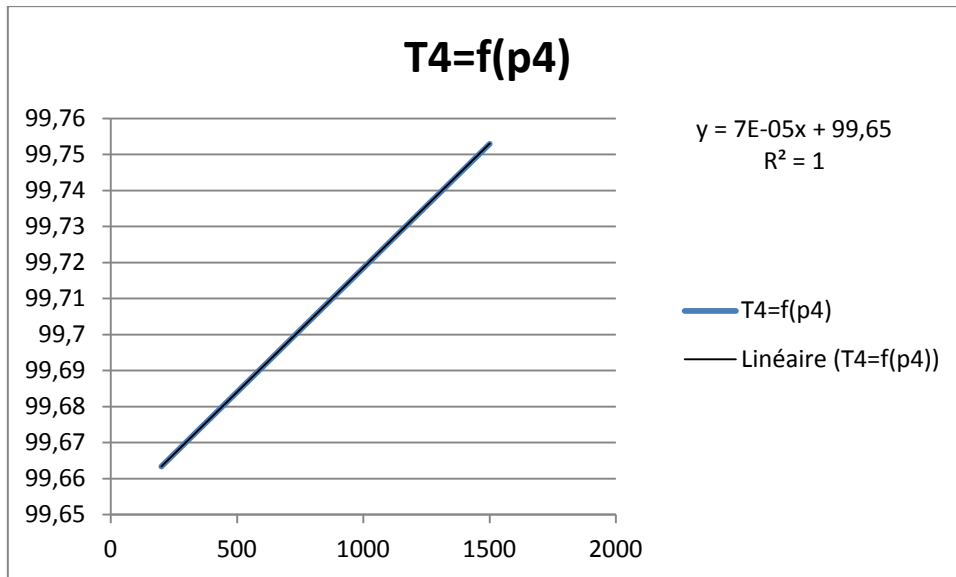
- [23] Fernandez-Garcia A., Zarza E., Valzuela L., and Perez M., "Parabolic-through solar collectors and their applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, no. 14, 2010.
- [24] Gree RC. and Hale MJ., "Solargenix energy advanced parabolic through development," *2005 DOE Sol Energy Tech Conf.*, 2005.
- [25] Jones J., "Concentrating solar power, CSP lifts off," *Renew Energy World*, vol. 10, 2007.
- [26] Wagner CJ., Coleman RL., and Berry RE., "Modular solar food dryers for farm use," *Energy Agric*, no. 3, 1984.
- [27] "Abengoa solar," 2009. [Online]. Available: www.abengoasolar.com.
- [28] Hanafi A., "Design and performance of solar MSF desalination systems," *Desalination*, no. 82, pp. 275 – 211, 1991.
- [29] Moran MJ., *Energy*, no. 23, p. 517, 1998.
- [30] Petrescu S., Dobre C., Stanciu C., Costea M., and tirca-Dragomirescu G., "The direct method from thermodynamics with finite speed used for performance computation of quasi-Carnot irreversible cycles. evaluation of coefficient of performance and power for refrigeration machines with mechanical compression of vapor," *Rev Chim Buchar.*, vol. 63, no. 1, 2012.
- [31] Forristall R., *Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implementation engineering equation solver*, National renewable energy laboratory. 2003.
- [32] Price H., Lupfert E., Kearey D., Zarza E., Cohen G., and Gee R., "advances in parabolic through solar power technologies," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 124, pp. 109–125.
- [33] Dudley V., Kolb G., and Mahoney A., *Test results SEGS LS-2 solar collector*, SANDIA national laboratories. Albuquerque, 1994.
- [34] Duffie J. and Beckman W., *Solar engineering of thermal processes, second edition*, Wiley. NY, 1991.
- [35] Incropera F. and DeWitt D., *Fundamentals of heat and mass transfer (6th ed)*, Wiley. 2007.
- [36] Gnielinski V., "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," *Int Chem Eng*, 1974.
- [37] Petukhov B., *Advances in heat transfer*, TF Irvine and JP Hartnet eds, Academic press., vol. 6. NY, 1970.
- [38] Nellis G. and Klein S., *Heat transfer*, Cambridge university press. 2009.
- [39] Shah M., "Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study," *ASHRAE Trans*, vol. 88, pp. 185–186, 1982.
- [40] Churchill S. and Bernstein M., "A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder," *J Heat Transf.*, vol. 99, pp. 300–306, 1977.
- [41] Tchanche BF., Lambrinos G., Frangoudakis A., and Papadakis G., "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, no. 15, 2011.
- [42] Bao J. and Zhao L., "A review of working fluid and expander selections for Organic Rankine Cycle," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, no. 24, pp. 325–342, 2012.
- [43] Schuster A., Karellas S., Kakaras E., and Spliethoff H., "energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, 2009.
- [44] Gaderen M., "Combined heat and power production with the use of an organic working fluid in combination with biomass combustion," *Carmen Int. Tag. Betreib. Von Biomasse-Heisuerhen Hersching*, 2007.
- [45] Obemberger I., "Decentralized biomass combustion state of the art and future development," *Biomass Bioenergy*, vol. 14, pp. 33–56, 1998.
- [46] Nguyen V., Doherty S., and Riffat S., "Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system," *Applied Therm. Eng.*, no. 21, pp. 169–181, 2001.
- [47] Saitih T., Yamada N., and Wakashima S., "Solar Rankine cycle system using scroll expander," *J. Energy Eng.*, vol. 2, pp. 708–718, 2007.
- [48] Kane M., Larrain D., Favrat D., and Allani Y., "Small hybrid solar power system," *Energy*, vol. 28, pp. 1427–1443, 2003.
- [49] Yagoub W., Doherty P., and Riffat S., "Solar Energy-gas driven micro-CHP system for an office," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, pp. 1604–1610, 2006.
- [50] Fenton D., Abernathy G., Krivokapich G., and Otts J., "Operation and evaluation of the Willard solar thermal power irrigation system," *Sol. Energy*, vol. 32, pp. 735–751, 1984.

- [51] Prigmore D. and Barber R., "Cooling with the sun's heat: design considerations and test data for a Rankin cycle prototype," *Sol. Energy*, vol. 17, pp. 185–192, 1975.
- [52] Kaushik S., Dubey A., and Singh M., "Steam Rankine cycle cooling system: analysis and possible refinements," *Energy Convers. Manag.*, vol. 35, pp. 871–886, 1994.
- [53] Moanolakos D., Papadakis G., Essam Sh. Mohamed, Kyritsis S., and Bouzianas K., "Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination," *Desalination*, vol. 183, pp. 366–374, 2005.
- [54] Moanolakos D., Papadakis G., Kyritsis S., and Bouzianas K., "Experimental evaluation of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination," *Desalination*, vol. 203, pp. 366–374, 2006.
- [55] Brune J., Lopez Villada J., Ietellier E., Romera S., and Corona A., "Modeling and optimization of solar organic Rankine cycle engines for reverse osmosis desalination," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, pp. 2212–2226, 2008.
- [56] Donghong W., Xuesheng L., Zhen L., and Jianming G., "Performance analysis and optimization of ORC for waste heat recovery," *Energy Convers. Manag.*, vol. 4, pp. 1113–1119, 2007.
- [57] Nowak W., Borsukiewicz-Gozbur A., and Stachel A., "Using the low temperature Clausius-Rankine cycle to cool technical equipment," *Appl. Energy*, vol. 85, pp. 582–588, 2008.
- [58] Hung T., "Waste heat recovery of Organic Rankine Cycle (ORC) using dry fluids," *Energy Convers. Manag.*, vol. 42, pp. 539–553, 2001.
- [59] Liu B., Chien K., and Wang C., "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery," *Energy*, vol. 29, pp. 1207–1217, 2004.
- [60] Saleh B., Koglbauer G., Wendland M., and Fisher J., "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles," *Energy*, vol. 32, 2007.
- [61] Rayegab R. and Tao Y., "A procedure to select fluids for solar organic Rankine cycles (ORCs)," *Renew. Energy*, vol. 36, 2011.
- [62] Tchanche BF., Papadakis G., Lambrinos G., and Frangoudakis A., "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle," *Appl. Therm. Eng.*, 2009.
- [63] Abbas R., Schdsemann A., Ihmels C., Enders S., and Gmehling J., "Measurement of thermophysical pure component properties for a few siloxanes used as working fluids for ORC," *IEC Res.*, 2011.
- [64] Stoppato A., "Energetic and economic investigation of the operation management of an ORC cogeneration plant," *Energy*, no. 41, 2012.
- [65] "TURBODEN, Technical data sheet-standard cogenerations units with split," 2009. [Online]. Available: http://www.turboden.eu/en/public/downloads/Turboden_datasheet_CHP_08A05269_e.pdf.
- [66] ADEME, "U.R.E Batiment : Guide d'audit énergétique," 1999.
- [67] Quoilin S., Orosz V., Hemond H., and Lemort V., "Performance and design optimisation of a low-cost solar Organic Rankine cycle for remote power generation," *Sol. Energy*, vol. 85, 2011.
- [68] Oteris A Kalogirou, "A detailed thermal model of parabolic through collector receiver," *Energy*, vol. 48, 2012.
- [69] Binotti M., Zhu G., Gray A., Manzoni G., and Silva P., "Geometric analysis of three dimensional effects of parabolic through collectors," *Sol. Energy*, vol. 88, 2013.
- [70] PPG industries Inc, glass technology center - glass R&D, "Next generation low-cost reflector," 2013.
- [71] Baker J., "New technology and possible advances in energy storage," *Energy Policy*, vol. 36, 2008.
- [72] Demirbas F., "Thermal energy storage and phase change materials: an overview," *Energy Sources Part B Econ. Plan. Policy*, 2006.
- [73] Abengoa Solar Inc, "Advanced thermal storage for central receivers with supercritical coolant," 2010.
- [74] Mills D., "Advances in solar thermal electricity technology," *Sol. Energy*, vol. 76, 2004.

10 Annexes

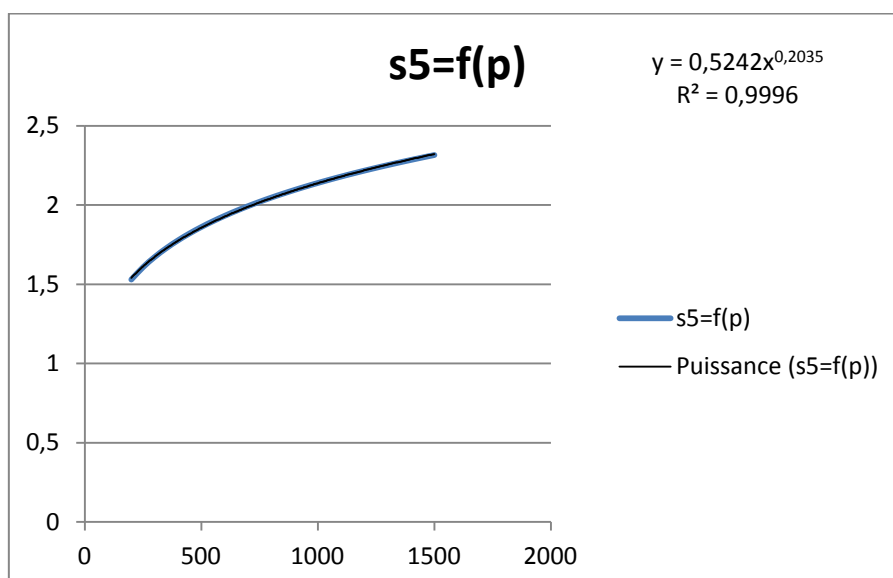
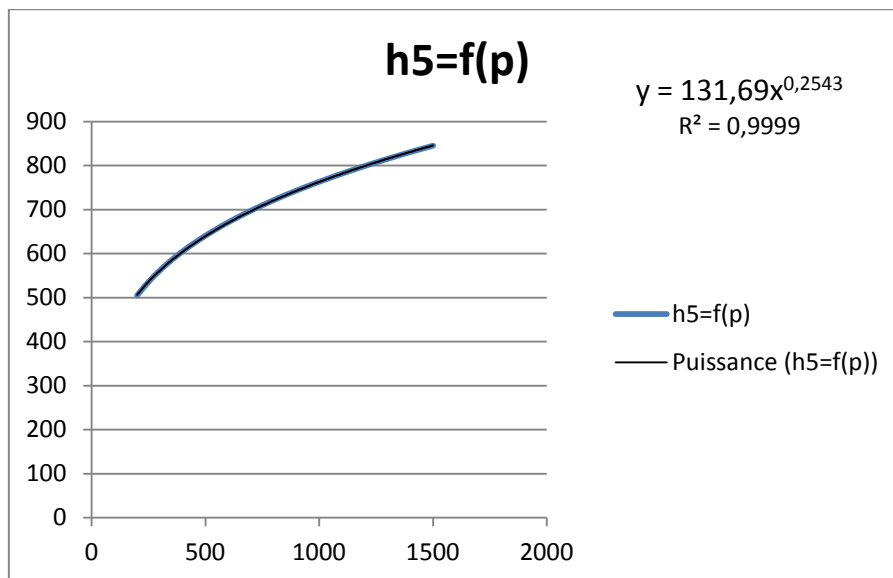
10.1 Corrélations

p4	s4	T4	h4	h4 corr	erreur
kpa	kJ/kg.K	°C	kJ/kg		%
200	1,303	99,66337	417,71828	417,71	0,001982197
250	1,303	99,66682	417,77044	417,76	0,00249898
300	1,303	99,67027	417,8226	417,81	0,003015634
350	1,303	99,67373	417,87477	417,86	0,003534552
400	1,303	99,67717	417,92689	417,91	0,004041377
450	1,303	99,68062	417,97904	417,96	0,004555252
500	1,303	99,68407	418,03119	418,01	0,005069
550	1,303	99,68752	418,08334	418,06	0,005582619
600	1,303	99,69096	418,13549	418,11	0,00609611
650	1,303	99,69441	418,18763	418,16	0,006607082
700	1,303	99,69786	418,23977	418,21	0,007117927
750	1,303	99,70131	418,29192	418,26	0,007631034
800	1,303	99,70475	418,34406	418,31	0,008141624
850	1,303	99,7082	418,3962	418,36	0,008652086
900	1,303	99,71165	418,44834	418,41	0,009162421
950	1,303	99,71509	418,50048	418,46	0,009672629
1000	1,303	99,71854	418,55261	418,51	0,010180321
1050	1,303	99,72198	418,60475	418,56	0,010690275
1100	1,303	99,72543	418,65689	418,61	0,011200102
1150	1,303	99,72887	418,70902	418,66	0,011707414
1200	1,303	99,73232	418,76115	418,71	0,0122146
1250	1,303	99,73576	418,81328	418,76	0,01272166
1300	1,303	99,73921	418,86541	418,81	0,013228593
1350	1,303	99,74265	418,91754	418,86	0,0137354
1400	1,303	99,74609	418,96967	418,91	0,014242081
1450	1,303	99,74954	419,02179	418,96	0,01474625
1500	1,303	99,75298	419,07392	419,01	0,015252679

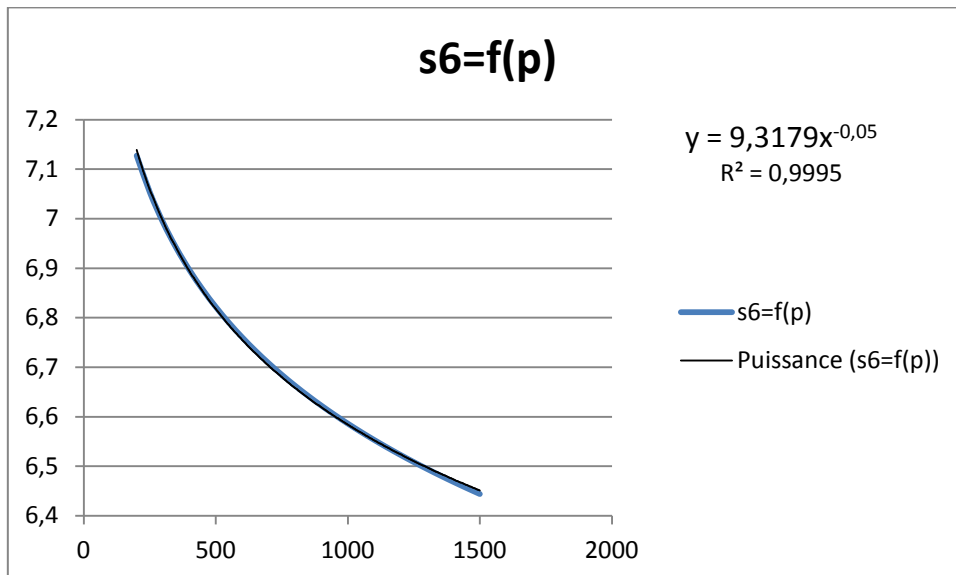
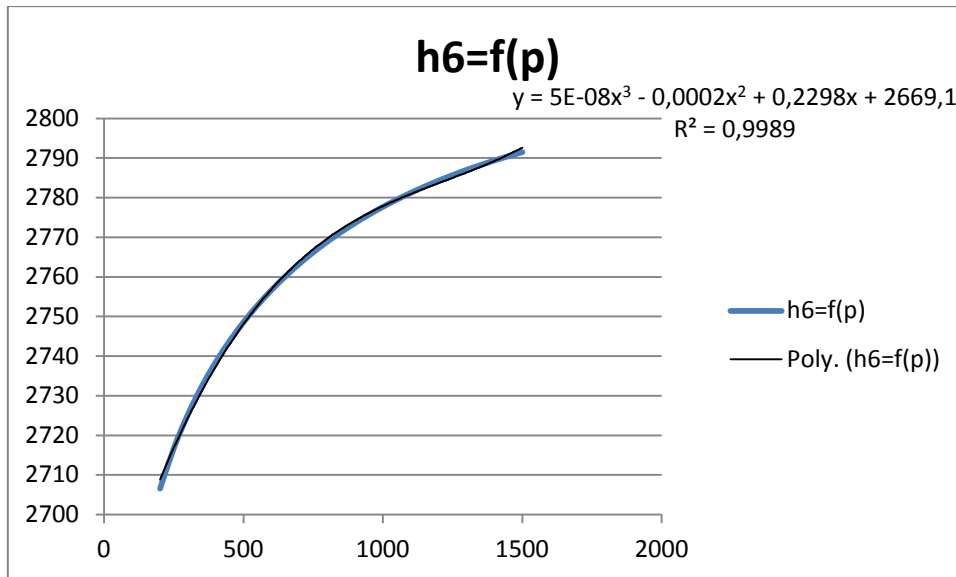


p4	T5	h5	s5	s5 corr	erreur
kpa	°C	kJ/kg	kJ/kg.K		%
200	120,241	504,80168	1,53036	1,55725122	1,75718284
250	127,443	535,48809	1,60752	1,63032312	1,41852814
300	133,555	561,61074	1,67211	1,69256531	1,22332297
350	138,891	584,48114	1,72784	1,74704061	1,11124917
400	143,643	604,90504	1,777	1,79564444	1,04920871
450	147,938	623,41519	1,82105	1,83963722	1,02068707
500	151,866	640,38336	1,86103	1,87990262	1,01409527
550	155,492	656,07993	1,89768	1,9170858	1,02260631
600	158,863	670,70809	1,93154	1,9516732	1,04233928
650	162,017	684,42463	1,96305	1,98404131	1,06932144
700	164,983	697,35329	1,99253	2,0144879	1,10201117
750	167,786	709,59348	2,02026	2,04325282	1,13811175
800	170,444	721,2264	2,04643	2,0705323	1,17777279

850	172,974	732,31927	2,07124	2,09648909	1,21903236
900	175,388	742,92841	2,09483	2,12125975	1,26166581
950	177,699	753,10149	2,11733	2,1449601	1,30494999
1000	179,916	762,87927	2,13884	2,16768921	1,34882524
1050	182,048	772,29688	2,15946	2,18953261	1,39259856
1100	184,1	781,38481	2,17925	2,21056461	1,43694448
1150	186,081	790,16972	2,1983	2,23085027	1,48070202
1200	187,996	798,67507	2,21666	2,25044686	1,52422391
1250	189,848	806,9216	2,23438	2,26940509	1,56755289
1300	191,644	814,92776	2,25152	2,28777008	1,61002692
1350	193,386	822,71004	2,26811	2,30558218	1,65213222
1400	195,079	830,28322	2,28419	2,32287761	1,69371245
1450	196,724	837,66063	2,29979	2,33968904	1,73489937
1500	198,327	844,85432	2,31495	2,35604603	1,77524467

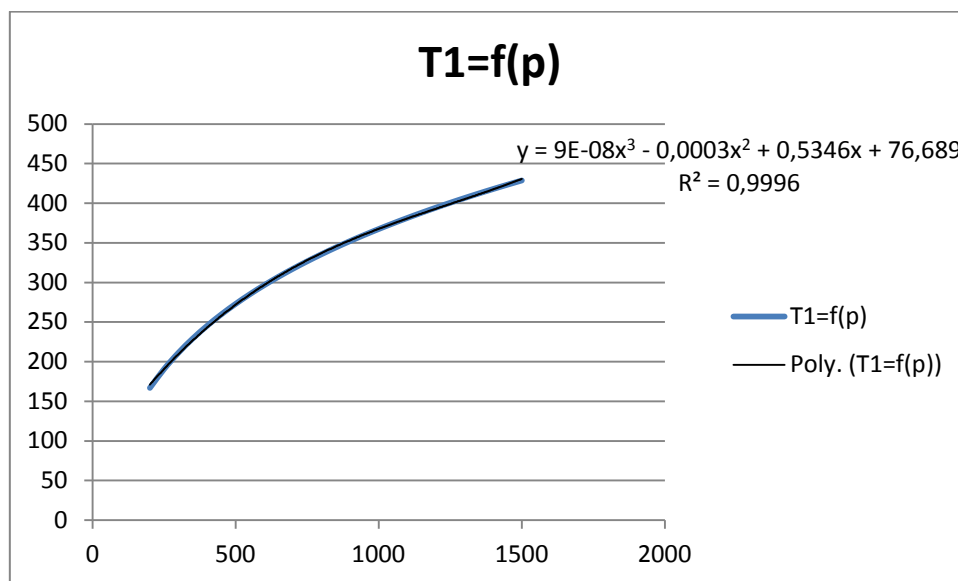


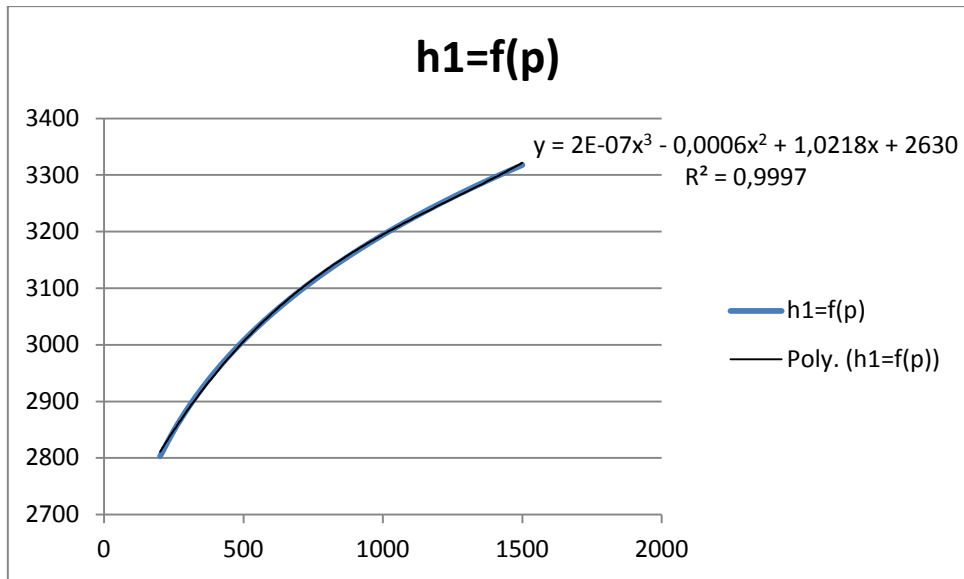
p4	T6	h6	s6	s6 corr	erreur
kpa	°C	kJ/kg	kJ/kg.K		%
200	120,241	2706,54438	7,12719	7,14934978	0,31091893
250	127,443	2716,8473	7,05285	7,07002655	0,24354059
300	133,555	2725,27864	6,9921	7,00586852	0,19691536
350	138,891	2732,38833	6,9407	6,95207811	0,16393319
400	143,643	2738,51206	6,89611	6,90581668	0,14075592
450	147,938	2743,87044	6,85671	6,8652668	0,12479455
500	151,866	2748,61656	6,82139	6,82919549	0,11442673
550	155,492	2752,86116	6,78937	6,79672832	0,10838006
600	158,863	2756,68706	6,76006	6,76722292	0,10595939
650	162,017	2760,15786	6,73303	6,7401937	0,10639637
700	164,983	2763,32352	6,70793	6,71526481	0,10934534
750	167,786	2766,224	6,6845	6,69213945	0,11428602
800	170,444	2768,8918	6,66251	6,67057922	0,12111374
850	172,974	2771,35372	6,6418	6,65038976	0,12932884
900	175,388	2773,63213	6,62221	6,63141061	0,13893564
950	177,699	2775,74587	6,60363	6,61350772	0,1495802
1000	179,916	2777,71101	6,58594	6,59656802	0,16137445
1050	182,048	2779,54132	6,56907	6,58049526	0,173925
1100	184,1	2781,24875	6,55292	6,56520681	0,18750123
1150	186,081	2782,84368	6,53745	6,55063126	0,20162691
1200	187,996	2784,33522	6,52259	6,53670646	0,21642419
1250	189,848	2785,73139	6,50828	6,523378	0,23198141
1300	191,644	2787,03932	6,4945	6,51059796	0,24787063
1350	193,386	2788,26533	6,48119	6,49832394	0,26436406
1400	195,079	2789,41511	6,46832	6,48651824	0,28134411
1450	196,724	2790,49372	6,45587	6,47514719	0,29859944
1500	198,327	2791,50577	6,44379	6,46418061	0,31643819



p4	s1	T1	h1	rho 1	h1 corr	erreur
kpa	kJ/kg.K	°C	kJ/kg	kg/m3		%
200	7,359	166,83352	2802,99397	0,9994	2811,96	0,31987332
250	7,359	190,8047	2848,85872	1,185	2851,075	0,07779536
300	7,359	211,26929	2888,17725	1,362	2887,94	- 0,00821452
350	7,359	229,20009	2922,76543	1,532	2922,705	- 0,00206756
400	7,359	245,20518	2953,75529	1,697	2955,52	0,05974462
450	7,359	259,69198	2981,90426	1,857	2986,535	0,15529472
500	7,359	272,94774	3007,74622	2,014	3015,9	0,27109269
550	7,359	285,18314	3031,67278	2,167	3043,765	0,39886297
600	7,359	296,55762	3053,98044	2,317	3070,28	0,53371527
650	7,359	307,19494	3074,89955	2,464	3095,595	0,67304475
700	7,359	317,19324	3094,61291	2,609	3119,86	0,81584

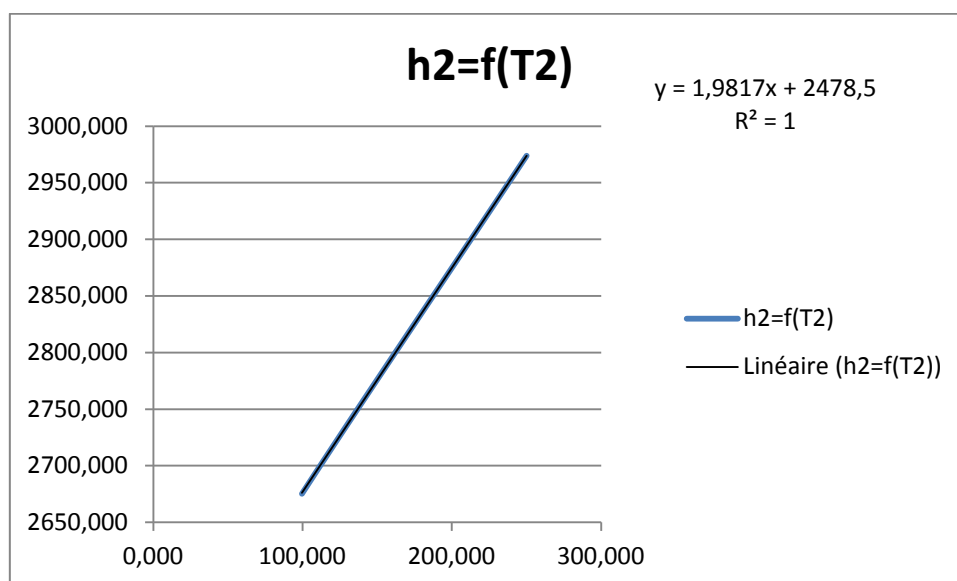
750	7,359	326,63177	3113,26828	2,752	3143,225	0,96222739
800	7,359	335,57541	3130,98676	2,893	3165,84	1,11317111
850	7,359	344,07812	3147,86916	3,031	3187,855	1,27025102
900	7,359	352,18523	3164,00026	3,168	3209,42	1,43551632
950	7,359	359,93519	3179,45209	3,304	3230,685	1,61137544
1000	7,359	367,36099	3194,28643	3,438	3251,8	1,80051386
1050	7,359	374,49107	3208,55671	3,57	3272,915	2,00583302
1100	7,359	381,3502	3222,30945	3,702	3294,18	2,23040497
1150	7,359	387,96007	3235,58542	3,831	3315,745	2,47743668
1200	7,359	394,33979	3248,4206	3,96	3337,76	2,75024115
1250	7,359	400,50629	3260,84689	4,088	3360,375	3,0522166
1300	7,359	406,47462	3272,89271	4,214	3383,74	3,38682932
1350	7,359	412,25829	3284,58352	4,34	3408,005	3,75759908
1400	7,359	417,86938	3295,9422	4,464	3433,32	4,16808887
1450	7,359	423,31883	3306,98942	4,588	3459,835	4,62189504
1500	7,359	428,61652	3317,74389	4,711	3487,7	5,12264104

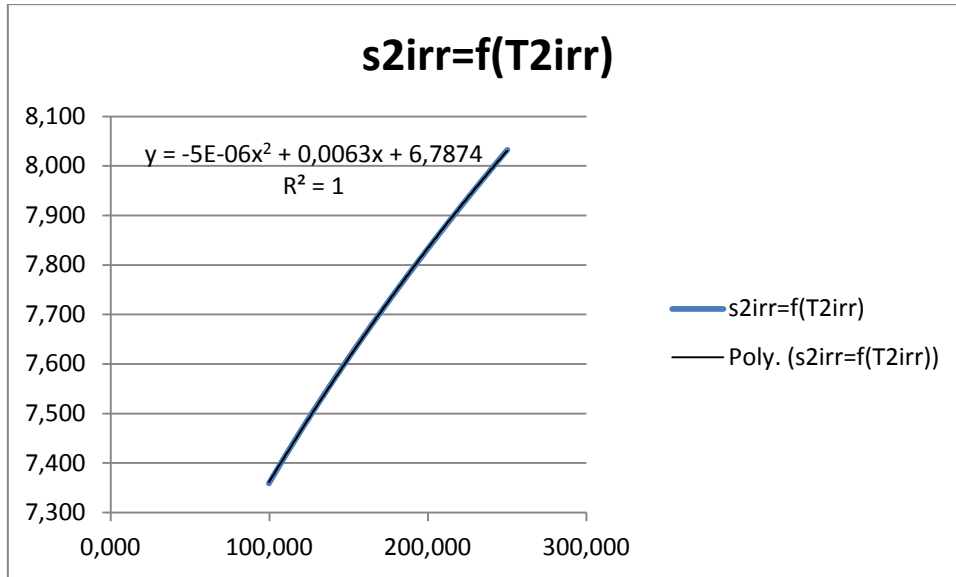




p2	T2	h2	s2	h2 correl	erreur
kpa	°C	kJ/kg	kJ/kg.K		%
100,000	99,633	2675,144	7,359	2675,943	-0,030
100,000	102,702	2681,402	7,376	2682,024	-0,023
100,000	105,770	2687,638	7,392	2688,105	-0,017
100,000	108,839	2693,856	7,408	2694,186	-0,012
100,000	111,908	2700,056	7,425	2700,268	-0,008
100,000	114,977	2706,240	7,441	2706,349	-0,004
100,000	118,045	2712,409	7,456	2712,430	-0,001
100,000	121,114	2718,565	7,472	2718,512	0,002
100,000	124,183	2724,709	7,488	2724,593	0,004
100,000	127,251	2730,842	7,503	2730,674	0,006
100,000	130,320	2736,965	7,518	2736,755	0,008
100,000	133,389	2743,079	7,533	2742,837	0,009
100,000	136,458	2749,185	7,548	2748,918	0,010
100,000	139,526	2755,284	7,563	2754,999	0,010
100,000	142,595	2761,376	7,578	2761,081	0,011
100,000	145,664	2767,462	7,592	2767,162	0,011
100,000	148,732	2773,543	7,607	2773,243	0,011
100,000	151,801	2779,620	7,621	2779,324	0,011
100,000	154,870	2785,692	7,636	2785,406	0,010
100,000	157,939	2791,761	7,650	2791,487	0,010
100,000	161,007	2797,827	7,664	2797,568	0,009
100,000	164,076	2803,891	7,678	2803,649	0,009
100,000	167,145	2809,952	7,691	2809,731	0,008
100,000	170,213	2816,012	7,705	2815,812	0,007
100,000	173,282	2822,070	7,719	2821,893	0,006

100,000	176,351	2828,128	7,732	2827,975	0,005
100,000	179,420	2834,185	7,746	2834,056	0,005
100,000	182,488	2840,242	7,759	2840,137	0,004
100,000	185,557	2846,299	7,772	2846,218	0,003
100,000	188,626	2852,356	7,785	2852,300	0,002
100,000	191,694	2858,414	7,799	2858,381	0,001
100,000	194,763	2864,472	7,812	2864,462	0,000
100,000	197,832	2870,532	7,824	2870,543	0,000
100,000	200,901	2876,593	7,837	2876,625	-0,001
100,000	203,969	2882,656	7,850	2882,706	-0,002
100,000	207,038	2888,720	7,863	2888,787	-0,002
100,000	210,107	2894,786	7,875	2894,868	-0,003
100,000	213,175	2900,855	7,888	2900,950	-0,003
100,000	216,244	2906,925	7,900	2907,031	-0,004
100,000	219,313	2912,998	7,913	2913,112	-0,004
100,000	222,382	2919,074	7,925	2919,194	-0,004
100,000	225,450	2925,152	7,937	2925,275	-0,004
100,000	228,519	2931,233	7,949	2931,356	-0,004
100,000	231,588	2937,317	7,961	2937,437	-0,004
100,000	234,656	2943,404	7,973	2943,519	-0,004
100,000	237,725	2949,495	7,985	2949,600	-0,004
100,000	240,794	2955,589	7,997	2955,681	-0,003
100,000	243,863	2961,686	8,009	2961,763	-0,003
100,000	246,931	2967,787	8,021	2967,844	-0,002
100,000	250,000	2973,891	8,033	2973,925	-0,001





10.2 Procédures MAPLE

10.2.1 Irréversibilités

```

restart;
calcul := proc(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, z);
global h4r, h1, n, k, T1, B1, B2, B3, T2irr1, T2irr2, T2irr3, h2irr1,
    h2irr2, h2irr3, B0, T2irr0, h2irr0, wp;
unassign('wp');
k := -1·10-12·(p1·100)3 + 6·10-9·(p1·100)2 - 1·10-5·p1·100
    + 1.3168;
h4r := 0.001·p1·100 + 417.36;
T1 := 9·10-8·(p1·100)3 - 0.0003·(p1·100)2 + 0.5346·p1·100
    + 76.689;

```

```

B0 := 1;
B1 := wp → 1

```

$$\frac{(\text{sqrt}(3 \cdot k) \cdot \text{wp})}{\text{sqrt}\left(1.5 \cdot R \cdot (T1 + 273) \cdot \left(1 + \left(\frac{p2r}{p1}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}\right)\right)};$$

```

B2 := wp → 1

```

$$\frac{\left(\frac{\text{sqrt}(3 \cdot k) \cdot \text{wp}}{100 \cdot z}\right)}{\text{sqrt}\left(1.5 \cdot R \cdot (T1 + 273) \cdot \left(1 + \left(\frac{p2r}{p1}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}\right)\right)};
 \frac{f \cdot \left(A + \frac{b \cdot \text{wp}}{100 \cdot z}\right) \cdot 10^5}{\frac{p1 \cdot 10^5}{2} \cdot \left(1 + \frac{p2r}{p1}\right)};$$

B3 := wp → 1

$$\frac{\left(\frac{\sqrt{3 \cdot k} \cdot wp}{100 \cdot z} \right)}{\sqrt{\left(1.5 \cdot R \cdot (Tl + 273) \cdot \left(1 + \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \right) \right)}}$$

$$\frac{f \cdot \left(A + \frac{b \cdot wp}{100 \cdot z} \right) \cdot 10^5}{\frac{p1 \cdot 10^5}{2} \cdot \left(1 + \frac{p2r}{p1} \right)} - \frac{C \cdot \left(\frac{wp}{100 \cdot z} \right)^2 \cdot 10^5}{\frac{p1 \cdot 10^5}{2} \cdot \left(1 + \frac{p2r}{p1} \right)} ;$$

$$T2irr0 := (Tl + 273) \cdot \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\frac{(B0 \cdot (k-1))}{B0 \cdot (k-1) + 1}} ;$$

$$T2irr1 := wp \rightarrow (Tl + 273) \cdot \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\frac{(B1(wp) \cdot (k-1))}{B1(wp) \cdot (k-1) + 1}} ;$$

$$T2irr2 := wp \rightarrow (Tl + 273) \cdot \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\frac{(B2(wp) \cdot (k-1))}{B2(wp) \cdot (k-1) + 1}} ;$$

$$T2irr3 := wp \rightarrow (Tl + 273) \cdot \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\frac{(B3(wp) \cdot (k-1))}{B3(wp) \cdot (k-1) + 1}} ;$$

$$h2irr0 := 1.9817 \cdot (T2irr0 - 273) + 2478.5;$$

$$h2irr1 := wp \rightarrow 1.9817 \cdot (T2irr1(wp) - 273) + 2478.5;$$

$$h2irr2 := wp \rightarrow 1.9817 \cdot (T2irr2(wp) - 273) + 2478.5;$$

$$h2irr3 := wp \rightarrow 1.9817 \cdot (T2irr3(wp) - 273) + 2478.5;$$

$$h1 := 2 \cdot 10^{-7} \cdot (p1 \cdot 100)^3 - 0.0006 \cdot (p1 \cdot 100)^2 + 1.0218 \cdot p1 \cdot 100 + 2630;$$

end proc;

tableau := **proc**(*eq0*, *eq1*, *eq2*, *eq3*, *titre*);

global *tab*, *i*, *wp*;

Digits := 5;

if *eq2* = *Dia2* **then**

tab := *array*(1..13, 1..5); *i* := 2;

tab[1, 1] := *Vitesse de piston*;

tab[1, 2] := *titre 'rev'*;

tab[1, 3] := *titre 'w'*;

tab[1, 4] := *titre 'w + fr'*;

tab[1, 5] := *titre 'w + fr + th'*;

for *wp* **from** 0.5 **by** 0.5 **to** 6 **do**

tab[*i*, 1] := *wp*;

tab[*i*, 2] := *evalf*(*eq0*(*wp*));

tab[*i*, 3] := *evalf*(*eq1*(*wp*));

tab[*i*, 4] := *evalf*(*eq2*(*wp*));

tab[*i*, 5] := *evalf*(*eq3*(*wp*));

i := *i* + 1

end do;

```

else
tab := array(1..14, 1..5); i := 2;
tab[1, 1] := Vitesse de piston;
tab[1, 2] := titre 'rev';
tab[1, 3] := titre 'w';
tab[1, 4] := titre 'w + fr';
tab[1, 5] := titre 'w + fr + th';

for wp from 0 by 0.5 to 6 do
tab[i, 1] := wp;
tab[i, 2] := eval(eq0(wp));
tab[i, 3] := eval(eq1(wp));
tab[i, 4] := eval(eq2(wp));
tab[i, 5] := eval(eq3(wp));
i := i + 1
end do;
end if;
print(tab);
unassign('wp');
end proc:

graph := proc(M0, M1, M2, M3);
local graph, T1, T2, T3, T0;
T1 := M0(wp);
T2 := M1(wp);
T3 := M2(wp);
T0 := M3(wp);
graph := plot([T1, T2, T3, T0], wp = 0..6, labels = [
'vitesse de piston wp', 'rendement du cycle n'], color = [red,
blue, orange, green], title
= " du cycle en fonction de la vitesse de piston pour différentes
formes d'irréversibilités", legend = ["w", "w, fr", "w, fr, th", "rév"],
labeldirections = [horizontal, vertical]);
print(graph);
unassign('wp');
end proc:

rendement := proc(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, z);
global n0, n1, n2, n3, graph, tab, i, wp;
calcul(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, z);
n0 := wp → 100 ·  $\frac{(h1 - h2irr0 - (h4r - h3))}{h1 - h4r}$  ;
n1 := wp → 100 ·  $\frac{(h1 - h2irr1(wp) - (h4r - h3))}{h1 - h4r}$  ;
n2 := wp → 100 ·  $\frac{(h1 - h2irr2(wp) - (h4r - h3))}{h1 - h4r}$  ;
n3 := wp → 100 ·  $\frac{(h1 - h2irr3(wp) - (h4r - h3))}{h1 - h4r}$  ;
end proc:

Wcycle := proc(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, z);
global W0, W1, W2, W3, graph2, tab2, i, wp;
calcul(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, z);
W0 := wp → h1 - h2irr0 - (h4r - h3);
W1 := wp → h1 - h2irr1(wp) - (h4r - h3);
W2 := wp → h1 - h2irr2(wp) - (h4r - h3);
W3 := wp → h1 - h2irr3(wp) - (h4r - h3);
end proc:

```

```

debit := proc(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, z, Pu, nalt);
global debit0, debit1, debit2, debit3, wp;
calcul(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, z);
debit0 := wp →  $\frac{Pu}{nalt \cdot (h1 - h2irr0 - (h4r - h3))}$ ;
debit1 := wp →  $\frac{Pu}{nalt \cdot (h1 - h2irr1(wp) - (h4r - h3))}$ ;
debit2 := wp →  $\frac{Pu}{nalt \cdot (h1 - h2irr2(wp) - (h4r - h3))}$ ;
debit3 := wp →  $\frac{Pu}{nalt \cdot (h1 - h2irr3(wp) - (h4r - h3))}$ ;
end proc;

```

```

Diametre := proc(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, Pu, nalt, N);
local zp, wpp, i;
global crse, rho, Dia0, Dia1, Dia2, Dia3, tabd, debit1, debit2, debit3,
debit0, wp;
Digits := 5;
zp := wpp →  $100 \cdot \frac{60 \cdot wpp}{2 \cdot N}$ ;
tabd := array(1..14, 1..2); i := 2;
tabd[1, 1] := "Vitesse de piston m/s";
tabd[1, 2] := 'course du piston cm';
for wpp from 0 by 0.5 to 6 do
tabd[i, 1] := wpp;
tabd[i, 2] := round(zp(wpp));
i := i + 1
end do;
print(tabd);
crse :=  $\frac{60 \cdot wp}{2 \cdot N}$ ;
calcul(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, crse);
debit(p1, p2r, f, A, b, C, R, h3, Pu, nalt, N);
rho := 0.0168 \cdot (p1 \cdot 100)^{0.7702};
Dia0 := wp →  $100 \cdot 100 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot debit0(wp)}{\rho \cdot \text{Pi} \cdot wp}}$ ;
Dia1 := wp →  $100 \cdot 100 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot debit1(wp)}{\rho \cdot \text{Pi} \cdot wp}}$ ;
Dia2 := wp →  $100 \cdot 100 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot debit2(wp)}{\rho \cdot \text{Pi} \cdot wp}}$ ;
Dia3 := wp →  $100 \cdot 100 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot debit3(wp)}{\rho \cdot \text{Pi} \cdot wp}}$ ;
unassign('wp');
end proc;

```

10.2.2 Pression maximale du cycle de référence

```

Temp := proc(p1, p2r, f, A, b, C, R);
local k, T1, B0, B1, B2, B3, T2irr0, T2irr1, T2irr2, T2irr3, s2irr0,
deltas0, deltas1, deltas2, deltas3, tab, i, wp, s2irr1, s2irr2,
s2irr3, s10, s11, s12, s13, ssat, tab1, T1new0, T1new1, T1new2,
T1new3, tab3;

```

$$T1 := 9 \cdot 10^{-8} \cdot (p1 \cdot 100)^3 - 0.0003 \cdot (p1 \cdot 100)^2 + 0.531 \cdot p1 \cdot 100 + 77.733;$$

$$T2irr0 := 99.633;$$

$$k := \text{evalf} \left(\frac{-\ln\left(\frac{p2r}{p1}\right)}{-\ln\left(\frac{p2r}{p1}\right) + \ln\left(\frac{(T2irr0 + 273)}{T1 + 273}\right)} \right);$$

print(k);

B0 := 1;

B1 := wp → 1

$$- \frac{(\text{sqrt}(3 \cdot k) \cdot wp)}{\text{sqrt} \left(1.5 \cdot R \cdot (T1 + 273) \cdot \left(1 + \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\left(\frac{(k-1)}{k} \right)} \right) \right)};$$

B2 := wp → 1

$$- \frac{(\text{sqrt}(3 \cdot k) \cdot wp)}{\text{sqrt} \left(1.5 \cdot R \cdot (T1 + 273) \cdot \left(1 + \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\left(\frac{(k-1)}{k} \right)} \right) \right)}$$

$$- \frac{f \cdot (A + b \cdot wp) \cdot 10^5}{\frac{p1 \cdot 10^5}{2} \cdot \left(1 + \frac{p2r}{p1} \right)};$$

B3 := wp → 1

$$- \frac{(\text{sqrt}(3 \cdot k) \cdot wp)}{\text{sqrt} \left(1.5 \cdot R \cdot (T1 + 273) \cdot \left(1 + \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\left(\frac{(k-1)}{k} \right)} \right) \right)}$$

$$- \frac{f \cdot (A + b \cdot wp) \cdot 10^5}{\frac{p1 \cdot 10^5}{2} \cdot \left(1 + \frac{p2r}{p1} \right)} - \frac{C \cdot (wp)^2 \cdot 10^5}{\frac{p1 \cdot 10^5}{2} \cdot \left(1 + \frac{p2r}{p1} \right)};$$

$$T2irr1 := wp \rightarrow (T1 + 273) \cdot \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\frac{(B1(wp) \cdot (k-1))}{B1(wp) \cdot (k-1) + 1}};$$

$$T2irr2 := wp \rightarrow (T1 + 273) \cdot \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\frac{(B2(wp) \cdot (k-1))}{B2(wp) \cdot (k-1) + 1}};$$

$$T2irr3 := wp \rightarrow (T1 + 273) \cdot \left(\frac{p2r}{p1} \right)^{\frac{(B3(wp) \cdot (k-1))}{B3(wp) \cdot (k-1) + 1}};$$

$$s2irr0 := -7.10^{-6} \cdot (T2irr0)^2 + 0.0067 \cdot (T2irr0) + 6.7611;$$

$$s2irr1 := wp \rightarrow -7.10^{-6} \cdot (T2irr1(wp) - 273)^2 + 0.0067 \cdot (T2irr1(wp) - 273) + 6.7611;$$

$$s2irr2 := wp \rightarrow -7.10^{-6} \cdot (T2irr2(wp) - 273)^2 + 0.0067 \cdot (T2irr2(wp) - 273) + 6.7611;$$

$$s2irr3 := wp \rightarrow -7.10^{-6} \cdot (T2irr3(wp) - 273)^2 + 0.0067 \cdot (T2irr3(wp) - 273) + 6.7611;$$

$$\text{deltas0} := wp \rightarrow + s2irr0 - s2irr0;$$

```

deltas1 := wp → + s2irr1(wp) - s2irr0;
deltas2 := wp → + s2irr2(wp) - s2irr0;
deltas3 := wp → + s2irr3(wp) - s2irr0;
s10 := wp → s2irr0 - deltas0(wp);
s11 := wp → s2irr0 - deltas1(wp);
s12 := wp → s2irr0 - deltas2(wp);
s13 := wp → s2irr0 - deltas3(wp);
ssat := 9.3181 · (100 · p1)-0.05;
p1new0 :=  $\frac{1}{100} (803.25 \cdot s10(wp)^2 - 12494 \cdot s10(wp) + 48767)$ ;
p1new1 :=  $\frac{1}{100} (803.25 \cdot s11(wp)^2 - 12494 \cdot s11(wp) + 48767)$ ;
p1new2 :=  $\frac{1}{100} (803.25 \cdot s12(wp)^2 - 12494 \cdot s12(wp) + 48767)$ ;
p1new3 :=  $\frac{1}{100} (803.25 \cdot s13(wp)^2 - 12494 \cdot s13(wp) + 48767)$ ;

```

```

tab := array(1..14, 1..5); i := 2;
tab[1, 1] := Vitesse de piston;
tab[1, 2] := 'deltas rev';
tab[1, 3] := 'deltas w';
tab[1, 4] := 'deltas w + fr';
tab[1, 5] := 'deltas w + fr + th';
for wp from 0 by 0.5 to 6 do
tab[i, 1] := wp;
tab[i, 2] := deltas0(wp);
tab[i, 3] := deltas1(wp);
tab[i, 4] := deltas2(wp);
tab[i, 5] := deltas3(wp);
i := i + 1
end do;

```

```

print(tab);
print(entropie a saturation = ssat);
tab1 := array(1..14, 1..5); i := 2;
tab1[1, 1] := Vitesse de piston;
tab1[1, 2] := 's1 rev';
tab1[1, 3] := 's1 w';
tab1[1, 4] := 's1 w + fr';
tab1[1, 5] := 's1 w + fr + th';
for wp from 0 by 0.5 to 6 do
tab1[i, 1] := wp;
if s10(wp) < ssat then tab1[i, 2] := sat else tab1[i, 2]
:= s10(wp) end if;
if s11(wp) < ssat then tab1[i, 3] := sat else tab1[i, 3]
:= s11(wp) end if;
if s12(wp) < ssat then tab1[i, 4] := sat else tab1[i, 4]
:= s12(wp) end if;
if s13(wp) < ssat then tab1[i, 5] := sat else tab1[i, 5]
:= s13(wp) end if;
i := i + 1
end do;

```

```

print(tab1);
tab2 := array(1..14, 1..5); i := 2;
tab2[1, 1] := Vitesse de piston;
tab2[1, 2] := 'p1 rev';
tab2[1, 3] := 'p1 w';
tab2[1, 4] := 'p1 w + fr';
tab2[1, 5] := 'p1 w + fr + th';
for wp from 0 by 0.5 to 6 do
tab2[i, 1] := wp;
tab2[i, 2] := p1new0(wp);
tab2[i, 3] := p1new1(wp);
tab2[i, 4] := p1new2(wp);
tab2[i, 5] := p1new3(wp);
i := i + 1
end do;
print(tab2);

end proc;

```

10.2.3 Dimensionnement des miroirs

Dimensionnement := **proc**(*E, C, n0, aabs, Dext, lc, Dint, hex1, hex2,*
T0, epsc, liso, eiso, epsiso, sigma, Tf, hint, Qu);
local *Tc, Diso, Qrayabs, Qcond21, Qconv20, Qray2c, Qconv1f,*
Qcond13, Qcond34, Qconv40, Qray4c, Bil0, Bil1, Bil2, Bil3, L,
Bil4, Bil5, A, Ltot, Qloss, Smir, nrec, rdt, Ltotale, T1, T2, T3, T4;
L := 1;
Tc := T0 - 8;
Diso := Dext + 2 · eiso;
hexmoy := $\frac{(hex1 + hex2)}{2}$;
Qrayabs := $\frac{E \cdot C \cdot n0 \cdot aabs \cdot (\pi \cdot Dext \cdot L)}{2}$;
Qcond21 := $(T1, T2) \rightarrow \frac{2 \cdot \pi \cdot lc \cdot (T2 - T1)}{2 \cdot \ln\left(\frac{Dext}{Dint}\right)}$;
Qconv20 := $T2 \rightarrow \frac{\pi \cdot Dext \cdot L}{2} \cdot hexmoy \cdot (T2 - T0)$;
Qray2c := $T2 \rightarrow \frac{sigma \cdot Dext \cdot L \cdot \pi}{2} \cdot epsc \cdot (T2 - Tc)$;
Qconv1f := $T1 \rightarrow \frac{\pi \cdot Dint \cdot L}{2} \cdot hint \cdot (T1 - Tf)$;
Qcond13 := $(T1, T3) \rightarrow \frac{2 \cdot \pi \cdot lc \cdot (T1 - T3)}{2 \cdot \ln\left(\frac{Dext}{Dint}\right)}$;
Qcond34 := $(T3, T4) \rightarrow \frac{2 \cdot \pi \cdot liso \cdot (T3 - T4)}{2 \cdot \ln\left(\frac{Diso}{Dext}\right)}$;

```

Qconv40 := T4 →  $\frac{\pi \cdot \text{Diso} \cdot L \cdot \text{hextmoy}}{2} \cdot (T4 - T0) :$ 
Qray4c := T4 →  $\frac{\text{sigma} \cdot \text{Diso} \cdot L \cdot \pi}{2} \cdot \text{epsiso} \cdot (T4 - Tc) :$ 
Bill := Qconvlf (T1) - Qcond21 (T1, T2) :
Bil2 := Qrayabs - (Qconv20 (T2) + Qray2c (T2) + Qconv40 (T4)
+ Qray4c (T4) + Qconvlf (T1)) :
Bil3 := Qcond13 (T1, T3) - Qcond34 (T3, T4) :
Bil4 := Qcond34 (T3, T4) - Qconv40 (T4) - Qray4c (T4) :
Bil5 := Qconvlf (T1) -  $\frac{Qu}{Ltot} :$ 
A := solve ([Bill, Bil2, Bil3, Bil4, Bil5]) :
print(A);
T1 := rhs(A1) :
T2 := rhs(A2) :
T3 := rhs(A3) :
T4 := rhs(A4) :
Ltot := rhs(A5) :
Ltotale := Ltot :

Qloss := (T2, T4) → Qconv20 (T2) + Qray2c (T2) + Qconv40 (T4)
+ Qray4c (T4) :
nrec :=  $\frac{(Qrayabs - Qloss (T2, T4))}{Qrayabs} :$ 
rdt := evalf (nrec) :
Smir :=  $\frac{Ltot \cdot 20}{58.93} ;$ 
#58.93 longueur de tube pour un module
print("nrec=", nrec);
print("Smir=", Smir);
end proc:

```

```

hext := proc(Text, Tparoi, Tiso, Vvent, Dext, eiso);
local Dextiso, rhoair, mhuair, g, Prair, Tfilmparoi, Tfilmiso, ρ, mhu,
Pr, cond, ρ1, ρ2, mhu1, mhu2, Pr1, Pr2, cond1, cond2, Re1, Re2,
Gr1, Gr2, Ra1, Ra2, N1, N2, N3, N4, Nuparoi, Nuiso, C, m, n,
C1, m1, n1, hext1, hext2;
Dextiso := Dext + 2·eiso;
rhoair := 1.204;
mhuair := 1.8·10-5;
g := 9.81;
Prair := 0.72;
Tfilmparoi :=  $\frac{(Tparoi + Text)}{2} ;$ 
Tfilmiso :=  $\frac{(Tiso + Text)}{2} ;$ 
rho := T → 4·10-6·T2 - 0.0026·T + 1.1903;
mhu := T → -2·10-11·T2 + 4·10-8·T + 2·10-5;
Pr := T → 0.7234·T-0.007;
cond := T → -3·10-8·T2 + 6·10-5·T + 0.0256;

```

$$\begin{aligned}
\rho1 &:= \rho(Tfilm\ paroi); \\
\rho2 &:= \rho(Tfilm\ iso); \\
mhu1 &:= mhu(Tfilm\ paroi); \\
mhu2 &:= mhu(Tfilm\ iso); \\
Pr1 &:= Pr(Tfilm\ paroi); \\
Pr2 &:= Pr(Tfilm\ iso); \\
cond1 &:= cond(Tfilm\ paroi); \\
cond2 &:= cond(Tfilm\ iso); \\
Re1 &:= \frac{\rho_{air} \cdot V_{vent} \cdot D_{ext}}{mhu_{air}}; \\
Re2 &:= \frac{\rho_{air} \cdot V_{vent} \cdot D_{ext\ iso}}{mhu_{air}}; \\
Gr1 &:= \frac{g \cdot (T_{paroi} - T_{ext}) \cdot D_{ext}^3 \cdot \rho1^2}{(Tfilm\ paroi + 273) \cdot mhu1^2}; \\
Gr2 &:= \frac{g \cdot (T_{iso} - T_{ext}) \cdot D_{ext\ iso}^3 \cdot \rho2^2}{(Tfilm\ iso + 273) \cdot mhu2^2}; \\
Ra1 &:= Gr1 \cdot Pr1; \\
Ra2 &:= Gr2 \cdot Pr2; \\
Nu1 &:= \left(0.60 + \frac{\left(0.387 \cdot Ra1^{\frac{1}{6}} \right)^{\frac{8}{27}}}{\left(1 + \left(\frac{0.959}{Pr1} \right)^{\frac{9}{16}} \right)} \right)^2; \\
Nu2 &:= \left(0.60 + \frac{\left(0.387 \cdot Ra2^{\frac{1}{6}} \right)^{\frac{8}{27}}}{\left(1 + \left(\frac{0.959}{Pr2} \right)^{\frac{9}{16}} \right)} \right)^2;
\end{aligned}$$

if $V_{vent} = 0$ **then**
 $Nu_{paroi} := Nu1$;
 $Nu_{iso} := Nu2$;
print("convection naturelle");
else

$$Nu3 := 0.3 + \frac{\left(0.62 \cdot Re1^{0.5} \cdot Pr1^{\frac{1}{3}} \right)^{0.25}}{\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr1} \right)^{\frac{2}{3}} \right)^{0.25}} \cdot \left(1 + \left(\frac{Re1}{282000} \right)^{0.625} \right)^{0.8};$$

$Nu_{paroi} := Nu3$;

$$Nu4 := 0.3 + \frac{\left(0.62 \cdot Re2^{0.5} \cdot Pr2^{\frac{1}{3}} \right)^{0.25}}{\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr2} \right)^{\frac{2}{3}} \right)^{0.25}} \cdot \left(1 + \left(\frac{Re2}{282000} \right)^{0.625} \right)^{0.8};$$

$Nu_{iso} := Nu4$;
end if;


```

hex1 :=  $\frac{Nuparoi \cdot cond1}{Dext}$ ;

hex2 :=  $\frac{Nuiso \cdot cond2}{Dextiso}$ ;
print("hext paroi", hex1);
print("hext iso", hex2);
end proc;

chgtetat := proc(P, h2, h1, nalt, Dint, rhol, rhog, mhul, mhug, Prl,
Prg, lal, lg, Qu, st, Cpl, Cnb, Tf, Tl, n, h5, h6);
local deb, G, Fr, i, x, h2ph, q, Bo, Re, Xit, F1, S, Pn, Fp, hb, h, h11,
hint, f, Co, N, hnb, hbs1, hbs2, hcb;
di := (h6 - h5);
deb :=  $\frac{P}{nalt \cdot (h1 - h2)}$ ;
G := evalf( $\frac{deb \cdot 4}{\pi \cdot Dint^2}$ );
Fr := evalf( $\frac{G^2}{rhol^2 \cdot 9.81 \cdot Dint}$ );
q :=  $\frac{mhul \cdot Qu}{deb} \cdot \sqrt{\frac{9.81 \cdot (rhol - rhog)}{st}}$ 
 $\cdot \left( \frac{Cpl \cdot (abs(Tf - Tl))}{\frac{Cnb \cdot Qu}{deb} \cdot Prl^n} \right)$ ;
Bo :=  $\frac{q}{\frac{G \cdot Qu}{deb}}$ ;
print("Bo=", Bo);
i := 1;
hint := 0;
for x from 0.01 by 0.01 to 0.99 do
Re :=  $\frac{G \cdot (1 - x) \cdot Dint}{mhul}$ ;
if Re < 2300 then
hl :=  $\frac{4.36 \cdot lal}{Dint}$ ;
else
f :=  $(0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2}$ ;
hl :=  $\left( \frac{\left( \frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Prl \right)}{1 + 12.7 \cdot \left( Prl^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{f}{8}}} \right) \cdot \left( \frac{lal}{Dint} \right)$ ;
end if;
Co :=  $\left( \frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} \cdot \sqrt{\frac{rhog}{rhol}}$ ;
if Fr > 0.04 then
N := Co;
else
N :=  $0.38 \cdot Co \cdot Fr^{-0.3}$ ;
end if;

```

```

if  $Bo > 0.00003$  then
   $hnb := 230 \cdot \text{sqrt}(Bo)$ ;
else
   $hnb := 1 + 46 \cdot \text{sqrt}(Bo)$ ;
end if;
if  $Bo > 0.0011$  then
   $hbs1 := 14.7 \cdot \text{sqrt}(Bo) \cdot \exp(2.74 \cdot N^{-0.1})$ ;
   $hbs2 := 14.7 \cdot \text{sqrt}(Bo) \cdot \exp(2.47 \cdot N^{-0.15})$ ;
else
   $hbs1 := 15.43 \cdot \text{sqrt}(Bo) \cdot \exp(2.74 \cdot N^{-0.1})$ ;
   $hbs2 := 15.43 \cdot \text{sqrt}(Bo) \cdot \exp(2.47 \cdot N^{-0.15})$ ;
end if;
 $hcb := 1.8 \cdot N^{-0.8}$ ;
if  $N < 0.1$  then
   $he := \max(hcb, hbs2)$ ;
elif  $N > 1$  then
   $he := \max(hcb, hbs1)$ ;
else
   $he := \max(hcb, hnb)$ ;
end if;

 $h2ph[i] := \text{evalf}(he \cdot hl)$ ;
 $hint := (hint + h2ph[i])$ ;
 $i := i + 1$ ;
od;
 $\text{print}\left(\text{"hint="}, \frac{hint}{i}\right)$ ;
end proc;

```

```

 $\text{Calculhint} := \text{proc}(P, h2, h1, Dint, rho1, rho2, mhu1, mhu2, Pr1, Pr2, l1, l2, nalt)$ ;
  local  $V, rhomoy, mhumoy, lmoy, deb, Re, Nu, f, hint, Prmoy$ ;
   $rhomoy := \frac{(rho1 + rho2)}{2}$ ;
   $mhumoy := \frac{(mhu1 + mhu2)}{2}$ ;
   $lmoy := \frac{(l1 + l2)}{2}$ ;
   $Prmoy := \frac{(Pr1 + Pr2)}{2}$ ;
   $deb := \frac{P}{nalt \cdot (h1 - h2)}$ ;
   $V := \text{evalf}\left(\frac{(4 \cdot deb)}{rhomoy \cdot \pi \cdot Dint^2}\right)$ ;
   $Re := \text{evalf}\left(\frac{V \cdot Dint \cdot rhomoy}{mhumoy}\right)$ ;

```

if Re < 2300 **then**

Nu := 4.36

else

$f := (0.79 \cdot \ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2};$

$$\text{Nu} := \left(\frac{\left(\frac{f}{8} \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}_{\text{moy}} \right)}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot \left(\text{Pr}_{\text{moy}}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \right);$$

end if;

$hint := \frac{\text{Nu} \cdot l_{\text{moy}}}{D_{\text{int}}};$

end proc;

11 Résumés et mots clés

La situation énergétique et économique actuelle nous pousse à revoir nos modes de productions d'énergie, il apparaît urgent de développer des alternatives à l'utilisation des énergies fossiles. L'heure actuelle est donc au développement de systèmes utilisant des énergies propres dans le respect de l'environnement. De plus chaque système doit être étudié et optimisé au mieux afin de tirer le meilleur parti des sources à notre disposition.

Le travail réaliser dans ce rapport répond parfaitement à cette problématique. Il consiste en l'étude par la thermodynamique à vitesse finie d'un cycle de Rankine puisant l'énergie qui lui est nécessaire à partir de la source solaire par le biais d'un dispositif concentrateur.

Il sera tout d'abord alors étudié l'influence des irréversibilités sur les performances du dispositif grâce à la Thermodynamique à Vitesse Finie (TVF), une méthode d'étude très poussé qui permet de modéliser un système piston-cylindre au plus proche de la réalité.

Ensuite il sera dimensionné le concentrateur solaire, formé d'un miroir cylindro-parabolique concentrant le rayonnement solaire sur un absorbeur dans lequel circule le fluide cyclé.

Et pour finir, il sera comparé selon les mêmes critères les performances de divers Cycles de Rankine Organique, fonctionnant avec un siloxane ou du benzène.

Mots-clés : Thermodynamique à vitesse finie (TVF), Energie solaire, cycle de Rankine, miroir cylindro-parabolique, concentration solaire, cycle irréversible, solaire thermodynamique, cycle de Rankine Organique (ORC)

At the current time the economic and energetic situations forces us to rethink seriously our way to produce power. It seems an urgent need to find new alternatives to the use of fossil fuels. Now, we have to develop new technologies using clean and renewable energies and more environmental friendly. Furthermore, every system needs to be well studied and optimized in depth.

So, this study could give a perfect answer to this problematic. This work involves the study and the optimization of a solar Rankine cycle by the Finite Speed Thermodynamic. The cycle studied here is coupled with a solar concentrator in order to giving it the necessary heat for its working.

It will be studied the impact of the irreversibility on the system's performances by the Finite Speed Thermodynamic (FST). This well-elaborated method allows us to study a piston-cylinder device as close as possible of the reality.

It will also be done the sizing of the solar-concentrator, a parabolic-trough reflector used to concentrate the solar radiations on an absorber in order to warm the cycled fluid.

Finally, we'll compare several Organic Rankine Cycles (ORCs), one using siloxane as powering fluid and one using benzene.

Keywords: Finite Speed Thermodynamic (FST), Solar energy, Rankine cycle, parabolic-trough solar collector, solar concentrating, irreversible cycle, thermal solar energy, Organic Rankine cycle (ORC)