

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique

Université Djilali BOUNAAMA KHEMIS-MILIANA



Faculté des Sciences et de la Technologie

Mémoire du Projet de fin d'Etude en vue de l'obtention du Diplôme de

Master Académique

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Energétique

Thème

*Analyse énergétique de l'influence de la resurchauffe sur
La performance d'une turbine à vapeur*

Réalisé par :

- Boubeha Hamid
- Kelouaz Rachid

Encadré par :

Dr. Azzouzi djelloul

Année universitaire : 2019 / 2020

Remerciements

Je remercie Allah le tout puissant pour toute la volonté et le courage qu'il nous a donné pour déterminer ce travail.

Nos remerciements vont à notre cher encadreur, Dr.Azzouzi enseignant chercheur au département du Génie Mécanique de la faculté de sciences et de technologie de l'université khmis maliana pour sa patience, sa disponibilité, sa rigueur scientifique et surtout ses conseils judicieux qui ont alimenté notre réflexion.

Nous remercions aussi tous les membres de jury, pour avoir accepté d'expertiser ce modeste travail.

Enfin, on tient à remercier très chaleureusement l'ensemble des enseignants de la faculté des sciences et de la technologie particulièrement ceux de la spécialité Energétique qui pour leur contribution très appréciable à notre formation durant le cursus universitaire.

Dédicace

Nous avons toujours pensé faire ou offrir quelque chose à nos parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils n'ont consenti rien que pour nous voir réussir, et voilà, l'occasion est venue. À ceux qui nous ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience. A ceux qui sont la source de notre inspiration et de notre courage, à ceux qui nous doivent de l'amour et de la reconnaissance. A nos très chères mères et pères.

A nos frères et nos Sœurs. A nos nièces et neveux A tous les membres de nos familles. A nos amis, et toutes les personnes qui nous ont connus de près ou de loin. Spéciales dédicaces pour l'équipe de formation de l'université. A tous nos amis d'université de khemis Miliana surtout le groupe de génie mécanique.

Boubeha Hamid

Kelouaz Rachid

Résumé

Résumé

La resurchauffe de la vapeur présente l'un des processus les plus exploités dans les installations motrices à vapeur actuelles. Dans cette optique, ce travail vise à mettre en exergue l'étude et l'analyse thermique de ce processus sur le rendement thermique global d'une installation à vapeur. La dite étude est composée de deux volet principaux dont le premier, concerne l'analyse thermodynamique des différentes turbines à vapeur. Tandis que, le deuxième volet a été consacré à l'application du logiciel Cool Pack afin de traiter l'influence des différentes variables thermodynamiques sur le rendement thermique du cycle de fonctionnement.

Mots clés : *Cycles thermodynamique, Turbine à vapeur, Vapeur d'eau, Efficacité thermique.*

Abstract

Steam re-superheating is one of the most exploited processes in modern steam power plants. From this perspective, this work aims to highlight the study and thermal analysis of this process on the overall thermal efficiency of a steam installation. The said study is made up of two main parts, the first of which concerns the thermodynamic analysis of the various steam turbines. While, the second part was devoted to the application of the Cool Pack software to address the influence of different thermodynamic variables on the thermal efficiency of the operating cycle.

Keywords: Thermodynamic cycles, Steam turbine, Water vapor, Thermal efficiency.

تعد إعادة التسخين بالبخر من أكثر العمليات التي يتم استغلالها في محطات توليد الطاقة البخارية الحديثة. من هذا المنظور ، يهدف هذا العمل إلى تسليط الضوء على الدراسة والتحليل الحراري لهذه العملية على الكفاءة الحرارية الكلية لتركيب البخر. تتكون الدراسة المذكورة من جزأين رئيسيين ، يتعلق أولهما بالتحليل الديناميكي الحراري لمختلف التوربينات البخارية. بينما خصص الجزء الثاني لتطبيق برنامج Cool Pack لمعالجة تأثير المتغيرات الديناميكية الحرارية المختلفة على الكفاءة الحرارية لدورة التشغيل.

الكلمات المفتاحية؛ الدورات الديناميكية الحرارية ، التوربينات البخارية ، بخار الماء ، الكفاءة الحرارية.

Liste des figures

Listes des figures

Figure.1.1. Vue d'ensemble d'une installation de turbine à vapeur.....	3
Figure.1.2. Une turbine à vapeur industrielle conçue en 1910.....	5
Figure.1.3. Schéma descriptif d'une turbine à vapeur	5
Figure.1.4. Vue éclatée des éléments fonctionnel de base d'une turbine à Vapeur	6
Figure.1.5. Schéma de principe d'une turbine alimentaire à vapeur.....	7
Figure.1.6. Schéma descriptif des deux chaudières.....	8
Figure.1.7. Schéma fonctionnels des déférentes turbines à vapeur	9
Figure.1.8. Schéma descriptif de déférents condenseurs.....	10
Figure.2.1. cycle de Rankine de base illustré sur un diagramme (T-S).....	12
Figure.2.2. Schéma de principe d'une turbine à vapeur.....	13
Figure.2.3. cycle de Rankine – Hirn	17
Figure.2.4. Schéma de principe d'une turbine à surchauffe.....	18
Figure.2.5. Schéma d'une installation à resurchauffe.....	19
Figure.2.6. cycle à resurchauffe	20
Figure.3.1. Description de la variation de la haute pression dans le cycle à resurchauffe.....	22
Figure.3.2. Description de la variation de la base pression dans le cycle à resurchauffe.....	23
Figure.3.3. Description de la variation de la pression de resurchauffe.....	24
Figure.3.4. Description de la variation de la température de resurchauffe	25
Figure.3.5. Illustration graphique des déférentes cycles.....	26
Figure.3.6. Fenêtre d'affichage des résultats d'exécution cool Pack pour le point 1 du cycle.....	28
Figure.3.7. Fenêtre d'affichage des résultats d'exécution cool Pack pour	

Liste des figures

le point 3 du cycle	29
Figure.3.8. Fenêtre d'affichage des résultats d'exécution cool Pack pour	
le point 4 du cycle.....	32
Figure.3.9. Fenêtre d'affichage des résultats d'exécution cool Pack pour	
Le point 5 du cycle	34
Figure.3.10. Fenêtre d'affichage des résultats d'exécution cool Pack pour	
le point 6 du cycle.....	35
Figure.4.1. la variation du travail net développée en fonction de la pression	
de la source chaude (HP).....	38
Figure.4.2. la variation du Rendement thermique en fonction de la pression	
de la source chaude (HP).....	39
Figure.4.3. la variation du travail net développée en fonction de la pression	
de la source froide (BP).....	40
Figure.4.4. la variation du rendement thermique en fonction de pression	
de la source froide (BP).....	40
Figure4.5. la variation du travail net développée en fonction de la pression	
de resurchauffe	41
Figure.4.6. la variation du rendement thermique en fonction de la pression	
de resurchauffe.....	42
Figure.4.7. la variation du travail net développée en fonction de la température	
de resurchauffe	43
Figure.4.8. la variation du rendement thermique en fonction de la température	
de resurchauffe	43

Liste des Tableaux

Liste des tableaux

Tableau.3.1. Valeur des ponts caractéristiques du cycle	26
Tableau.3.2. Récapitulatif des résultats	36

Nomenclature

Symboles et Définition

Symbole	Définition	Unité
P	Pression	bar
H	Enthalpie	kJ / kg
S	Entropie	kJ / kg. K
T	Température	C°
Hl	Enthalpie liquide	kJ / kg
Hg	Enthalpie vapeur	kJ / kg
x	Le titre	-----
ν	Le volume massique	m ³ / kg
HP	La haute pression	bar
BP	La base pression	bar
W_p	Le travail de pompe	kJ / kg
W_t	Le travail de la turbine	kJ / kg
W_{net}	Le travail net développé	kJ / kg
Q_c	La quantité de chaleur générée à la chaudière	kJ / kg
Q_f	La quantité de chaleur cédée au condenseur	kJ / kg

Nomenclature

η_{th}	Le Rendement thermique	%
CSV	La consommation spécifique de vapeur	kg / kWh

SOMMAIRE

Table des matières

Remerciement

Dédicaces

Résumés

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Sommaire

Introduction

I. Chapitre 01 : Généralités sur les turbines à vapeur

1.1	Introduction	3
1.2	Classification des turbines	4
1.3	Aperçu historique :	4
1.4	Présentation de la turbine à vapeur	5
1.5	Principe de fonctionnement	6
1.6	Éléments constitutifs d'une centrale thermique à vapeur :	6
1.6.1	Pompe d'alimentation :	7
1.6.2	Chaudière :	7
1.6.3	Turbine.....	8
1.6.3.1	Les turbines à condensation	8
1.6.3.2	les turbines à contre-pression	9
1.6.3.3	Les turbines à soutirage et condensation.....	9
1.6.3.4	Les turbines à soutirage et contre-pression	9
1.6.4	Le condenseur.....	10
1.7	Avantages et inconvénients des turbines à vapeur	10

SOMMAIRE

II. Chapitre 02: Analyse thermodynamique des différentes turbines à vapeur	
2.1 Turbine à vapeur élémentaire (Cycle de Rankine).....	12
2.1.1 Rendement thermique du cycle	13
2.2 Turbine à surchauffe (Cycle de Rankine-Hirn)	17
2.3 Turbine à resurchauffe	18
III. Chapitre 03: procédure et méthodologie de calcul	
3.1 Introduction	21
3.2 Variation des paramètres opératoires	21
3.2.1 Pression à la source chaude (chaudière)	21
3.2.2 Pression à la source froide (Condenseur)	22
3.2.3 Pression de resurchauffe (Réchauffeur)	23
3.2.4 Température de resurchauffe	24
3.3 Procédure et démarche de calcul	25
3.3.1 Calcul du cycle de base (Cycle de Rankine)	27
3.3.2 Calcul du cycle à surchauffe (Rankine – Hirn).....	30
3.3.3 Calcul du cycle à resurchauffe :	32
IV. Chapitre 04: Interprétation des résultats	
4.1 Introduction	38
4.2 Effet de la pression à la source chaude (HP).....	38
4.3 Effet de la pression à la source froide (BP)	39
4.4 Effet de la pression de resurchauffe.....	41
4.5 Effet de la température de resurchauffe :	42
Conclusion generale.....	45
Références bibliographiques	46

INTRODUCTION GENERALE

La turbine à vapeur comme son nom l'indique, est une machine rotative qui fait partie de la catégorie des moteurs à combustion externe, utilisant comme fluide moteur une vapeur d'eau produite sous haute pression. Le principe de fonctionnement de cette turbine est décrit par le cycle de Rankine de base dont la vapeur d'eau est acheminée directement de la chaudière vers les étages de la turbine. La nécessité d'améliorer les performances thermiques d'une telle turbine a conduit à des investigations visant à introduire d'autres éléments et processus capables d'atteindre cet objectif.

Le fonctionnement des turbines à vapeur est basé sur le cycle de Rankine de base. Avec l'introduction d'un ensemble de processus à ce cycle, tels que, la surchauffe la résurchauffe, le sous tirage de la vapeur, le rendement thermique a connu une amélioration très sensible.

Dans ce contexte, le travail entamé lors de la préparation de ce projet de fin d'étude, s'inscrit dans cette optique afin d'analyser l'influence de la resurchauffe sur les paramètres d'efficacité sous la variation de l'ensemble des paramètres opératoires à savoir ; la pression au condenseur (BP), la pression à la source chaude (HP) ainsi que la température de résurchauffe.

Le présent manuscrit est composé de quatre chapitre principaux. Après une introduction générale, le première chapitre a été consacré à mettre en revue les différentes turbines à vapeur exploitées au niveau industriel avec une classification de l'ensemble des turbines. Les avantages ainsi que les inconvénients que présente chaque type de turbine sont explicitement décrit. Dans le second chapitre, une analyse thermodynamique des différents cycles thermodynamiques relatifs au fonctionnement des turbines est développé. Les différentes étapes de calcul du rendement thermique sont éclatées.

Le troisième chapitre consiste à introduire la procédure et méthodologie de calcul adoptée dans l'étude de l'effet de la variation des différentes variables opératoires. Chaque paramètre a fait l'objet d'une analyse dans une fourchette de variation choisie selon les limites.

Dans le dernier chapitre, une interprétation des résultats obtenus à travers la démarche de calcul est affiché à travers des figures qui représentent graphiquement la variation du rendement, travail net ainsi que la consommation spécifique de la vapeur pour chaque paramètre opératoire. Une conclusion est ensuite développée en se basant sur l'interprétation es résultats.

Chapitre 01

Généralités sur les turbines à vapeur

1.1 Introduction :

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe qui fait partie des turbomachines. Elle est caractérisée par un écoulement continu convertissant l'énergie d'un courant de vapeur sous pression, en énergie mécanique (rotation de l'arbre). Pratiquement, elle est définie comme étant un organe permettant la détente d'un fluide en recueillant son énergie sous forme mécanique. L'élément de base d'une turbine, est une roue ou un rotor à ailettes, à hélice, à lames, à aubes ou à augets disposés sur son périmètre circonférentiel, afin de permettre au fluide en mouvement d'exercer une force tangentielle induisant sa rotation. Cette énergie mécanique est ensuite transmise par un arbre tournant sur lequel est accouplé une pompe, un compresseur, un générateur ou une hélice.

Dans le langage courant, le terme turbine désigne une installation de production d'énergie, la turbine étant parfois constituée de plusieurs étages.

Aujourd'hui, ces machines jouent un rôle de tout premier plan dans la production d'énergie électrique aux dépens de la chaleur fournie par les combustibles, qu'ils soient classiques ou nucléaires.

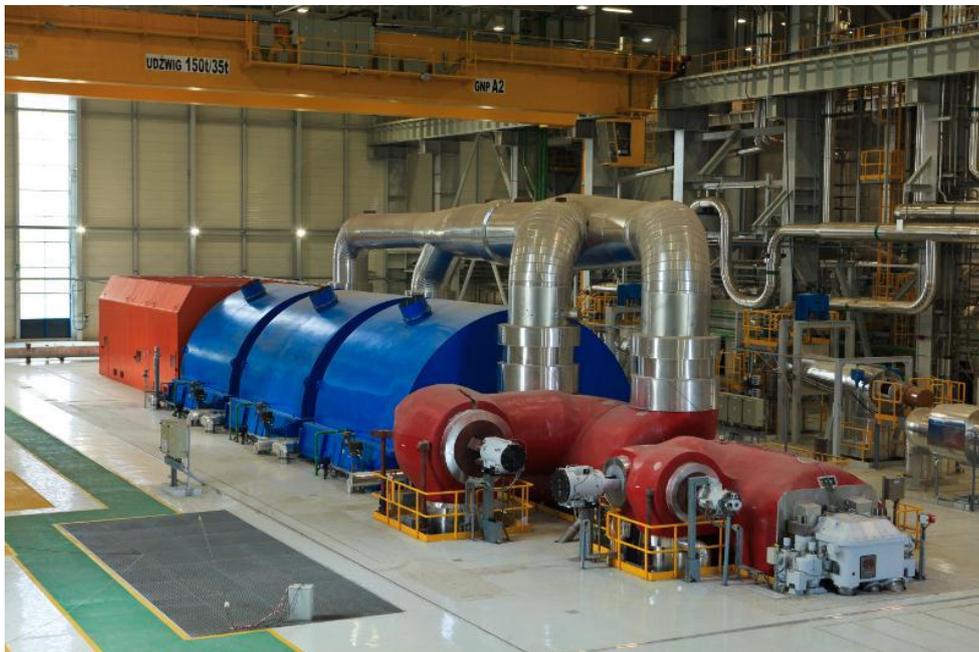


Fig. 1.1 : Vue d'ensemble d'une installation de turbine à vapeur

1.2 Classification des turbines :

Les turbines sont classées selon leur mode de fonctionnement ainsi qu'à leurs modes de constructions. Mais la classification la plus courante, est faite sur la base de la nature du fluide moteur exploité: On distingue trois grandes catégories de turbines :

- turbines hydraulique ;
- turbines à gaz ;
- turbines à vapeur.

1.3 Aperçu historique :

Le premier dispositif qui peut être défini comme étant une machine à vapeur est celle inventée par **James Watt** en 1782. Cette machine volumétrique à piston avait la possibilité d'assurer la propulsion d'engins roulants.

La turbine à vapeur qualifiée de moderne, a été inventée en 1884 par **Sir Charles Parsons** dont le premier modèle était relié à une dynamo qui générait 7.5 kW d'électricité. Comme suite à ces travaux, Gustav Laval a développé une turbine à vapeur dont laquelle la vapeur est accélérée à plein vitesse avant son acheminement vers les aubes de la turbine.

A la fin du 18^{ème} siècle, **Auguste Rateau** a développé une turbine à pression d'impulsion avec laquelle il obtient un brevet d'invention en 1896. La turbine **Brown-Curtis**, de type à impulsion, développée et brevetée par la société américaine International Curtis Marine Turbine Company, fut développée dans les années 1900, en collaboration avec John Brown & Company. Elle fut utilisée dans des moteurs John Brown de navires marchands et de guerre.

Au début du 20^{ème} siècle, les turbines à vapeur trouvent une large exploitation dans le secteur de propulsion d'engins ferroviaires et maritimes. La turbine à vapeur continue à être largement employée, en particulier dans les industries du pétrole et de production d'électricité à travers des centrales thermiques. De plus, elles trouvent de large utilisation dans l'entraînement des pompes, alternateurs, compresseurs centrifuges et soufflantes

La gamme de puissance peut aller de quelque kW pour les pompes jusqu'à 30MW pour les compresseurs.



Fig.1.2 : Une turbine à vapeur industrielle conçue en

1.4 Présentation de la turbine à vapeur :

Une turbine à vapeur est composée de deux parties, une est fixe appelée stator qui porte des aubages directeurs, tandis que la deuxième est mobile appelée rotor. La vapeur en provenance de l'évaporateur est acheminée vers le collecteur, avant son écoulement dans des canaux fixes qui se succèdent avec les canaux mobiles les uns à la suite des autres dans le sens de l'écoulement. Cette vapeur en provenance du générateur de vapeur sous haute pression et haute température, est introduite dans les premiers étages de la turbine par le biais des vannes d'admission et des soupapes de réglage asservies aux dispositifs de sécurité et de réglage de la turbine. Le passage de la vapeur dans la turbine provoque sa en produisant une puissance mécanique.

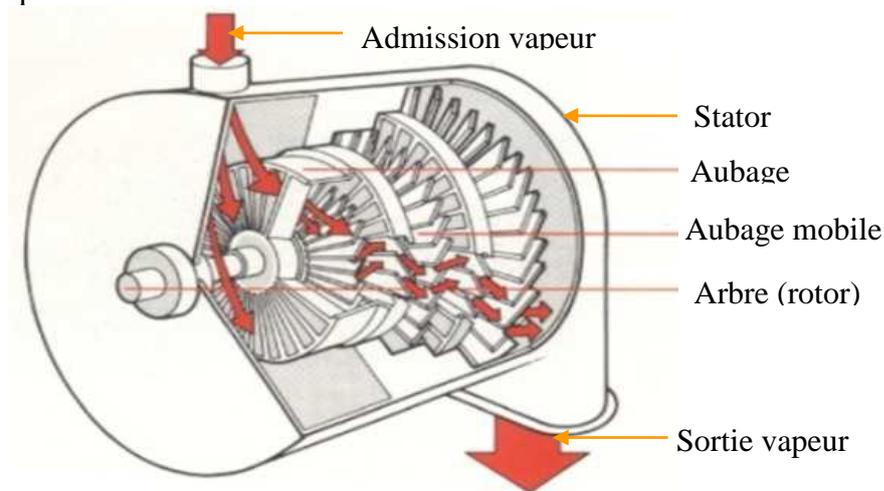


Fig. 1.3 : Schéma descriptif d'une turbine à vapeur

1.5 Principe de fonctionnement :

La vapeur sortante de la chaudière à haute pression et haute température est admise à via une vanne d'admission. Le débit de vapeur est ensuite, accéléré dans un convergent d'une tuyère assurant son acheminement vers la turbine proprement dite avec une grande vitesse d'écoulement. Le flux de vapeur est distribué et réparti uniformément sur les ailettes de la turbine à l'aide des aubages fixe de la première roue. L'énergie cinétique de la veine fluide en écoulement est convertie partiellement en mouvement rotationnel de la turbine en produisant une puissance mécanique. A la sortie de la turbine (Fig. 1.4), la vapeur détendue qu'est à basse pression et basse température est acheminée vers le condenseur par une tubulure d'échappement, avant qu'elle soit régénérée (condensée, pompée et vaporisée) pour assurer une autre boucle (cycle) de fonctionnement continu de la dite turbine.

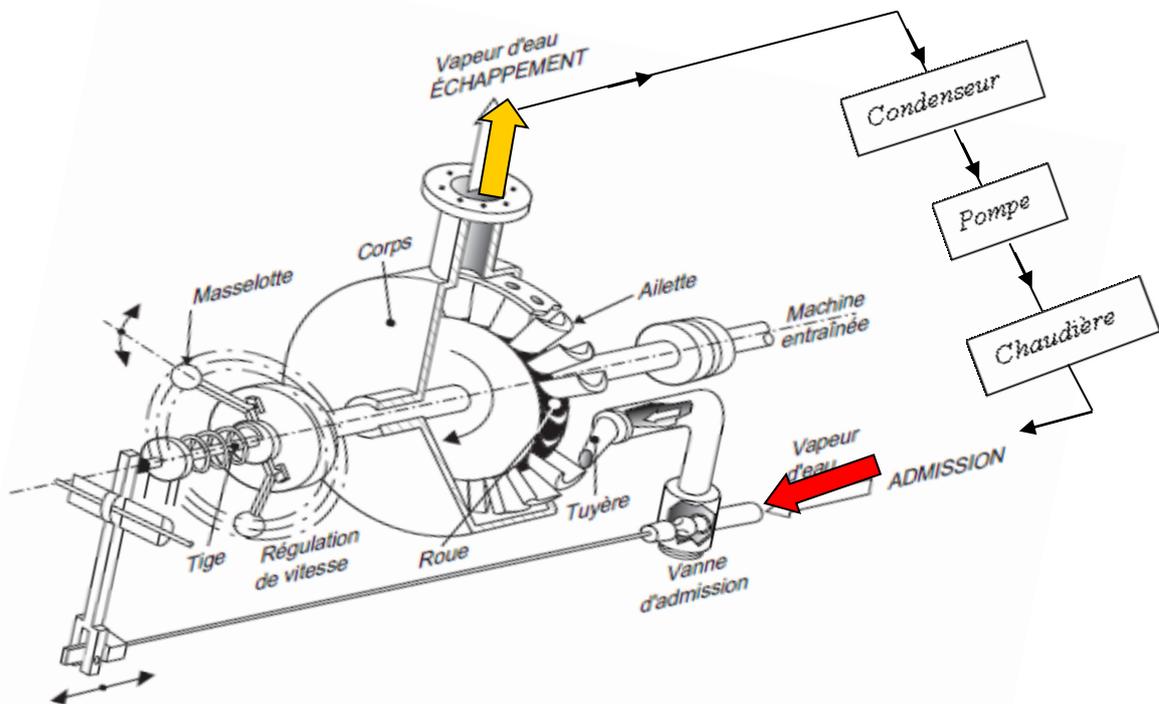


Fig. 1.4 : Vue éclatée des éléments fonctionnels de base d'une turbine à vapeur

1.6 Éléments constitutifs d'une centrale thermique à vapeur :

Une centrale thermique à vapeur est constituée d'organes mécaniques tels qu'illustrés sur la Fig. 1. 5.

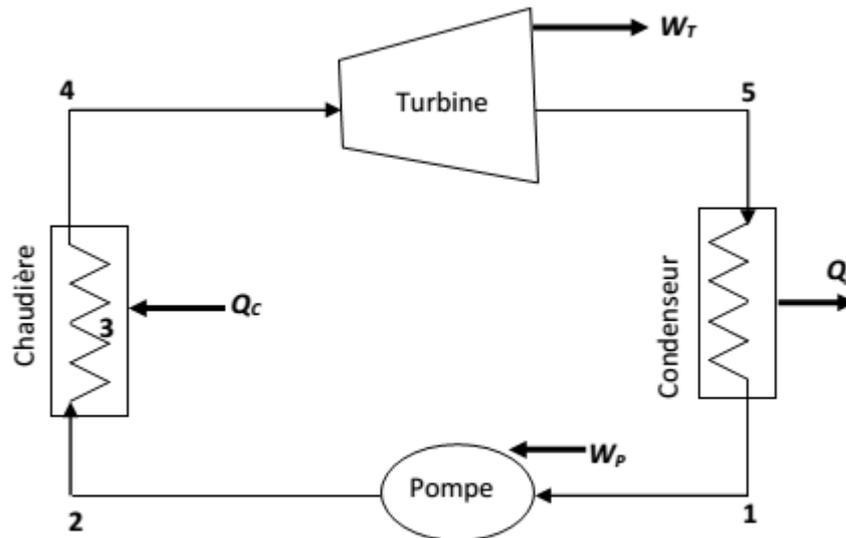


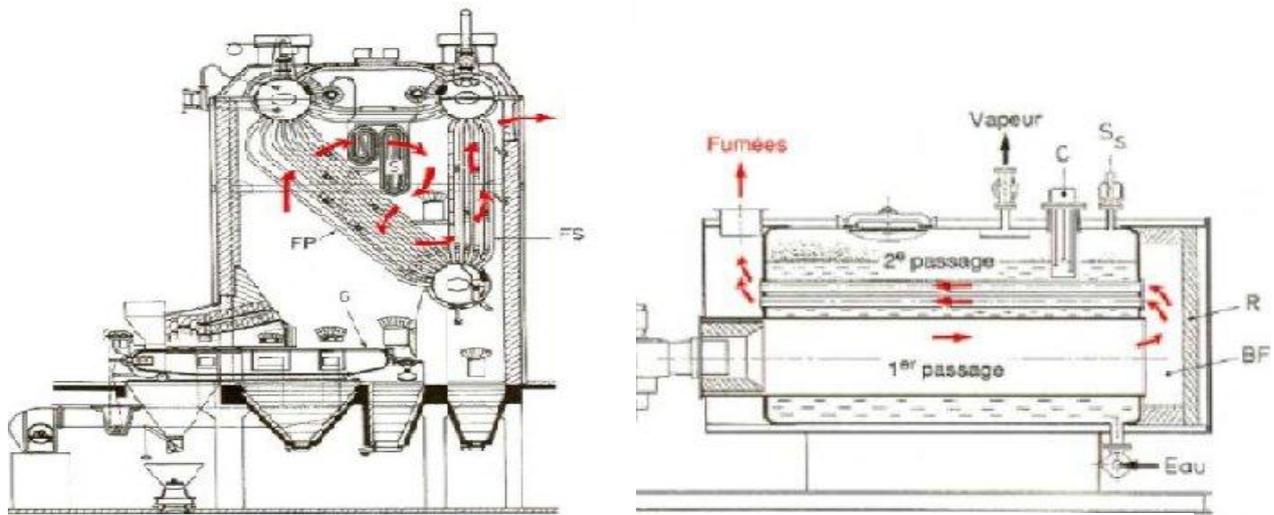
Fig. 1.5 : Schéma de principe d'une turbine élémentaire à vapeur.

1.6.1 Pompe d'alimentation :

Cette pompe peut être volumétrique ou centrifuge selon la puissance produite par la turbine. Son rôle principal est d'assurer le passage du fluide moteur (eau) d'une basse pression à une haute pression. Lors du fonctionnement continu de la centrale à vapeur, il est impératif de s'assurer que le fluide moteur aspiré (eau) est complètement liquide afin d'éviter tout endommagement de ses éléments mobiles. La présence d'une quantité de vapeur dans le fluide aspiré, peut engendrer le phénomène de cavité au sein de la pompe suite à l'élévation spontanée de la pression de vapeur.

1.6.2 Chaudière :

La chaudière est l'élément intégrant d'une centrale thermique et qui présente la source chaude de son cycle de fonctionnement. Elle assure la production (génération) de la vapeur d'eau selon un transfert sensible et un autre latent caractérisé par un changement de phase du liquide sous haute pression à une vapeur saturée ou surchauffée sous la même pression. On distingue deux grandes catégories de chaudières, dénommées d'après le fluide qui circule à l'intérieur des tubes : les chaudières à tubes de fumée (Fig.1.6.a) les chaudières à tubes d'eau (Fig.1.6.b).



(a) chaudière à tubes de fumée

(b) chaudière à tubes d'eau

Fig.1.6 : schéma descriptif des deux chaudières

1.6.3 Turbine :

La turbine est l'organe moteur dans une centrale thermique à vapeur. Cette turbine peut être mono étagé ou multi étagé selon la disposition adéquate au bon rendement de fonctionnement de la centrale. On distingue quatre grandes catégories de turbine à vapeur :

1.6.3.1 Les turbines à condensation :

Dans cette catégorie de turbines, la vapeur est complètement détendue jusqu'à une pression de **0,02 à 0,04 bar**, puis condensé dans un condenseur refroidi à air ou à eau. Ce type de turbine est largement utilisé dans les installations de production de force motrice.

La pression de sortie de la vapeur étant basse, ce qui fait apparaître des condensats dans la turbine nécessitant une évacuation par le biais de purgeur. Le rendement global est de l'ordre de **30%** (Fig1.7.a).

1.6.3.2 Les turbines à contre-pression :

Dans les quelles la vapeur est détendue dans une fourchette de pression HP supérieure à **40 bars** jusqu'à une pression BP de l'ordre de **4 bars**. Ce type de turbine permet la production d'une puissance mécanique aux hautes températures et pressions obtenues dans la chaudière. De plus, la vapeur détendue maintient sa phase gazeuse. L'intérêt pratique que présente ce type de turbine, est de délivrer de la vapeur détendue à un niveau enthalpique suffisant pour

qu'elle soit réutilisable dans d'autres processus industriels comme les boucles de séchage. L'inconvénient majeur que présente ce type de turbines, c'est qu'avec une pression de sortie de **3 bars**, il est difficile d'atteindre un rendement thermodynamique supérieur à **18 %**. (Fig1.7.b).

1.6.3.3 Les turbines à soutirage et condensation :

Dans les quelles la vapeur subit une détente partielle jusqu' à une moyenne pression (environ **20 bars**) dans une turbine haute pression. Ensuite une partie est dirigée vers un réseau d'utilisation, tandis que le reste de la vapeur est détendu dans une autre turbine basse pression, comme dans une turbine à condensation. Ce type de turbine trouve un champ d'application important dans les usines de cogénération dont les demandes de chaleur sont susceptibles de varier fortement au cours du temps (Fig1.7.c).

1.6.3.4 Les turbines à soutirage et contre-pression :

La seule différence enregistrée par rapport à la précédente, est que la vapeur d'eau s'échappe à basse pression dans un réseau BP au lieu d'être condensée. (Fig1.7.d).

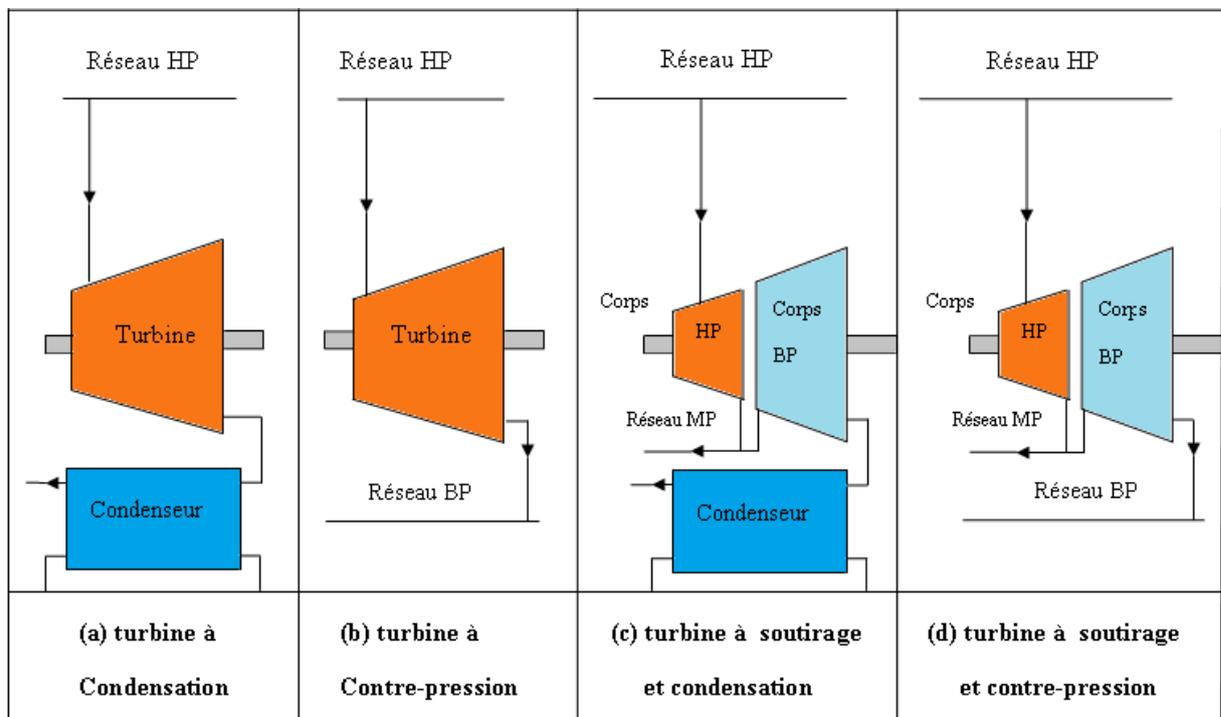


Fig. 1.7 : Schémas fonctionnels des différentes turbines à vapeur.

1.6.4 Le condenseur :

Le condenseur est un échangeur dont la particularité est de travailler en dépression par rapport à l'atmosphère, compte tenu de la faible tension de vapeur de l'eau à la température ambiante. La condensation à 20 °C implique que l'on maintienne dans le condenseur un vide assez poussé (**0,023 bar**), ce qui suppose un dispositif d'extraction de l'air complexe compte tenu des fuites inévitables, d'autant plus qu'il faut recourir à des turbines basse pression gigantesques compte tenu du très faible volume spécifique de la vapeur d'eau à 20 °C , qui impose de très grands débits volumiques, et donc des sections de passage et des vitesses très élevées. On distingue deux types de condenseurs, condenseur tubulaire (Fig.1.8.a) et à ailettes (Fig. 1.8.b)

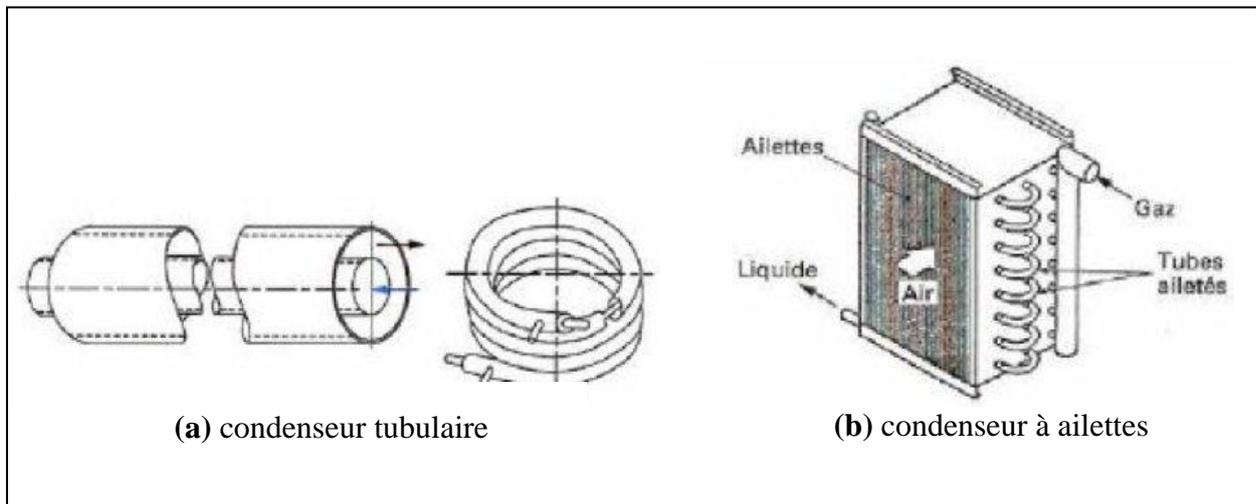


Fig.1.8 : Schéma descriptif de différents condenseurs

1.7 Avantages et inconvénients des turbines à vapeur :

L'exploitation à grande échelle industrielle de ce type de turbine, a fait ressortir des avantages ainsi que des inconvénients liés à plusieurs volets, en outre ; économique, technique et environnemental.

Le principal avantage que présente les turbines à vapeur, est-ce lié à leur source chaude caractérisée par une combustion externe. De ce fait, toutes les sources d'énergie renouvelables (solaire..) et non renouvelables (gaz, fuel, charbon, déchets, chaleur résiduelle) peuvent être valorisées et utilisées afin de produire de la vapeur sous les conditions d'exploitation requises. Le rendement peut atteindre des valeurs assez élevées d'où des frais de fonctionnement réduits.

Le coût ainsi que la complexité des installations sont les inconvénients majeurs que présentent les turbines à vapeur. Hormis, des cas particuliers, les moteurs et turbines à gaz sont mieux adaptés en dessous d'environ **10 MW**. Le refroidissement du condenseur nécessite des grands débits d'eau ou des aéro-réfrigérants encombrants, ce qui limite d'emblée leur domaine d'emploi aux installations fixes ou navales.

Chapitre 02

***Analyse Thermodynamique des différentes
turbines à vapeur***

2.1 Turbine à vapeur élémentaire (Cycle de Rankine) :

Les premières turbines à vapeur apparues dans l'industrie, sont dénommées ; turbines à vapeur élémentaires. Leur cycle moteur de fonctionnement est le Cycle de Rankine qui opère dans un système à deux phases. Le fluide moteur le plus exploité dans ce cycle est généralement l'eau, qui subit des échanges de chaleur au niveau de la source froide (condenseur), ainsi qu'au niveau de la source chaude (chaudière). Les sources de chaleur exploitées sont d'origines diverses, on cite ; énergie calorifique issue de la combustion des carburants, énergie thermique solaire ou énergie atomique. Le cycle de Rankine dans sa forme la plus simple est constitué de quatre transformations thermodynamiques ; une d'expansion dans laquelle il y a production de travail, une de condensation, une de pompage et une de chauffage. Le cycle de Rankine de base est composé de transformations suivantes :

1-2 : un pompage adiabatique et réversible effectué par la pompe.

2-3-4 : un échange de chaleur (sensible et latent) à pression constante dans la chaudière (haute pression).

4-5 : une détente adiabatique et réversible dans la turbine (production d'un travail).

5-1 : un échange de chaleur à pression constante dans le condenseur. Ces différentes transformations sont schématisées sur le diagramme (T.S) de la figure (2.1).

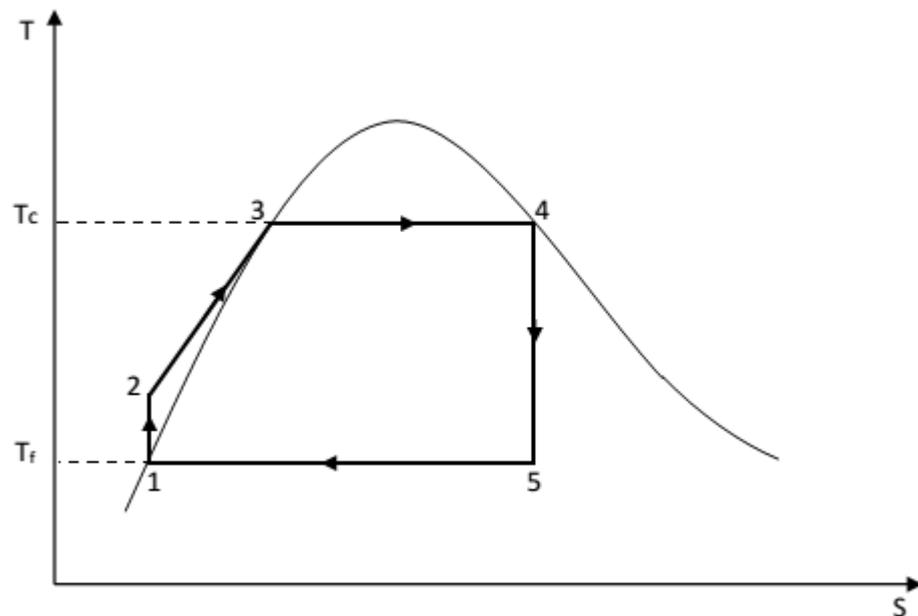


Fig. 2.1 ; Cycle de Rankine de base illustré sur un diagramme (T-S).

Dans la plupart des applications, le cycle de Rankine est traduit par une série de processus à écoulement stationnaire. En plus des illustrations du cycle sur le diagramme (T-S), nous fournirons un schéma de principe d'une turbine à vapeur élémentaire mentionné sur la Figure. (2.2).

L'eau liquide est pompée isentropiquement à travers une pompe passant d'une basse pression à une haute pression (étape 1-2). Dans la chaudière, l'eau est réchauffée à pression constante jusqu'au point de saturation liquide (point3) avant qu'elle soit transformée complètement en vapeur saturée (point4

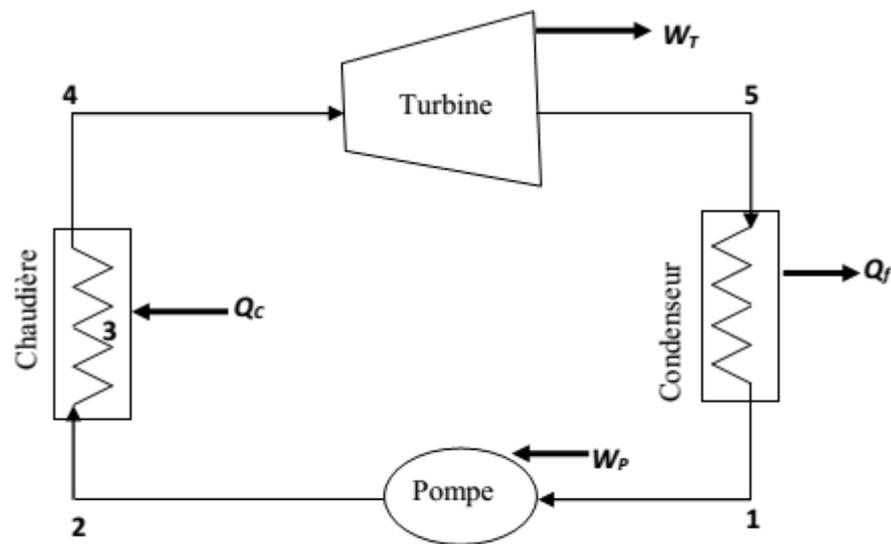


Fig. 2.2 ; Schéma de principe d'une turbine à vapeur.

La vapeur d'eau saturée (point 4) pénètre dans la turbine en subissant une expansion isentropique jusqu'au (point 5). Après détente, le fluide moteur sortant de la turbine est formé d'un mélange de vapeur d'eau et d'eau liquide. Ce mélange est ensuite véhiculé vers le condenseur où l'eau sort en phase complètement liquide (point1) selon un processus de condensation qui se fait à température et pression constantes.

2.1.1 Rendement thermique du cycle :

Dans le cycle de Rankine de puissance tel qu'il est schématisé sur la figure. (2.1), le rendement est déterminé en suivant les étapes suivantes :

Étape 01 : Calcul du travail de la pompe W_p

- Entrée de la pompe :

état : liquide saturé.

$p_1 =$ basse pression

$h_1 = h_l$ (Lecture sur les tables de pression).

- Sortie de la pompe :

état : liquide sous pression.

$p_2 =$ haute pression.

h_2 : Inconnue (à déterminer).

À travers le premier principe de la thermodynamique, on peut écrire :

$$W_p = h_2 - h_1 \quad 2.1$$

le fluide est supposé incompressible et le pompage se fait de façon isentropique, d'où :

$$S_1 = S_2 \quad 2.2$$

et

$$h_2 - h_1 = \int_1^2 \nu dP = \nu(P_2 - P_1) = W_p \quad 2.3$$

dont :

ν : Le volume massique déterminé à travers les tables de pression (BP).

W_p : Le travail fourni par la pompe par kilogramme de fluide.

Une fois le travail est calculé, on peut déduire la valeur de h_2 en utilisant la relation (2.1).

Étape 02 : Calcul de la quantité de chaleur absorbée au niveau de la chaudière Q_c

- Entrée de la chaudière :

État : liquide (sous pression).

$p_2 =$ haute pression.

h_2 : connue de étape1.

- Sortie de la chaudière :

État : vapeur saturée (HP).

$p_4 = p_3 = p_2$ (HP).

$h_4 = h_v$ (Tables de Pressions).

$$Q_c = h_4 - h_2$$

2.4

Étape 03 : Calcul du travail généré par la turbine W_t

- Entrée de la turbine :

état : vapeur saturée (HP).

$p_4 = p_2$ (HP).

h_4 : connue de l'étape 02.

- Sortie de la turbine :

état : mélange saturé (BP).

h_5 : inconnue (à déterminer).

Appliquons le premier principe sur le volume de contrôle qui délimite la turbine, il en résulte que :

$$W_t = h_4 - h_5$$

2.5

D'où la nécessité de déterminer h_5 . Comme la détente est isentropique, on peut écrire :

$$S_4 = S_5$$

La valeur de S_4 est déterminée directement à travers les tables de pressions qui correspondent à ($p_4 =$ HP). Etant donné que le point (5) est situé à l'intérieur de la courbe de saturation, son entropie est exprimée par :

$$S_5 = S_l + x(S_v - S_l) \quad 2.6$$

de la relation (2.6), le titre de vapeur x aura pour expression :

$$x = \frac{S_4 - S_l}{S_v - S_l} \quad (S_v \text{ et } S_l \text{ sont déterminées des tables de pression à BP}).$$

de même pour h_5 :

$$h_5 = h_l + x(h_v - h_l) \quad (h_v \text{ et } h_l \text{ sont déterminées à partir des tables de pression})$$

Après avoir calculé h_5 et h_4 , on remplace leurs valeurs dans (2.5) afin de déterminer le travail de la turbine W_t produit par kilogramme d'écoulement de fluide.

Étape 04: Calcul de la quantité de chaleur cédée au niveau du condenseur Q_f

- Entrée du condenseur :

état : mélange saturé (liquide +vapeur).

p_5 = basse pression.

h_5 : connue de l'étape 04.

- Sortie du condenseur :

état : liquide saturée.

$p_1 = p_5$ (BP).

h_1 : connue de l'étape 01.

$$Q_f = h_5 - h_1 \quad 2.7$$

Étape 05: Calcul du rendement thermique du cycle η_{th}

Nous pouvons maintenant calculer le rendement thermique du cycle de Rankine :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} = \frac{W_t - W_p}{Q_c} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_2)} \quad 2.8$$

2.2 Turbine à surchauffe (Cycle de Rankine-Hirn) :

L'efficacité de la turbine à vapeur élémentaire, peut être améliorée par l'augmentation de la température de la vapeur pénétrant dans la turbine. L'idée de surchauffer la vapeur avant sa détente dans la turbine, a été introduite pour la première fois en 1855 par le physicien Gustave Hirn. Les différentes évolutions constituant ce cycle sont schématisées sur le diagramme (T-S) de la vapeur d'eau tel que indiqué sur la figure. (2.3) ainsi que sur le schéma de principe illustré par la figure. (2.4).

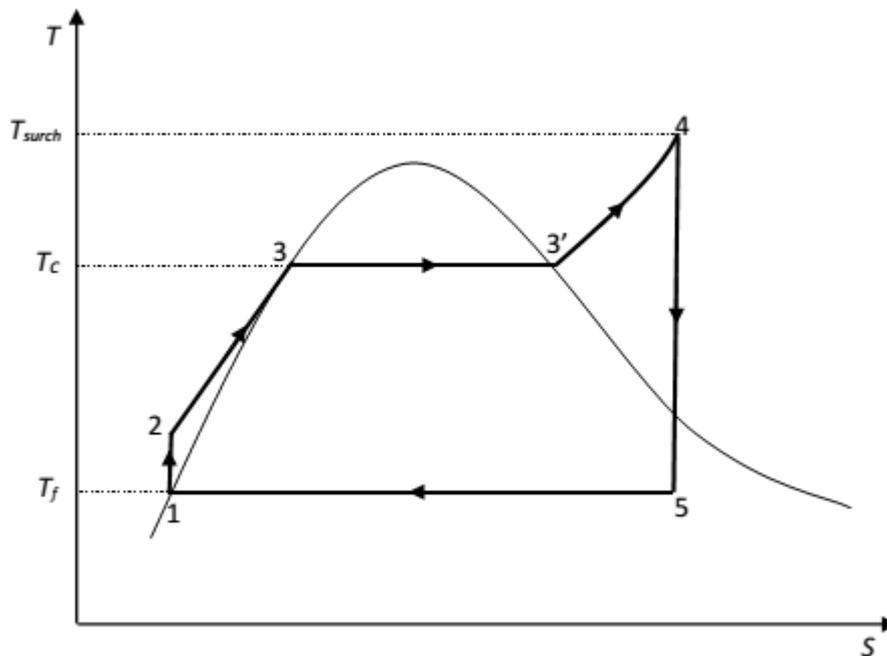


Fig.2.3 ; Cycle de Rankine-Hirn.

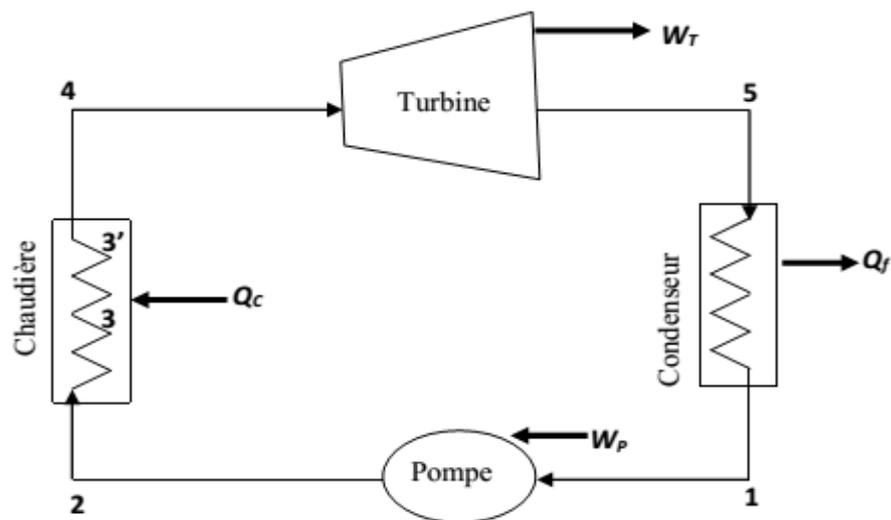


Fig. 2.4 ; Schéma de principe d'une turbine à surchauffe.

Le rendement thermique du cycle à surchauffe est évalué selon la même méthodologie de calcul appliquée précédemment dans le cas du cycle de base. Il a pour expression :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} = \frac{W_t - W_p}{Q_c} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_2)}$$

d'où :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_5 - h_1}{h_4 - h_2} \quad 2.9$$

L'expression (2.9) montre que le rendement thermique du cycle augmente lorsque l'enthalpie h_4 augmente et h_5 diminue. Cette dernière est d'autant plus faible que la pression P_5 est plus petite. Cette faible pression recherchée à la sortie de la turbine de détente, peut être réalisée si la turbine est dotée d'étages supplémentaires permettant d'atteindre des niveaux de pression les plus basses possibles.

2.3 Turbine à resurchauffe :

La resurchauffe constitue une des variantes fonctionnelles des turbines à vapeur. Dans cette catégorie de turbine telle que représentée sur la figure (2.5), une première détente de la vapeur surchauffée est effectuée dans les étages de la turbine haute pression (HP), puis resurchauffer cette même vapeur détendue à pression intermédiaire, dans un réchauffeur incorporé dans le bloc de génération de vapeur (générateur de vapeur).

Les vapeurs resurchauffées sont ensuite acheminées vers les étages de la turbine basse pression (BP). Il est à noter que le réchauffeur de vapeur, récupère l'énergie calorifique contenue dans les gaz de fumée, afin de réchauffer les vapeurs sortantes de la première détente.

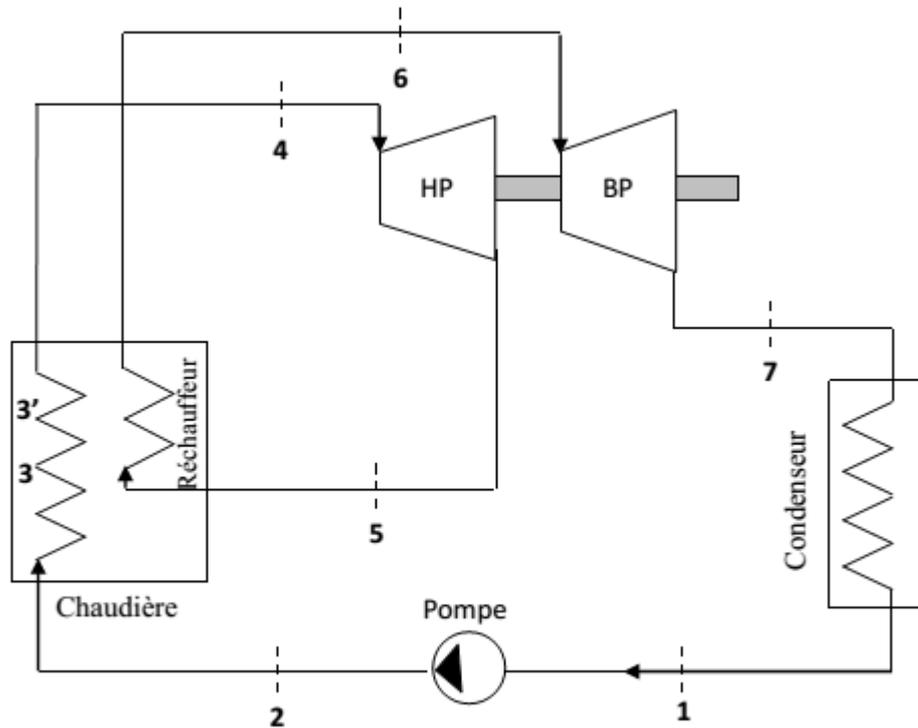


Fig. 2.5 ; Schéma d'une installation à resurchauffe.

Le rendement du cycle moteur représenté sur la figure. (2.6) est traduit par l'expression suivante :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c}$$

dont:

$$W_{net} = W_{t1} + W_{t2} - W_p$$

Si on remplace les différents travaux ainsi que la quantité de chaleur reçue au niveau de la chaudière par leurs expressions enthalpiques, le rendement prend la forme suivante:

$$\eta_{th} = \frac{(h_6 - h_7) + (h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_2) + (h_6 - h_5)} \tag{2.10}$$

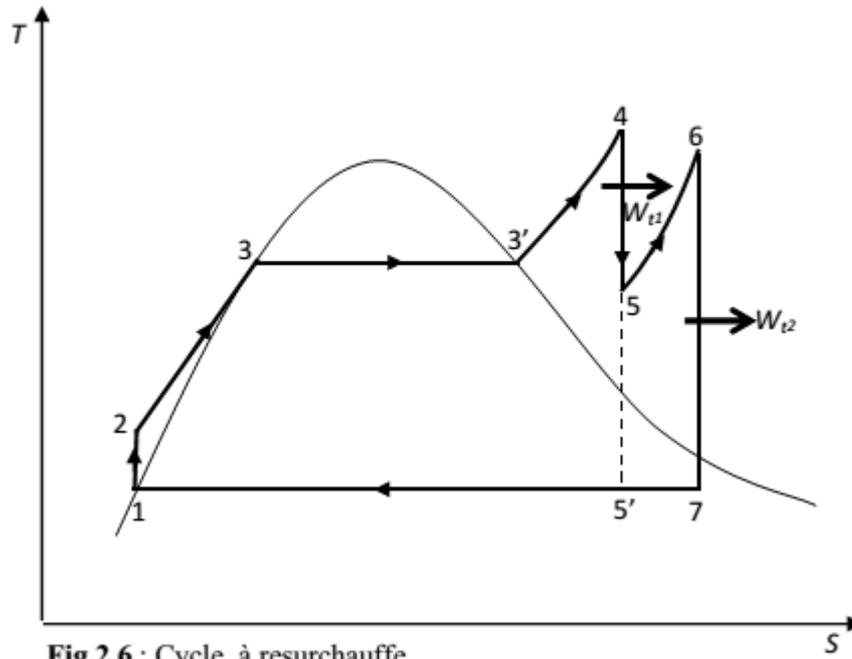


Fig.2.6 : Cycle à resurchauffe.

Il est remarqué à travers la figure. (2.6) ; on peut constater clairement que, l'aire (1233'45671) correspond au travail développé par le cycle à resurchauffe est nettement supérieur à l'aire (1233'45'1), qui représente le travail généré par le cycle à surchauffe fonctionnant entre les même niveaux de pression.

Les vapeurs surchauffées sont sous des pressions de l'ordre de 25 MPa.

Chapitre 03

Procédure et Méthodologie de Calcul

3.1 Introduction :

L'étude paramétrique de l'influence du processus de resurchauffe sur l'efficacité d'une installation motrice à vapeur est abordée par l'étude de l'impact de la variation des conditions opératoires d'une telle turbine, à savoir ; la pression à la source chaude (haute pression HP au niveau de la chaudière), la pression à la source froide (Basse pression BP au niveau du condenseur), la pression de resurchauffe (Moyenne pression MP au niveau de la turbine à resurchauffe) ainsi que la température en fin de resurchauffe. Ces paramètres fonctionnels jouent un grand rôle dans la détermination de l'efficacité de cette installation d'une part, et de permettre la visualisation très claire de l'ordre de grandeur de chaque paramètre d'une autre part.

Afin d'aborder cette analyse, il est utile de noter que les propriétés thermo physiques ainsi que les enthalpies au différents états thermodynamiques du fluide moteur (vapeur d'eau) sont déterminés en exploitant le code de calcul **CoolPack**. Ce dernier représente l'un des supports de calcul offrant la possibilité de déterminer les différentes variables et fonctions thermodynamiques (pression, température, volume massique, entropie massique, enthalpie massique, énergie interne....) pour une large variété de fluide industriels. Il est à noter que, la l'élaboration et la mise au point de ce logiciel ont été faites par le Département de Génie Mécanique de l'université technique du Denmark en collaboration avec l'agence Danoise de l'énergie (DEA).

3.2 Variation des paramètres opératoires :

Comme il est mentionné dans l'introduction, l'analyse des différents paramètres influençant l'efficacité énergétique d'une installation à resurchauffe, passe par la détermination des fourchettes de variation de chaque paramètre en fonction du reste des paramètres opératoires. De plus, il est à signaler que, ces fourchettes de valeurs ont été choisies, en se basant sur les valeurs usuellement pratiquées dans la quasi-totalité des installations thermodynamiques à vapeur.

3.2.1 Pression à la source chaude (chaudière) :

La pression de refoulement de la pompe de circulation comme indiqué sur la figure (3.1) traduit la haute pression avec laquelle circule le fluide moteur dans la chaudière en subissant un échange thermique (sensible et latent) isobare. Le niveau de cette pression

atteinte, décrit l'allure du cycle moteur de fonctionnement et par conséquent son efficacité ainsi que la puissance mécanique développée.

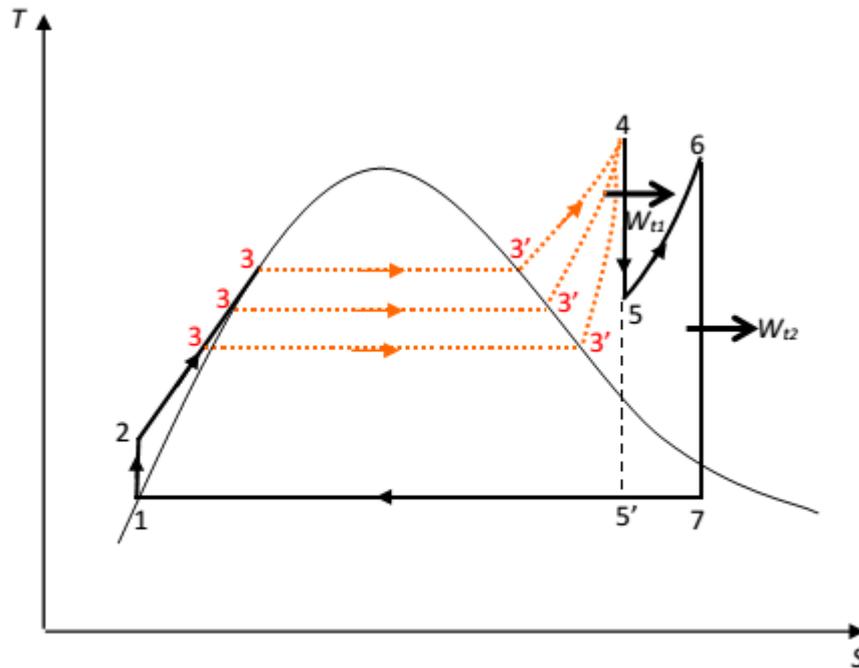


Fig.3.1 : Description de la variation de la haute pression dans le cycle à resurchauffe.

Les valeurs de la haute pression (HP) varient dans une fourchette allant de 10 à 35 bars, tandis que la basse pression (BP) est maintenue à 25kPa, la pression de resurchauffe prend une valeur de 6 bars et les deux températures de surchauffe et de resurchauffe sont maintenues respectivement à 400°C et 350°C.

3.2.2 Pression à la source froide (Condenseur) :

Cette pression est caractérisée par sa faible valeur induite par le processus de détente qui s'accompagne d'une forte chute de pression avant son introduction dans le condenseur. Il est remarqué que, plus la pression de condensation est faible plus la quantité de chaleur rejetée au niveau du condenseur est importante, ce qui influe directement sur le rendement thermique global de la turbine à vapeur. De ce fait, la pression de circulation du fluide moteur au niveau du condenseur est considérée comme étant l'un des paramètres déterminant de l'efficacité énergétique d'une l'installation thermique.

Dans notre investigation de calcul, la fourchette de variation de cette pression s'étale entre un minimum de 5 kPa et un maximum de 45kPa. Les autres états thermodynamiques du

cycle moteur (Points 2,3,3',4,5,6) comme indiqué sur la figure (3.2) sont maintenus constants à savoir ; 25 bars pour la haute pression, la moyenne pression est de 6bars, température de surchauffe est de 400°C et celle de resurchauffe est de 350°C.

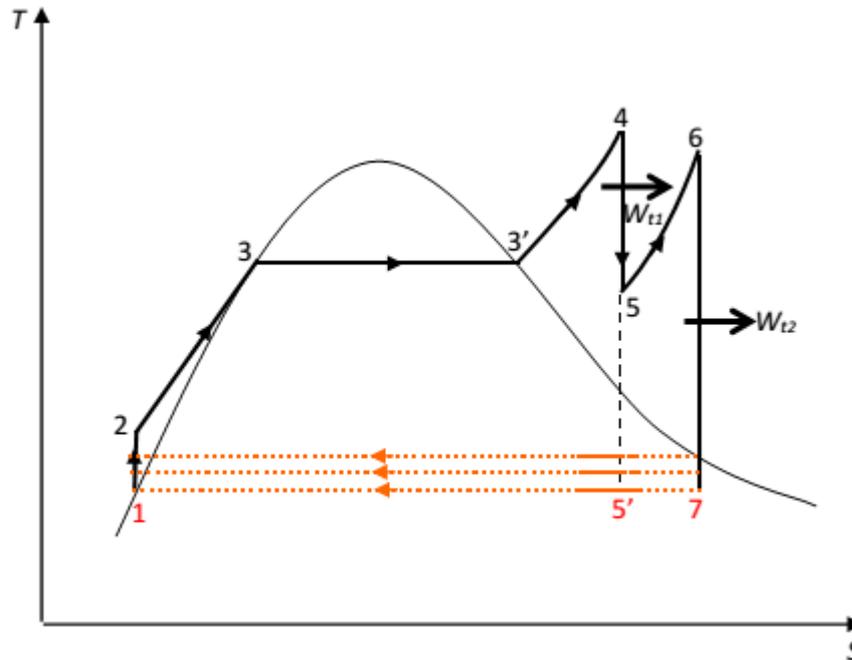


Fig.3.2 : Description de la variation de la basse pression dans le cycle à resurchauffe.

3.2.3 Pression de resurchauffe (Réchefeur) :

Comme schématisé sur le cycle thermodynamique de la figure (3.3), la pression de resurchauffe (moyenne pression) correspond à celle en fin de la première détente. La valeur de cette pression est intimement liée à la nature du processus de détente que subissent les vapeurs surchauffées à travers la première turbine avant leur acheminement vers le resurchauffeur. Il est utile de rappeler que lors de la conception des installations thermiques à resurchauffe, les concepteurs prennent soin à ce que la valeur de cette pression soit suffisante à réaliser une deuxième détente après resurchauffe en produisant un travail nettement supérieur au travail fourni lors de la première détente.

En se basant sur les limitations sus citées ainsi que les recommandations faites par les concepteurs de ce modèle d'installation à vapeur, le choix de la fourchette de variation de cette pression est établi de 4 à 12 bars. Il est à noter que, la haute pression est prise à 20 bars, la basse pression est de 25kPa alors que les températures de surchauffe et de resurchauffe sont maintenues respectivement à 400 et 350°C.

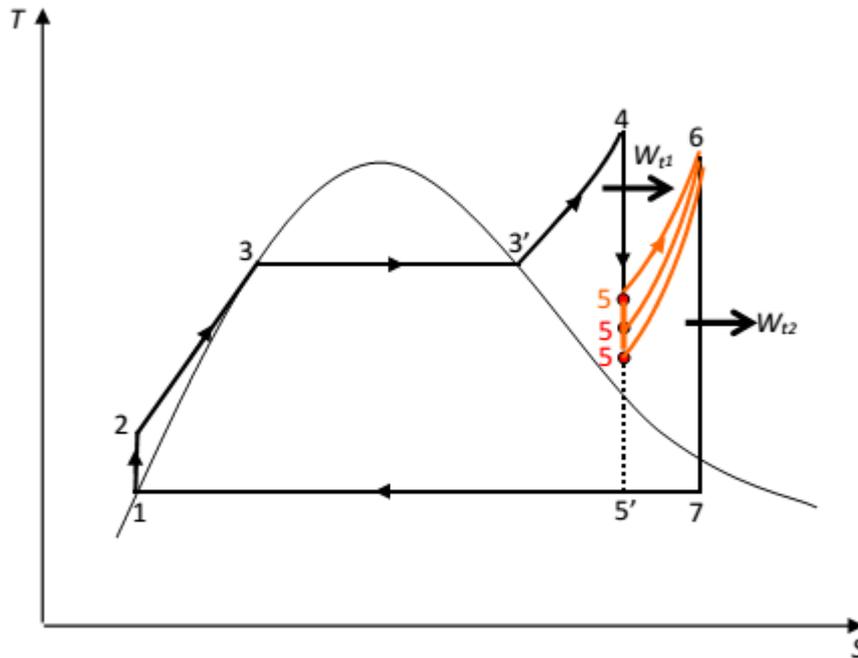


Fig.3.3 : Description de la variation de la pression de resurchauffe.

3.2.4 Température de resurchauffe :

La récupération d'énergie thermique effectuée par le réchauffeur (échangeur de chaleur) incorporé dans la tubulure d'évacuation des gaz brûlés de la chaudière a pour rôle, d'augmenter le niveau de température des vapeurs détendues sortantes de la première turbine. Ce processus de récupération d'énergie basé sur un échange thermique sensible est de grande importance dans ce type d'installation à vapeur car, il participe fortement à réduire les pertes calorifiques de la chaudière, traduites par le flux thermique évacué par les gaz de fumée, et par conséquent ; une élévation du rendement thermique de l'installation.

Il est à rappeler que, le souci majeur des concepteurs ainsi que les exploitants est d'assurer des températures en fin de resurchauffe les plus proches possibles à la température de surchauffe, afin d'atteindre un niveau d'efficacité énergétique le plus élevé possible. Dans notre investigation, et afin de d'élargir la fourchette de cette température, un intervalle de valeurs allant de 246,3 à 350°C a été adopté. Le choix de la valeur minimale de 246,3°C est motivé Par la pression en fin de la première détente (point 5 sur la figure (3.4)) qui correspond à une pression de 6,5 bars. La haute et basse pression sont maintenus respectivement à 20 bars et 25kPa, tandis que la température de surchauffe est à 400°C

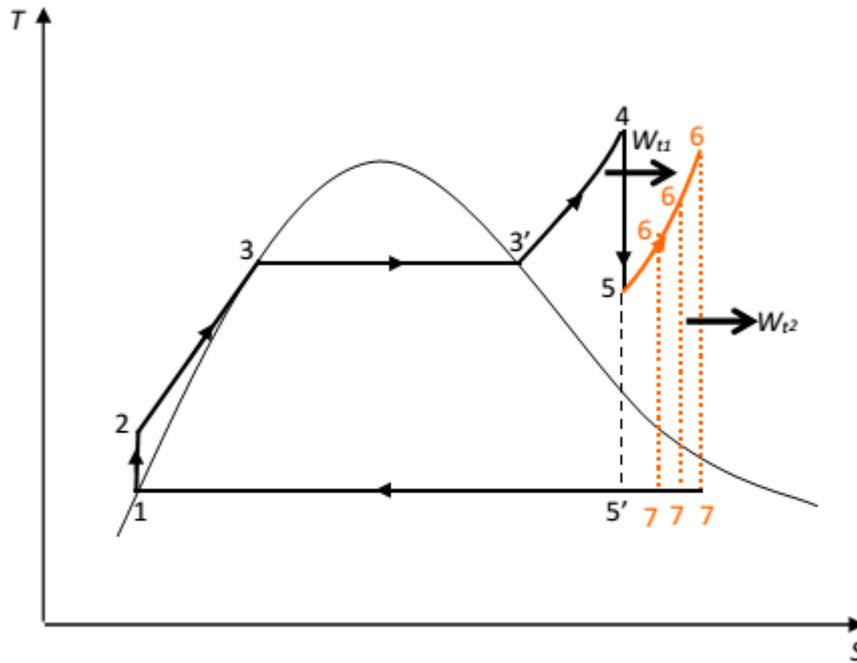


Fig.3.4 : Description de la variation de la température de resurchauffe.

3.3 Procédure et démarche de calcul :

Dans le souci d'obtenir des résultats fiables, une procédure de calcul a été adoptée pour l'ensemble des variations des paramètres opératoires cités dans le paragraphe (3.2). Les étapes que contient cette procédure sont toutes basées sur les résultats obtenus en exploitant le code de calcul CoolPack associé à une note de calcul élaborée en Excel. La première étape consiste à définir les différents points caractéristiques du cycle à resurchauffe sur le diagramme (T.S) sous les conditions opératoires de pression et de température. La deuxième étape est consacrée à la détermination des enthalpies et entropies massiques des points sommets du cycle avant de calculer le travail développé ainsi que le rendement thermique et consommation spécifique de vapeur pour le cycle de base, surchauffe et resurchauffe.

Dans une optique d'éclaircir cette procédure de calcul, un exemple décrivant les différentes étapes est explicitement introduit dans cette brochure dont les pressions et températures sont décrites dans le tableau (1.1) traduisant les valeurs des points caractéristiques du cycle représenté sur la figure (3.5).

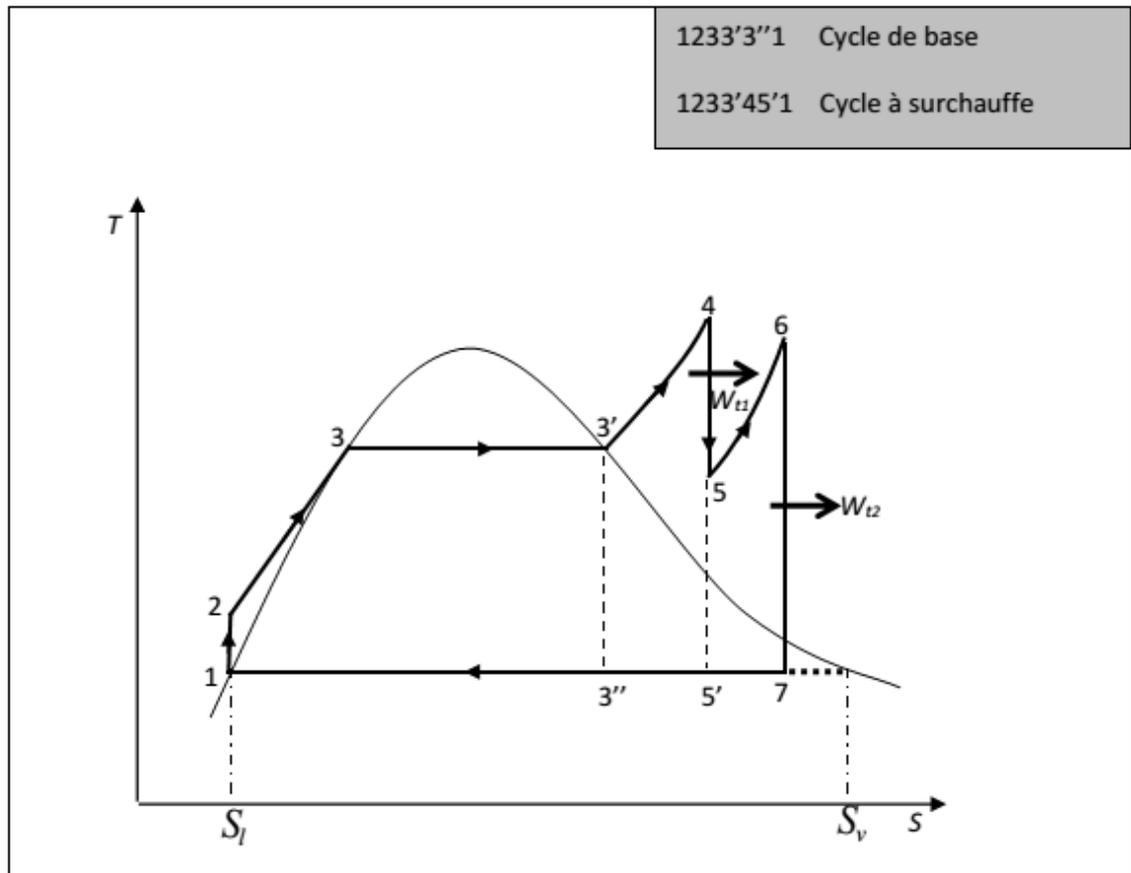


Fig.3.5 : Illustration graphique des différents cycles.

Tableau 3.1 : Valeurs des points caractéristiques du cycle.

	Pression (Bar)	Température (°C)	Etat physique
Point 1	0, 25 (25kPa)	64,97	Liquide saturé (Bp)
Point 2	25	64,97	Liquide s/pression
Point 3	25	223,99	Liquide saturé (Hp)
Point 3'	25	223,99	Vapeur saturée (Hp)
Point 3''	0. 25 (25kPa)	64,97	Mélange saturé
Point 4	25	400°C	Vapeur surchauffée
Point 5	6	à calculer	Vapeur détendue

Point 5'	0.25 (25kPa)	64,97	Mélange saturé
Point 6	6	350	Vapeur resurchauffée
Point 7	0.25 (25kPa)	64,97	Mélange saturé

3.3.1 Calcul du cycle de base (Cycle de Rankine)

➤ Le travail de la pompe W_p

- Entrée de la pompe (point 1) : l'exécution du code de calcul Coolpack pour les conditions relatives au point 1 fait apparaître les résultats suivants et qui sont affichés sur la fenêtre de calcul traduite par la figure (3.6)

$$T_1 = 64,97^\circ C \text{ (liquide saturé)}$$

$$p_1 = 25 \text{ kPa}$$

$$h_1 = h_f = 272,76 \text{ kJ/kg}, S_1 = 0,89536 \text{ kJ/kg.K.}, v = 0.00102 \text{ m}^3/\text{kg}$$

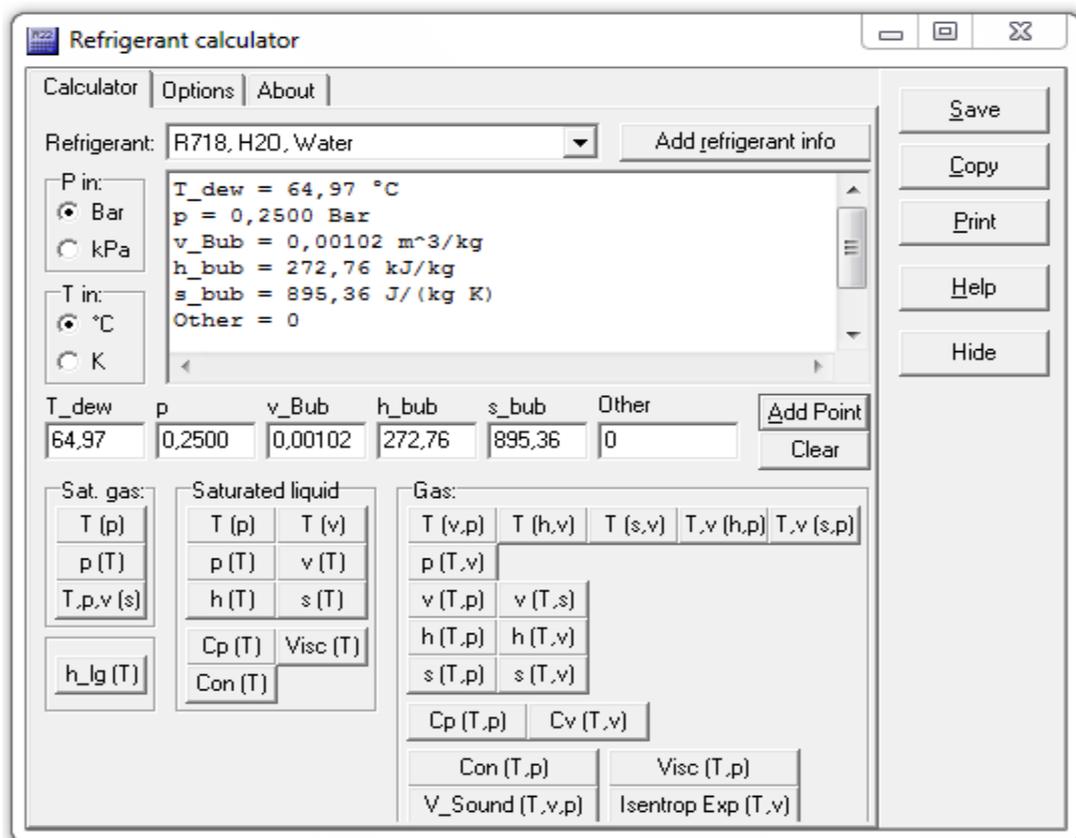


Fig.3.6 : Fenêtre d'affichage des résultats d'exécution CoolPack pour le point 1 du cycle

- Sortie de la pompe (point 2): Le passage du point 1 au point 2 s'effectue à entropie constante (pompage isentropique) qui ne s'accompagne d'aucun échange de chaleur. De ce fait la température du liquide reste inchangée, d'où :

$$T_2 = T_1 = 64,97^\circ C \text{ (Liquide sous pression)}$$

$$p_2 = 25 \text{ bars.}$$

$$h_2 : \text{Inconnue (à déterminer). } S = 0,89536 \text{ kJ/kg.K., } v = 0.00102 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Par l'application de la relation 2.3, il en résulte que ;

$$W_p = h_2 - h_1 = \int_1^2 v dP = v (P_2 - P_1) = 2,52 \text{ kJ/kg}$$

D'où ;

$$h_2 = 275,28 \text{ kJ/kg}$$

- **La quantité de chaleur transmise au fluide moteur au niveau de la chaudière Q_c :**

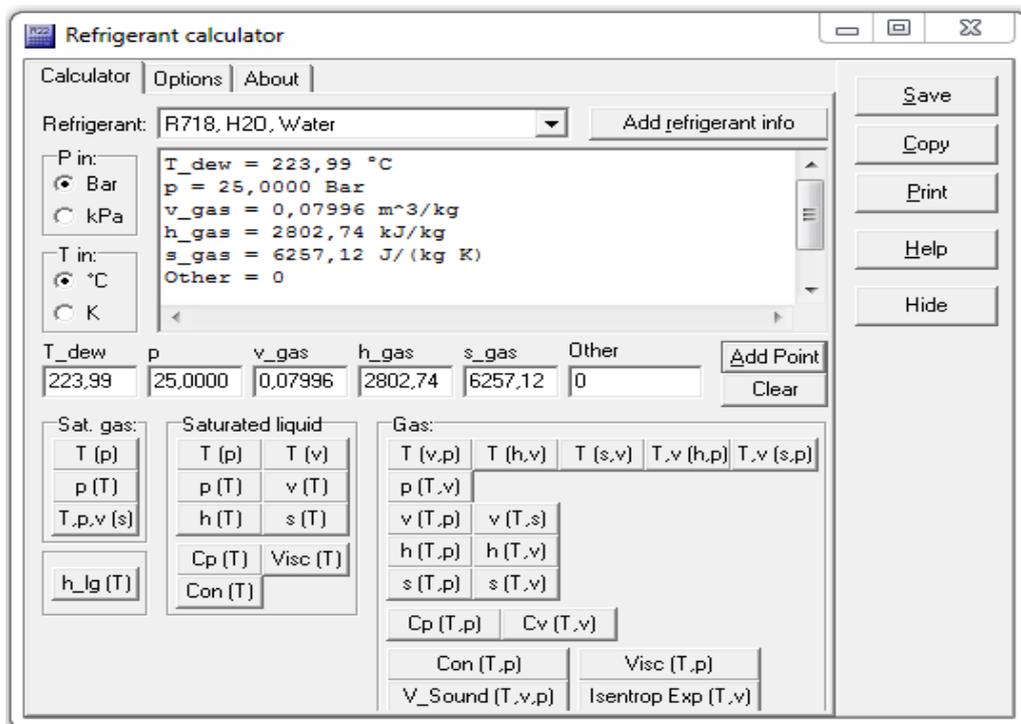


Fig.3.7 : Fenêtre d'affichage des résultats d'exécution CoolPack pour le point 3' du cycle

* Entrée de la chaudière (point 2) : Ce point coïncide avec ce de la sortie de la pompe précédemment calculé.

* Sortie de la chaudière (point 3') :

$$T_{3'} = 223,99^{\circ}C \text{ (vapeur saturée)}$$

$$p_{3'} = p_3 = p_2 = 25 \text{ bars.}$$

$$h_{3'} = h_v = 2802,74 \text{ kJ/kg} , S_{3'} = 6,25712 \text{ kJ/kg.K} \text{ (Fig 3.7)}$$

La quantité de chaleur reçue par le fluide moteur au cours de son passage dans la chaudière est :

$$Q_c = h_{3'} - h_2 = 2527,46 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Le travail net W_{net} développé par le cycle :**

* Entrée de la turbine (point 3') : (il est précédemment calculé)

* Sortie de la turbine (point 3'') : la détente à travers la turbine se déroule à entropie constante.

$$T_{3''} = 64,97^{\circ}C \text{ (Mélange saturé)}$$

$$p_{3''} = 25 \text{ kPa}$$

$$h_{3''} = \text{Inconnue (à déterminer)}, S_{3''} = S_{3'} = 6,25712 \text{ kJ/kg.K}$$

Étant donné que le point 3'' est situé à l'intérieur de la courbe de saturation, son entropie est exprimée par :

$$S_{3''} = S_{3''l} + x_{3''} (S_{3''v} - S_{3''l})$$

d'où le titre de vapeur :

$$x_{3''} = \frac{S_{3''} - S_{3''l}}{S_{3''v} - S_{3''l}}$$

dont ;

$$S_{3''l} = S_{1l} = 0,89536 \text{ kJ/kg.K} \quad \text{et} \quad S_{3''v} = S_{1v} = 7,83108 \text{ kJ/kg.K} \quad (\text{voir fig.3.5})$$

d'où ;

$$x_{3''} = 0,7730$$

de même pour $h_{3''}$:

$$h_{3''} = h_{3''l} + x_{3''} (h_{3''v} - h_{3''l}) \quad \text{avec} \quad h_{3''l} = 272,36 \text{ kJ/kg} \quad \text{et} \quad h_{3''v} = 2617,9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3''} = 2085,46 \text{ kJ/kg}$$

après avoir calculé $h_{3'}$ et $h_{3''}$ on peut déterminer W_{net} comme suit:

$$W_{net} = W_t - W_p = (h_{3'} - h_{3''}) - W_p = 714,16 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Le rendement thermique :**

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} = \frac{W_t - W_p}{Q_c} ; \quad \eta_{th} = 28,27\%$$

➤ **La consommation spécifique de vapeur CSV :**

$$CSV = \frac{3600}{W_{net}} ; \quad CSV = 5,03 \text{ kg/kWh}$$

3.3.2 Calcul du cycle à surchauffe (Rankine – Hirn)

Il est à noter que, les point caractéristiques 1,2,3,3' maintiennent leurs valeurs calculées dans le cycle de base éclaté en paragraphe précédent. De ce fait, il reste à déterminer les points 4 et 5' illustrés sur la figure (3.5). La vapeur est surchauffée jusqu'à une température de 400°C avant son acheminement vers la turbine, à cet état thermodynamique (25bars, 400°C) l'enthalpie et l'entropie sont déterminées comme indiqué sur la figure (3.8).

➤ **Apport de chaleur au niveau du surchauffeur :**

- Entrée du surchauffeur (point 3') : ce point coïncide avec la sortie de la chaudière.
- Sortie du surchauffeur (point 4) :

$$T_4 = 400^\circ\text{C} \quad (\text{Vapeur surchauffée})$$

$$p_4 = 25 \text{ bars}$$

$$h_4 = 3238,95 \text{ kJ/kg}, \quad S_4 = 7,01451 \text{ kJ/kg.K}$$

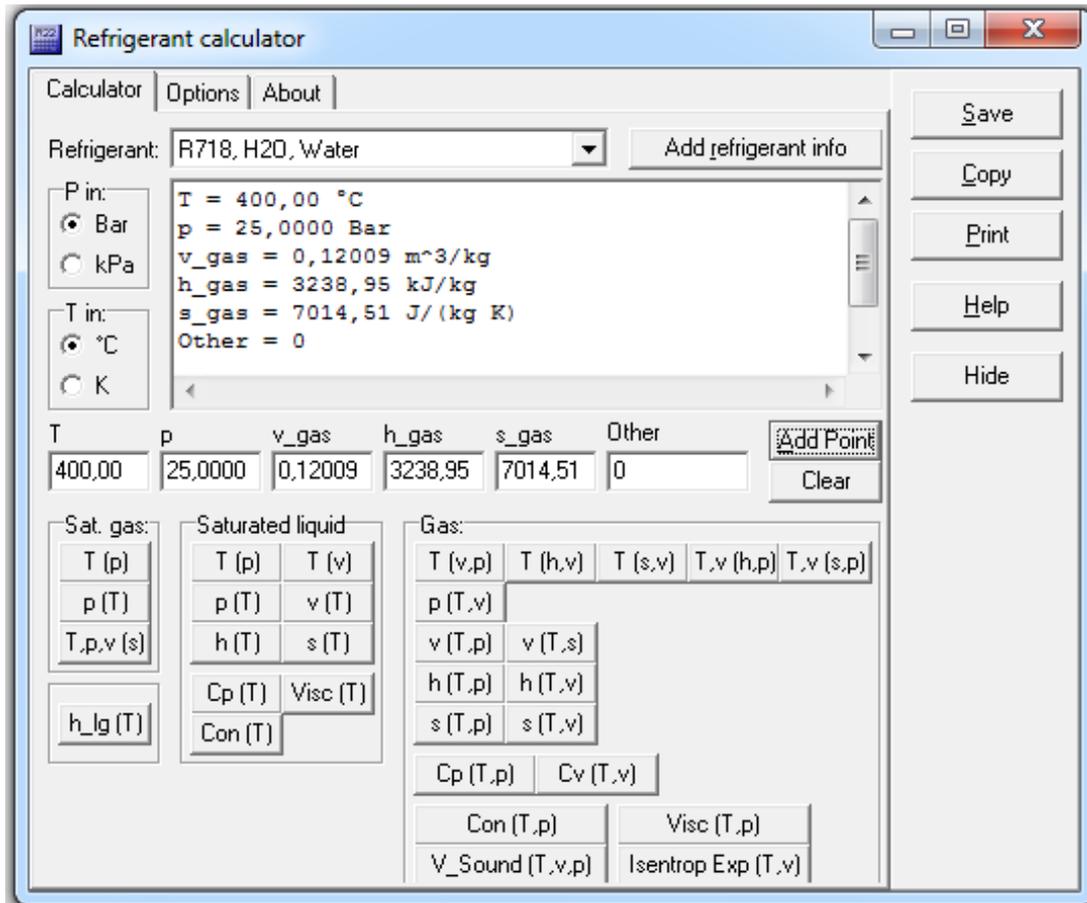


Fig.3.8 : Fenêtre d’affichage des résultats d’exécution CoolPack pour le point 4 du cycle

L’apport de chaleur au niveau du réchauffeur est traduit par l’expression suivante :

$$h_4 - h_3 = 436.21 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Le travail net développé par le cycle W_{net} :**

- Entrée de la turbine Hp (point 4) : (il est précédemment calculé)
- Sortie de la turbine Hp (point 5') : la détente à travers la turbine se déroule à entropie constante.

$$T_{5'} = 64,97^\circ\text{C} \text{ (Mélange saturé)}$$

$$p_{5'} = 25 \text{ kPa}$$

$$h_{5'} = \text{Inconnue (à déterminer)}, S_{5'} = S_4 = 7,01451 \text{ kJ/kg.K}$$

$$S_{5'} = S_{5'l} + x_{5'} (S_{5'v} - S_{5'l})$$

d'où le titre de vapeur prend la forme suivante:

$$x_{5'} = \frac{S_{5'} - S_{5'l}}{S_{5'v} - S_{5'l}} \quad S_7 = S_6 = 7,5461 \text{ kJ/kg.K}$$

dont ;

$$S_{5'l} = S_{1l} = 0,89536 \text{ kJ/kg.K} \quad \text{et} \quad S_{5'v} = S_{1v} = 7,83108 \text{ kJ/kg.K} \quad (\text{voir fig.3.5})$$

d'où ;

$$x_{5'} = 0,8822$$

de même pour $h_{5'}$:

$$h_{5'} = h_{5'l} + x_{5'} (h_{5'v} - h_{5'l}) \quad \text{avec} \quad h_{5'l} = 272,36 \text{ kJ/kg} \quad \text{et} \quad h_{5'v} = 2617,9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{5'} = 2341,59 \text{ kJ/kg}$$

après avoir calculé $h_{5'}$ et h_4 on peut déterminer W_{net} :

$$W_{net} = W_t - W_p = (h_4 - h_{5'}) - W_p = 894,84 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Le rendement thermique :**

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_c} = \frac{W_t - W_p}{h_4 - h_2} \quad ; \quad \eta_{th} = 30,19\%$$

➤ **La consommation spécifique de vapeur CSV :**

$$CSV = \frac{3600}{W_{net}} \quad ; \quad CSV = 4,02 \text{ kg/kWh}$$

3.3.3 Calcul du cycle à resurchauffe :

Sur le cycle à resurchauffe illustré sur la figure 3.4, les états 1, 2, 3' et 4 maintiennent les mêmes valeurs précédemment calculées, tandis qu'il reste à déterminer les états 5,6, et 7.

- Entrée du resurchauffeur (Point 5) :

- ce point coïncide avec ce de la fin de détente partielle dans la turbine (HP) qui se déroule selon un processus isentropique. L'intersection de l'isentropique S_5 avec l'isobare P_5 donne les résultats ci-dessous déduites de la figure (3.9)

$$S_5 = S_4 = 7,01451 \text{ kJ/kg.K}, T_5 = 210,61^\circ\text{C}, h_5 = 2872,9 \text{ kJ/kg}$$

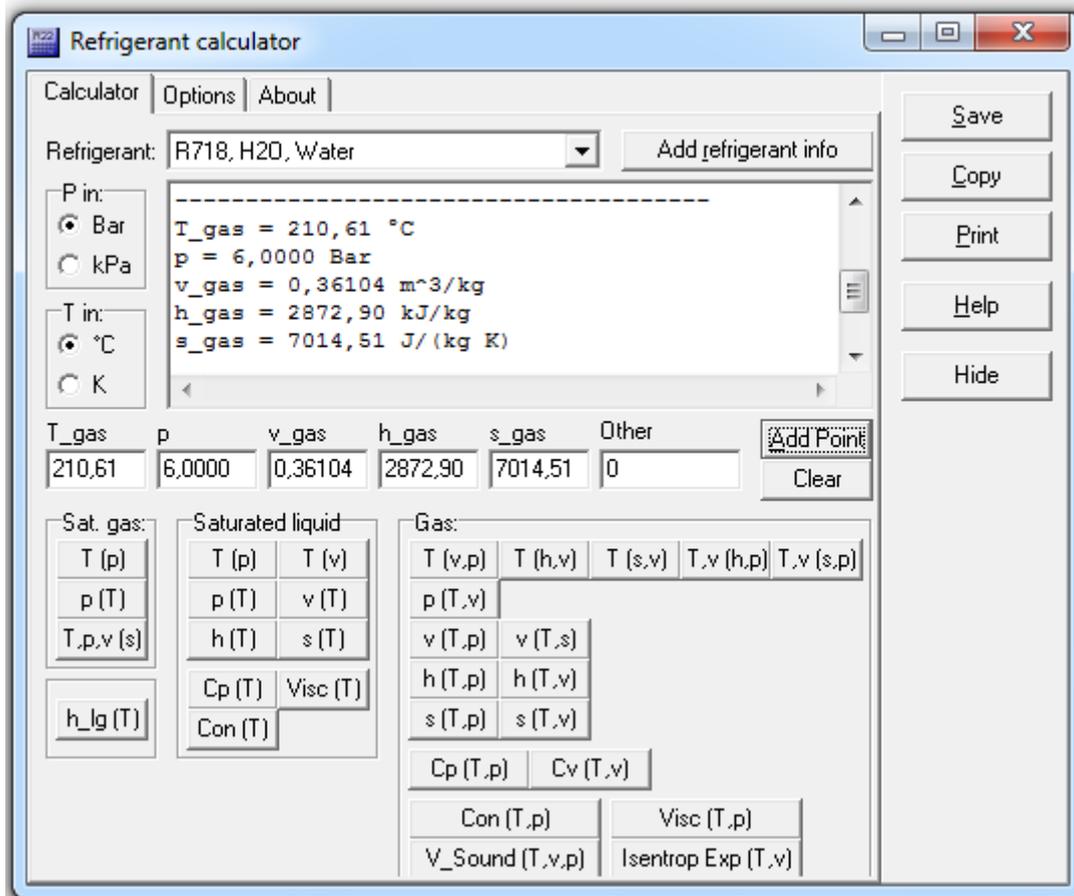


Fig.3.9 : Fenêtre d'affichage des résultats d'exécution CoolPack pour le point 5 du cycle

- Sortie du resurchauffeur (point 6) :**

La resurchauffe de la vapeur de l'état 5 à l'état 6 ($T_6 = 350^\circ\text{C}$) s'effectue à pression constante équivalente à celle de fin de détente partielle, et qui vaut $P_5 = P_6 = 6 \text{ bars}$. A cet état correspond une enthalpie $h_6 = 3165,34 \text{ kJ/kg}$ et une entropie $S_6 = 7,5461 \text{ kJ/kg.K}$ comme illustré sur la figure (3.10).

- Sortie de la turbine de détente BP (Point 7) :**

La fin de détente est caractérisée par l'état 7 où la pression est de $P_7 = 25 \text{ kPa}$, et une entropie $S_7 = S_6 = 7,5461 \text{ kJ/kg.K}$. Le titre de vapeur est exprimé par :

$$x_7 = \frac{S_7 - S_{7l}}{S_{7v} - S_{7l}} = 0,9589$$

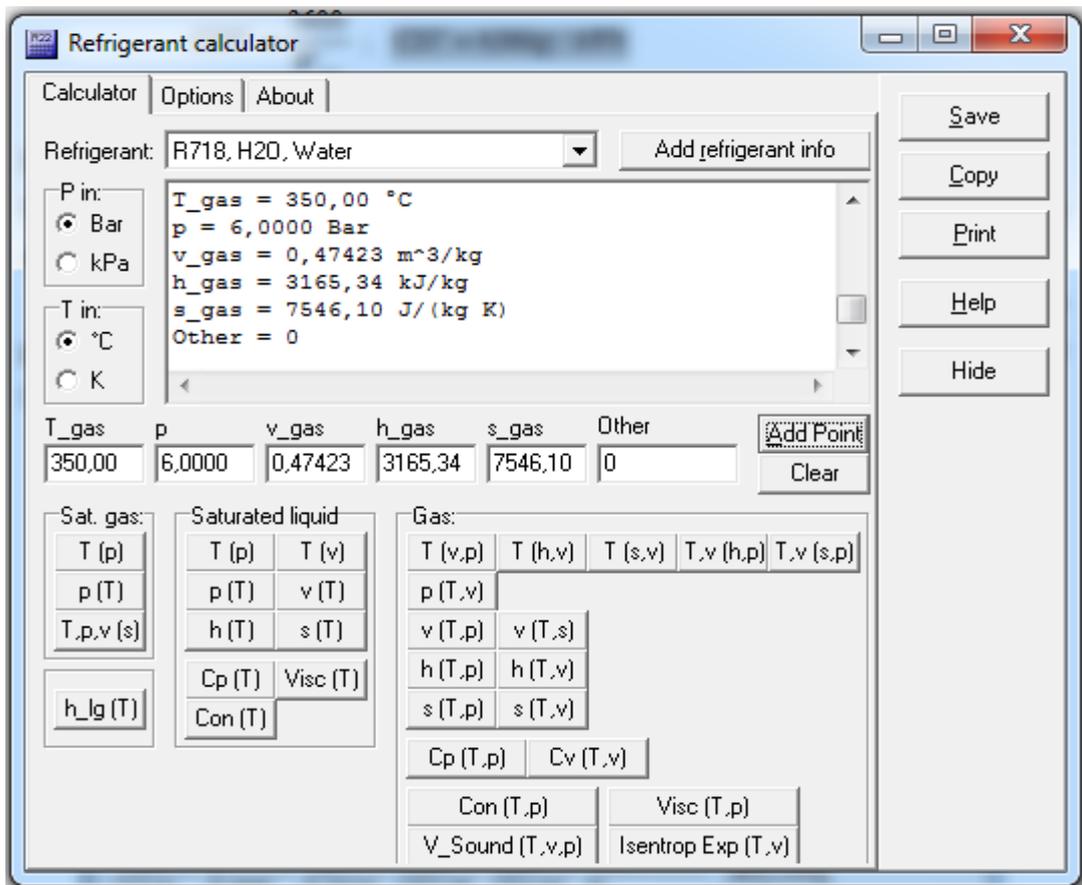


Fig.3.10 : Fenêtre d’affichage des résultats d’exécution CoolPack pour le point 6 du cycle

L’enthalpie h_7 est déterminée a partir de l’expression :

$$h_7 = h_l + x(h_v - h_l)$$

$$h_7 = 2521,517kJ / kg$$

➤ **Le travail net W_{net} développé par le cycle à resurchauffe :**

$$W_{net} = W_{r1} + W_{r2} - W_p = (h_4 - h_5) + (h_6 - h_7) - W_p$$

$$W_{total} = 1007,34kJ/kg$$

➤ **Le rendement thermique :**

$$\eta_{th} = \frac{(h_6 - h_7) + (h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{(h_4 - h_2) + (h_6 - h_5)}$$

$$\eta_{th} = 30,94\%$$

➤ La consommation spécifique de vapeur CSV :

$$CSV = \frac{3600}{W_{net}} ; \quad CSV = 3.57 \text{ kg/kWh}$$

Tableau 3.2 : Récapitulatif des résultats.

	TRAVAIL NET W_{net} (kJ/kg)	CONSOMMATION SPECIFIQUE DE VAPEUR CSV (kg/kWh)	RENDEMENT THERMIQUE η_{th} %
Cycle de Base	714,16	5,03	28,27
Cycle à surchauffe	894,84	4,02	30,19
Cycle à resurchauffe	1007,34	3,57	30,94

Chapitre 04

Interprétation des Résultats

4.1 Introduction :

L'analyse de l'influence de la variation des différents paramètres opératoires (haute pression, basse pression, pression de resurchauffe...), sur l'efficacité d'une turbine à resurchauffe est faite à partir de l'interprétation de l'ensemble des résultats affichés à travers ce qui a été mentionné dans le chapitre précédent. Le choix de la présentation graphique des résultats a été opté, dans le souci de mieux illustrer l'évolution des différentes allures.

4.2 Effet de la pression à la source chaude (HP) :

Comme indiqué sur la figure (4.1), les travaux nets développés par la turbine à resurchauffe ou à surchauffe augmentent avec l'augmentation de la pression. Cette augmentation de pression a plus d'impact sur le travail net du cycle à resurchauffe en le comparant à ce de la surchauffe. De plus, il est remarqué que l'évolution du travail net de la resurchauffe passe par deux zones distinctes. La première zone (A) est celle comprise entre **10 et 22 bars**, caractérisée par une augmentation rapide du travail avec l'augmentation de pression. On enregistre dans cette zone un taux d'évolution de l'ordre de **15.84 (kJ/kg)/ bar**. La deuxième zone (B) étalée entre **22 à 35 bars** dans laquelle l'évolution est sensiblement lente traduite par un taux de **6.88 (kJ/kg)/ bar**

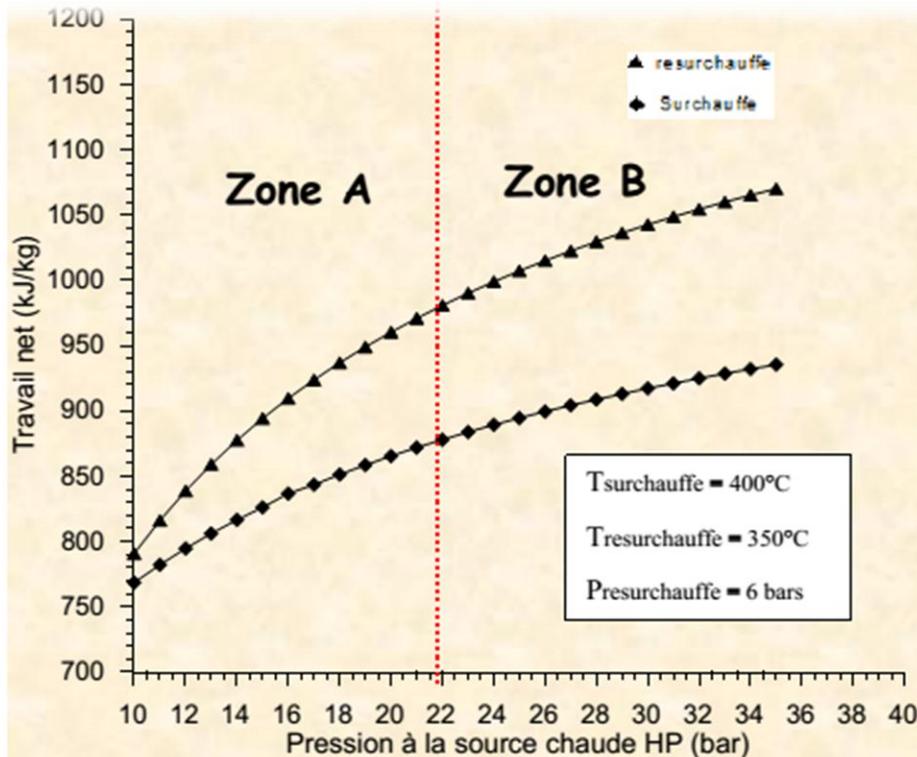


Fig.4.1 : Variation du travail net développé en fonction de la pression à la source chaude (HP)

À travers la figure (4.2) traduisant l'évolution du rendement thermique en fonction de la pression HP, il est constaté que l'augmentation de la pression provoque une sensible augmentation du rendement thermique.

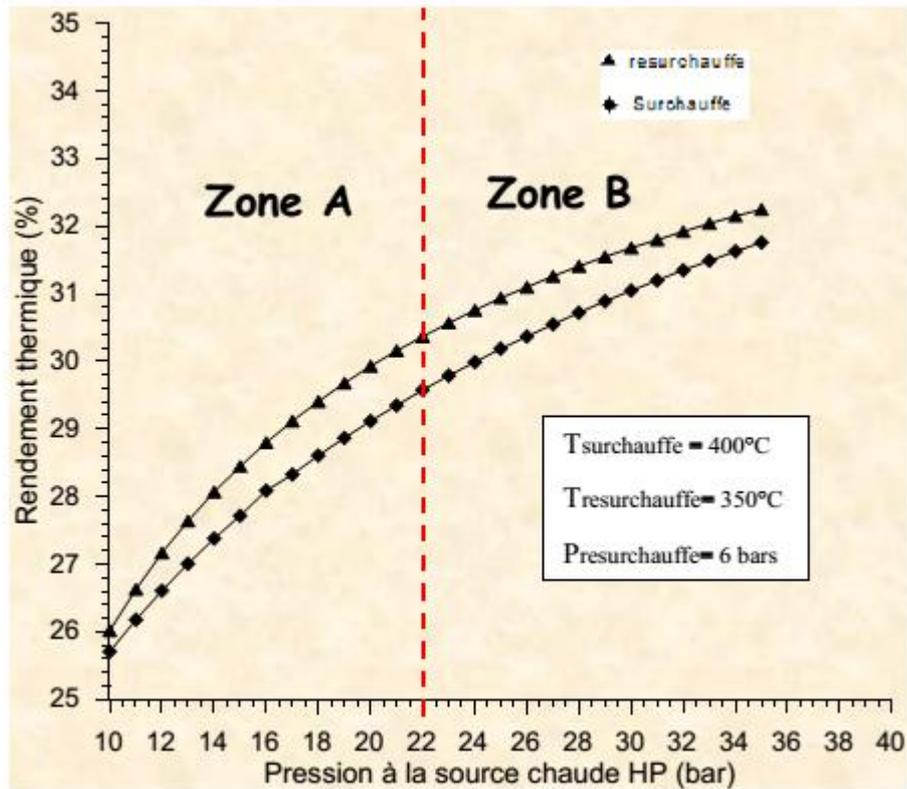


Fig.4.2 : Variation du rendement thermique en fonction de la pression à la source chaude

Le rendement de la resurchauffe demeure supérieur à ce de la surchauffe dans toute la fourchette de variation de pression. L'évolution du rendement de la resurchauffe affiche un passage par les deux mêmes zones précédemment citées dans l'évolution du travail net. Dans la zone A allant de **10 à 22 bars** est enregistrée une évolution de l'ordre de **0,3625 % / bar**, tandis que dans la zone (B) un taux d'évolution de **0,16 % / bar**.

4.3 Effet de la pression à la source froide (BP) :

La pression au condenseur est un paramètre qui influence le travail net produit par la turbine à vapeur comme illustré sur la figure (3.3). L'augmentation de cette pression est accompagnée d'une diminution sensible du travail net généré par la turbine à resurchauffe traduite par un taux de diminution de l'ordre **7,76 (kJ/kg)/kPa**

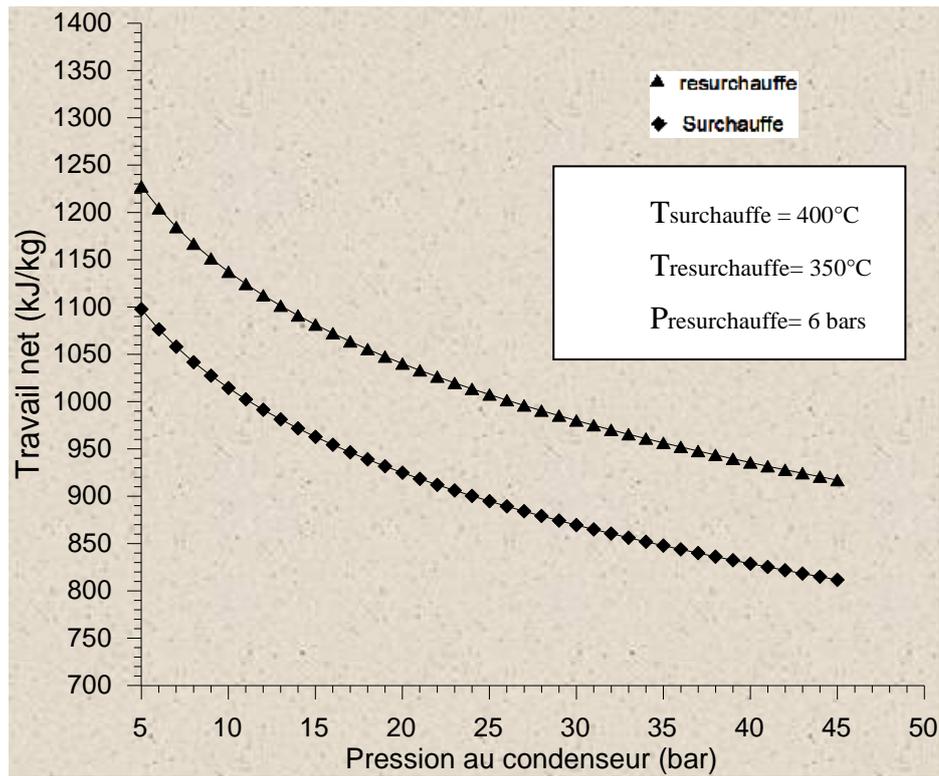


Fig.4.3 : Variation du travail net développé en fonction de la pression au condenseur

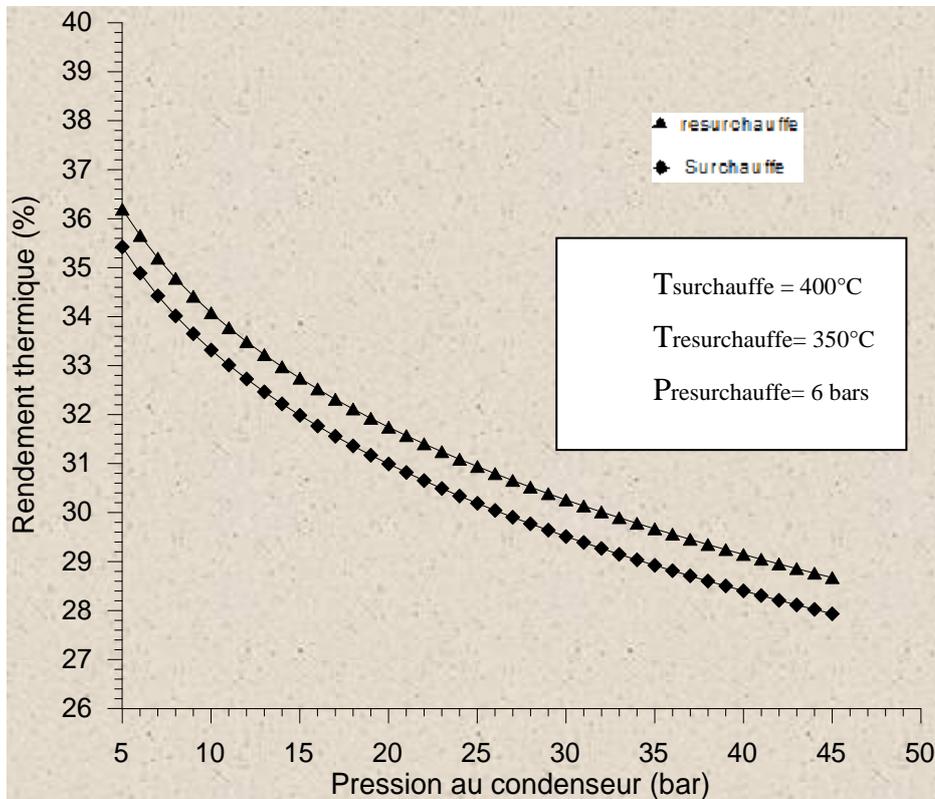


Fig.4.4 : Variation du rendement thermique en fonction de la pression au condenseur

De même pour le rendement qui suit une allure descendante comme schématisé sur la figure (4.4) lorsque la pression augmente. Le rendement est maximal quand la pression BP prend une valeur plus basse possible. À travers l'évolution de l'allure tracée sur la figure (4.4), il est clairement remarqué que, dans une fourchette de pression allant de **5 à 45kPa** le rendement thermique de la turbine à resurchauffe passe d'un maximal de **35,42%** à une valeur minimale de **27,92%** soit une diminution de l'ordre de 6,5% équivalente à un taux de diminution de **0,1625 % / kPa**.

4.4 Effet de la pression de resurchauffe :

À travers la figure (4.5) qui représente la variation du travail net développé en fonction de la pression du resurchauffe, il est constaté que, l'augmentation de la pression de resurchauffe présente un effet inverse sur le travail qui est traduit par une diminution, passant d'une valeur de **988kJ/kg** enregistrée à **4 bars** jusqu'à une valeur de **888 kJ/kg** atteinte à **12 bars** soit un taux de diminution de l'ordre de **1,25 (kJ/kg) / bar**.

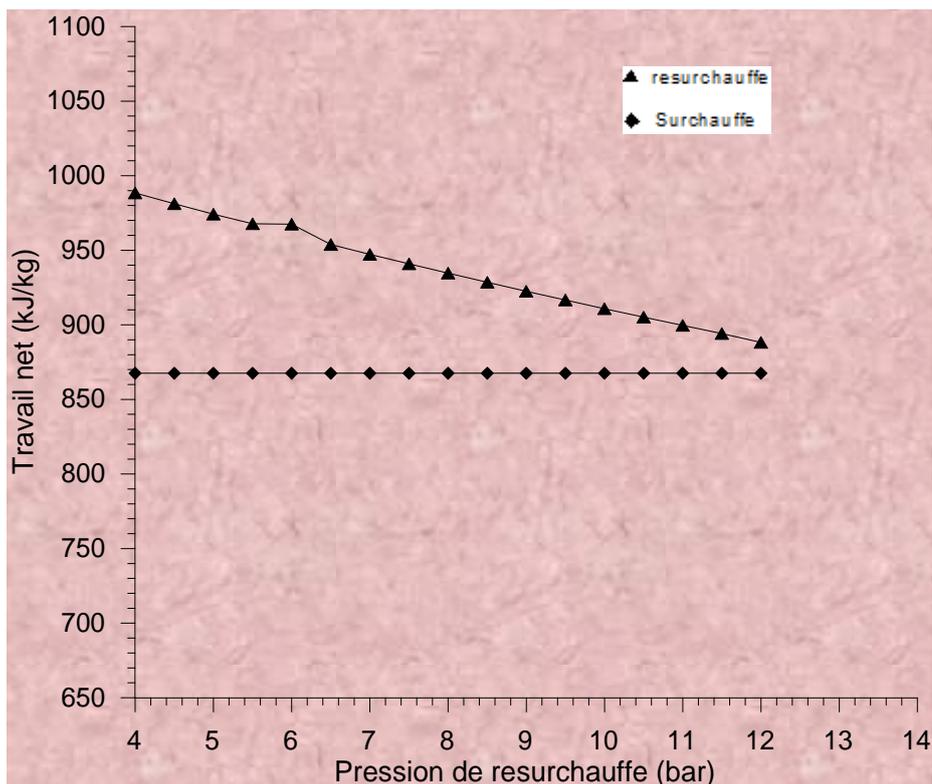


Fig.4.5 : Variation du travail net développé en fonction de la pression de resurchauffe

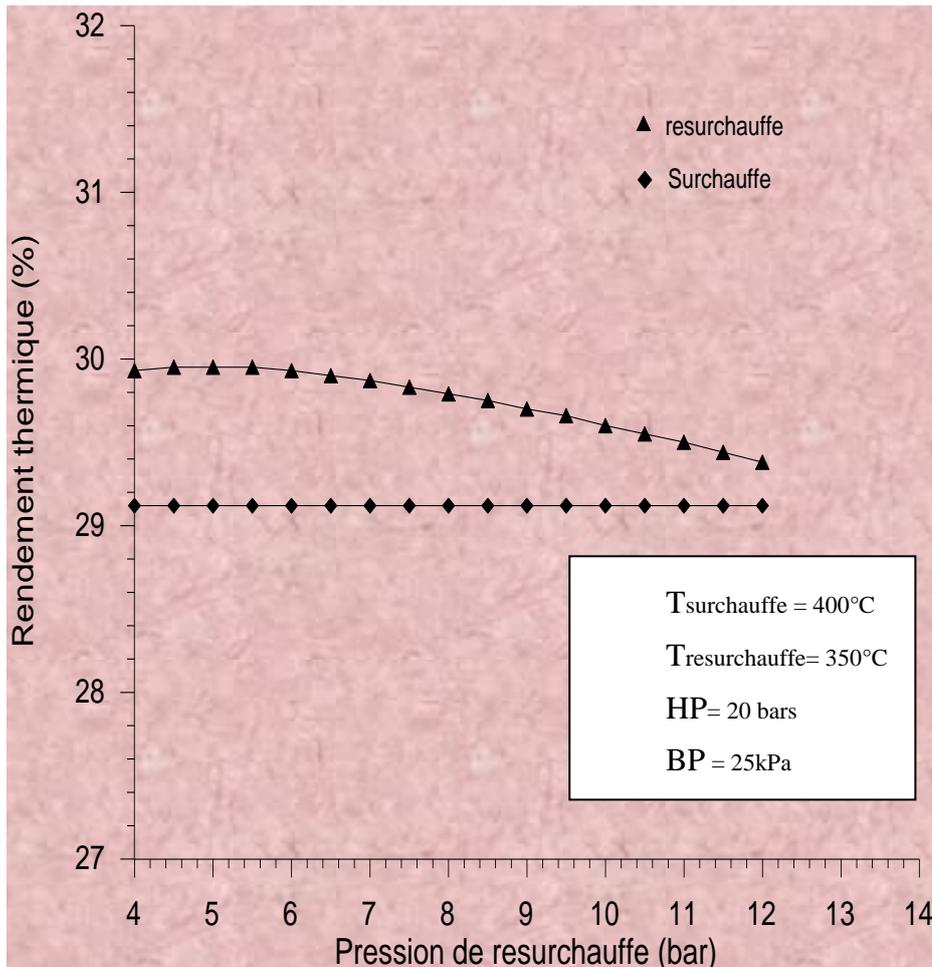


Fig.4.6 : Variation du rendement thermique en fonction de la pression de resurchauffe

De même pour le rendement thermique, il est remarqué à travers l'allure de la figure (4.6) que, le rendement thermique de la turbine à resurchauffe est faiblement affecté par l'augmentation de la pression de resurchauffe. On enregistre une diminution du rendement de l'ordre de **0,56%** lorsque la pression passe de **4 à 12 bars**, ce qui est équivalent à un taux de diminution de **0,07 %/ bar**.

4.5 Effet de la température de resurchauffe :

L'influence de la température de resurchauffe sur le travail net développé d'une turbine à vapeur est illustré sur la figure (4.7). À travers cette dernière, il apparaît clairement que l'augmentation de la température de resurchauffe engendre une augmentation du travail net. Il est constaté une élévation du travail d'une valeur de **889 kJ/kg à 250°C** , jusqu'à **974 kJ/kg** enregistré à **350°C** soit un taux d'élévation de l'ordre de **0,85 (kJ/kg) / $^{\circ}\text{C}$** .

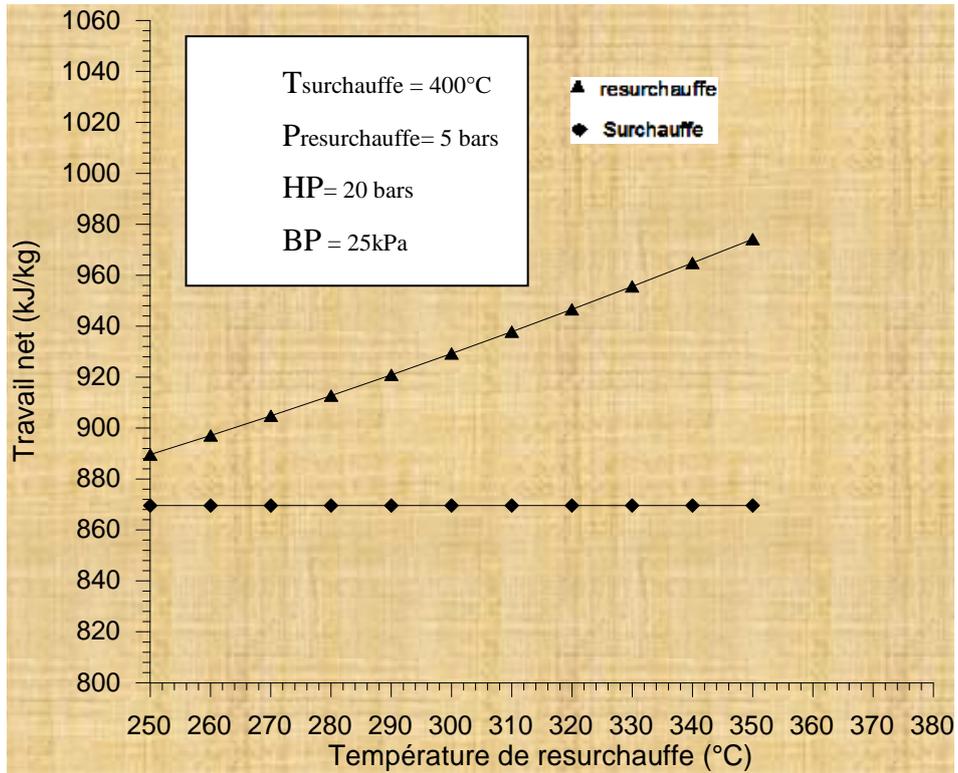


Fig.4.7 : Variation du travail net développé en fonction de la température de resurchauffe

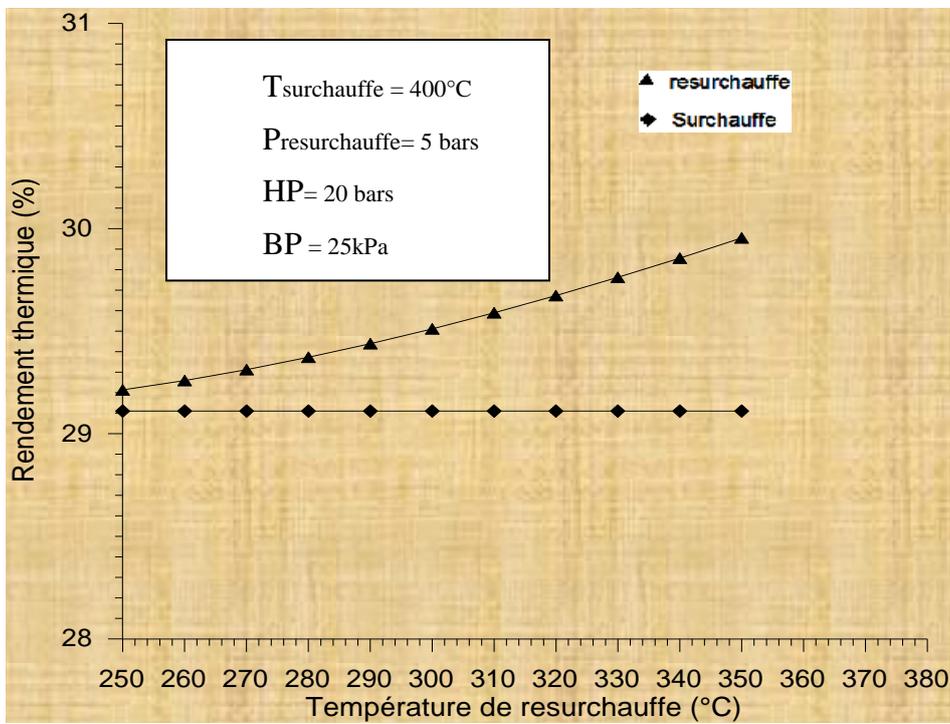


Fig.4.8 : Variation du rendement thermique en fonction de la température de resurchauffe

Dans la figure (4.8) est représentée l'évolution du rendement thermique en fonction de la température de resurchauffe. Il est remarqué que le rendement est faiblement affecté par la variation de la température, et pour laquelle on constate une légère élévation de l'ordre de **0,74%** quand la température passe de **250 à 350°C** soit un taux d'élévation de **0,074% / °C**.

CONCLUSION GENERALE

L'étude paramétrique de la turbine à resurchauffe, nous a offert la possibilité de s'introduire d'une part, dans le domaine des installations thermodynamiques motrices à vapeur et d'autre part, améliorer nos facultés de calcul et d'analyse énergétique des différents processus liés au fonctionnement de ce type d'installation. A partir des résultats de calcul affichés à travers la variation de l'ensemble des paramètres opératoires de la turbine à resurchauffe, plusieurs remarques et constats conduisant à conclure ce qui suit :

- ✚ Le processus de resurchauffe affecte sensiblement le travail net généré par la turbine ainsi que le rendement thermique de l'installation. De plus, il est à afficher que pour toutes les variations de pression HP et BP, les performances de la turbine à resurchauffe est supérieurs à celles à surchauffe ;
- ✚ La pression HP (pression à la source chaude) est celle qui affecte de plus le travail net produit lors de la resurchauffe avec un taux maximal de l'ordre de 15.84 (kJ/kg)/ bar ;
- ✚ La variation de la basse pression (pression au condenseur) a tendance d'augmenter les performances énergétiques de la turbine (travail et rendement) lorsque sa valeur devient la plus basse possible ;
- ✚ La pression de resurchauffe a un effet inverse, plus cette pression s'approche de la pression HP, plus les performances de la turbine diminuent en valeur ;
- ✚ L'élévation de la température de resurchauffe sous les mêmes conditions opératoires (HP, BP, P resurchauffe), présente un faible impact sur le rendement ainsi que le travail de la turbine.

Il est très utile de noter que, pour améliorer la performance énergétique d'une turbine à resurchauffe, on doit agir sur les paramètres suivants :

- ✓ Augmenter la pression HP à la source chaude jusqu'aux limites offertes par les équipements industriellement disponible ;
- ✓ Diminuer la pression de condensation afin d'atteindre des niveaux de pression s'approchant au vide ;
- ✓ Assurer un écart sensible entre la haute pression et la pression de resurchauffe.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Srinivas, T., Gupta, A. V. S. S. K. S., Reddy, B. V. (2007). Generalized thermodynamic analysis of steam power cycles with 'n' number of feedwater heaters. *International Journal of Thermodynamics*, Vol.10 (No.4), 177-185.
- [2] Sunder Raj, K. S. (2006). Last stage performance considerations in low-pressure turbines of power plants- a case study. *Proceedings of the ASME Power Conference, Atlanta, GA, USA*(pp.237-244).
- [3] Jaluria, Y. (1998). *Design and Optimisation of Thermal Systems*. USA: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- [4] Habib, M. A., Said, S.A.M., & Al-Zaharna, I. (1999). Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal-power plants. *Applied Energy*, Vol. 63, pp.17-34.
- [5] Çengel, Y. A. & Boles, M. A. (2002). *Thermodynamics An Engineering Approach* (4th Edition). New York: McGraw Hill.
- [6] Bloch Heinz P, Singh Murari. Steam turbines. Design, applications and re-rating. 2nd ed. New York: McGraw-Hill; 2009.
- [7] Barbarelli S., Florio G., Scornaienchi N.M. Developing of a Small Power Turbine Recovering Energy from low Enthalpy Steams or Waste Gases: Design, Building and Experimental Measurements. *Thermal Science and Engineering Progress*, Volume 6, June 2018, Pages 346-354.
- [8] Barbarelli S., Florio G., Scornaienchi N.M. (2005). Performance analysis of a low-power tangential flow turbine with rotary channel, *Journal of Energy Resources Technology*, Transactions of the ASME, Vol. 127, No. 4, pp. 272-279. DOI: 10.1115/1.1944008.