



**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR  
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**



**Université M'Hammed Bougara Boumerdes  
Faculté des Sciences de l'Ingénieur**

***Projet de fin d'études***

***En vue de l'obtention du diplôme***

***de master en génie mécanique***

***OPTION : Énergétique***

***Thème***

***Étude comparative des performances des trois  
centrales thermiques de production de l'énergie  
électrique ; dont cycle à vapeur , cycle à gaz et  
cycle combiné.***

***Réalisé par :***

***M<sup>elle</sup> : KADDACHE Karima***

***M<sup>elle</sup> : NALUWEMBE Sana Siraj Musanje***

***Suivi par :***


***M'. MANSOURI Larbi***

***Encadré par :***

***M'. BETROUNI Yacine***

***2016/2017***

## REMERCIEMENT



*Tout d'abord, nous remercions Dieu le Tout Puissant de nous avoir donnés la volonté et le courage pour accomplir ce travail.*

*Nous remercions vivement notre promoteur Mr.MANSOURI LARBI, notre enseignant au Département Énergétique et Mr. BETROUNI YACINE, Ingénieur à la centrale thermique de CAP-DJINET (SONELGAZ), de nous avoir confié ce sujet, et de l'aide précieuse qu'ils nous ont toujours apporté. Qu'ils trouvent ici l'expression de notre sincère reconnaissance.*

*Une pensée pleine de reconnaissance à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation pendant toute la durée de nos études , afin d'acquérir ce modeste travail.*

*Nombreuses sont les personnes qui nous ont apporté leur aide et leur soutien, nous tenons à citer nos camarades qui nous ont beaucoup aidé dans notre travail sans mentionner leurs noms, nous tenons à leurs présenter nos remerciements les plus sincères.*

*Nous remercions les membres du jury qui ont accepté de juger ce travail*

*Enfinement, nous remercions nos parents de nous avoir élevé, instruit, pour tous leurs sacrifices, ... les mots s'épuisent sans doute, mais vous comprendrez que tout un univers de paroles ne pourrait suffire pour vous dire merci, et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à notre réussite MERCI.*

**KARIMA ET SANA**



## *Dédicaces*

*A la femme qui a consacré sa vie pour que la mienne soit meilleure, par l'aide et le soutien qu'elle m'a réservé, pour que je puisse continuer mes études,  
Ma très chère mère.*

*A mon père qui m'a apporté toute l'aide dont j'avais besoin.*

*A ma très adorable sœur SABRINA, qui m'a encouragé toujours à suivre le chemin du savoir et à et mes frères Mohamed Amine, Noureddine et Ali*

*A toutes les personnes qui m'ont entouré, encouragé et aidé et surtout mon binôme SANA et M<sup>elle</sup> RIAL SOUMIA et tous les gens qui m'aiment.*

*Karima*



## *Dédicaces*

*To the strongest and most inspiring woman I know, my biggest support, my comfort and my strength; my mother*

*To my father for encouraging and supporting me in every way.*

*To my amazing big brother Omar and adorable little siblings Noora and Binge.*

*To my friends that became family during my years in Algeria for their love and support. Much love to Rehma, Arnie, Sophie, Shahida and Karima to mention a few.*

*To all my teachers who instilled knowledge in me to get this far in my education.*

*Sana*

# *Sommaire*

# Sommaire

<b>LISTE DES FIGURES</b> .....	1
<b>LISTE DES TABLEAUX</b> .....	3
<b>NOMENCLATURE</b> .....	5
<b>Introduction générale</b> .....	9

## *Chapitre I : Présentation des trois centrales thermiques*

<b>Introduction</b> .....	11
I.1. Présentation de la centrale de Cap-Djinet.....	11
I.1.1 Rôle de la centrale thermique.....	11
I.1.2 Principe d fonctionnement de la centrale thermique.....	12
I.1.2.a Circuit liquide.....	12
I.1.2.b Circuit vapeur.....	12
I.1.3 Les principaux organes de la centrale de Cap-Djinet.....	12
I.1.4 Générateur de vapeur (chaudière).....	13
I.1.5 Le circuit eau vapeur.....	14
I.1.6 Le circuit air fumées.....	15
I.1.7 La turbine.....	16
I.1.8 Le condenseur.....	17
I.1.9 La bache alimentaire.....	18
I.1.10 Les pompe.....	19
I.1.11 Les réchauffeurs.....	20
I.1.12 L'alternateur.....	21
I.1.13 Les auxiliaires.....	21
I.1.14 Le principe d'une tranche de production.....	22
I.2 Situation et description générale de l'unité d'El Hamma II.....	25
I.2.1 Conditions nominales de site.....	26
I.2.2 Caractéristiques techniques de la centrale.....	26
I.3 Situation et description générale de l'unité de Hadjret Ennous.....	28
I.3.1 Configuration générale de la centrale.....	30
I.3.2 Caractéristiques des éléments principaux de la centrale.....	31

## *Chapitre II : Généralité sur les trois cycles étudiés*

<b>Introduction</b> .....	34
II.1 Les turbines à gaz.....	34
II.1.2 Définition.....	34
II.1.3 Les éléments d'une turbine à gaz.....	35
II.1.4 principe de fonctionnement.....	35
II.1.5 Classification des turbines à gaz.....	36
II.1.6 Cycles thermodynamiques.....	37
II.2 Les turbines à vapeur.....	39
II.2.1 Définition.....	39
II.2.2 Classification des turbines à vapeur.....	40
II.2.2.a Turbine à action.....	40
II.2.2.b Turbine à réaction.....	40
II.2.3 Cycle de Rankine et cycle de Hirn.....	41
II.2.3.a Description.....	41
II.2.3.b Cycle de Hirn avec resurchauffe.....	43
II.2.3.c Cycle de Hirn avec soutirage de vapeur.....	44
II.2.3.d : Cycle supercritique.....	46
II.3 Les cycles combinés.....	46
II.3.1 Introduction.....	46
II.3.2 Définition.....	47
II.3.3 Principe de fonctionnement.....	47
II.3.4 Les éléments de base de cycle combiné.....	49
II.3.5 Diagramme entropique d'un cycle combiné.....	49
II.3.6 Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur).....	50
II.3.7 Caractéristique d'un cycle combiné.....	51
Conclusion.....	51

## ***Chapitre III : Bilan énergétique des trois centrales thermiques***

<b>Introduction</b> .....	52
<b>III.1 Étude énergétique de la centrale de Cap-Djinet</b> .....	52
III.1.1 Le rendement de cycle.....	52
III.1.2 Le premier principe de la thermodynamique.....	53
III.1.3 Diagramme (T-S) à six soutirages de centrale Cap-Djinet.....	56
III.1.4 Les différentes stations du circuit thermique.....	57
III.1.5 Les données de l'installation.....	58
III.1.6 Calcul de bilan énergétique de cycle.....	59
III.1.6.1 Calcul de travail de la turbine.....	60
III.1.6.2 Calcul des travaux et les puissances des pompes.....	62
III.1.6.3 Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière.....	63
III.1.6.4 Évaluation du rendement thermique de l'installation.....	63
III.1.7 Calcul de rendement isentropique de la turbine.....	64
III.1.7.1 Calcul de rendement isentropique de la turbine corps HP.....	65
III.1.7.2 Calcul de rendement isentropique de la turbine corps MP.....	65
III.1.7.3 Calcul de rendement isentropique de la turbine corps BP.....	66
<b>III.2 Étude énergétique de la centrale d'El Hamma II</b> .....	67
III.2.1 Partie compresseur.....	67
III.2.2 Rendement isentropique du compresseur.....	68
III.2.3 Partie chambre de combustion.....	68
III.2.4 Le rendement de combustion.....	69
III.2.5 Partie turbine.....	69
III.2.6 Rendement isentropique de la turbine.....	69
III.2.7 Evaluation des performances de la turbine à gaz.....	70
III.2.7.1 Rendement global de l'installation.....	70
<b>III.3 Étude énergétique de la centrale de Hadjret Ennous</b> .....	71
III.3.1 Partie turbine à gaz.....	71
III.3.2 Cycle idéal de la turbine à gaz (Cycle de joule).....	71
III.3.3 Calcul des performances de la turbine à gaz (9FB).....	72
III.3.4 partie compresseur.....	74
III.3.5 Calculs des paramètres de la chambre de combustion.....	74
III.3.6 Calculs des paramètres de la turbine.....	75
III.3.7 Calcul des travaux et puissances.....	75
III.4.1 Partie turbine à vapeur.....	76
III.4.2 Détermination des caractéristiques thermodynamiques des points.....	81
III.4.3 Calcul des travaux dans les turbines et les pompes.....	83

III.4.4 Calcul de puissance des turbines et des pompes.....	84
III.4.5 Calcul des quantités de chaleur.....	86
III.4.6 Calcul du rendement thermodynamique.....	88
III.4.7 Calcul de la puissance nette et de rendement total.....	89
III.4.8 Calcul du rendement total.....	89
III.5 Tableaux récapitulatifs.....	90

## *Chapitre IV : Comparaison et Interprétation*

<b>Introduction.....</b>	<b>93</b>
IV.1 Comparaison de point de vue thermodynamique.....	93
IV.2 Interprétation des résultats et explication.....	95
IV.3 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à vapeur.....	96
IV.4 Pertes internes et externes dans les turbines à vapeur.....	96
IV.4.1 Pertes internes dans les turbines à vapeur.....	96
IV.4.2 Pertes externes dans les turbines à vapeur.....	97
IV.4.3 amélioration de cycle par soutirage.....	97
IV.4.4 Avantages et inconvénients de la turbine à vapeur.....	98
IV.5 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz.....	98
IV.5.1 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz.....	99
IV.5.2 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG.....	99
IV.5.3 Avantages et inconvénients de la turbine à gaz.....	101
IV.6 les Facteurs influents sure l’installation à cycle combiné de Hadjret Ennous.....	102
IV.6.1 Système de refroidissement d’air d’admission de la centrale Hadjret Ennous.....	102
IV.6.2 Influence de la configuration mono arbre.....	104
IV.6.3 Avantages et inconvénients de cycle combiné.....	104
IV.7 Les Cycles combinés et environnement.....	105
IV.8 Comparaison de point de vue technologique.....	106
IV.9 Comparaison de point de vue maintenance et exploitation.....	107
Conclusion.....	108
<b>Conclusion générale.....</b>	<b>109</b>
<b>Bibliographie.....</b>	<b>111</b>

## **LISTE DES FIGURES**

<b>Figure</b>	<b>Titre</b>	<b>Page</b>
<b>I.1</b>	<b><i>Générateur de vapeur.</i></b>	<b>13</b>
<b>I.2</b>	<b><i>Le Condenseur.</i></b>	<b>17</b>
<b>I.3</b>	<b><i>La bâche alimentaire.</i></b>	<b>18</b>
<b>I.4</b>	<b><i>Principaux composants et circuits d'une tranche thermique de la centrale.</i></b>	<b>24</b>
<b>I.5</b>	<b><i>La centrale d'El Hamma II.</i></b>	<b>25</b>
<b>I.6</b>	<b><i>La turbine à gaz SIEMENS V94.3A1.</i></b>	<b>26</b>
<b>I.7</b>	<b><i>L'alternateur de la centrale.</i></b>	<b>27</b>
<b>I.8</b>	<b><i>Situation géographique de la centrale thermique.</i></b>	<b>29</b>
<b>I.9</b>	<b><i>Centrale de Hadjret Ennous.</i></b>	<b>30</b>
<b>I.10</b>	<b><i>Turbine à gaz 9FB.</i></b>	<b>32</b>
<b>II.1</b>	<b><i>schéma d'une turbine à gaz.</i></b>	<b>34</b>
<b>II.2</b>	<b><i>Classification des turbines à gaz.</i></b>	<b>36</b>
<b>II.3</b>	<b><i>Cycle idéal d'une turbine à gaz.</i></b>	<b>37</b>
<b>II.4</b>	<b><i>Cycle réel d'une turbine à gaz.</i></b>	<b>38</b>
<b>II.5</b>	<b><i>Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur.</i></b>	<b>39</b>
<b>II.6</b>	<b><i>Classification des turbines à vapeur.</i></b>	<b>40</b>
<b>II.7</b>	<b><i>cycle de Carnot.</i></b>	<b>41</b>
<b>II.8</b>	<b><i>Cycle de Rankine d'une IMV.</i></b>	<b>41</b>
<b>II.9</b>	<b><i>installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn.</i></b>	<b>42</b>
<b>II.10</b>	<b><i>Cycle de Hirn.</i></b>	<b>42</b>
<b>II.11</b>	<b><i>Schéma d'une IMV fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn avec surchauffe</i></b>	<b>43</b>
<b>II.12</b>	<b><i>Cycle de Hirn à resurchauffe.</i></b>	<b>44</b>
<b>II.13</b>	<b><i>IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur.</i></b>	<b>44</b>
<b>II.14</b>	<b><i>Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur.</i></b>	<b>45</b>
<b>II.15</b>	<b><i>IMV à cycle supercritique à deux resurchauffes.</i></b>	<b>46</b>
<b>II.16</b>	<b><i>Schéma d'un cycle combiné.</i></b>	<b>47</b>
<b>II.17</b>	<b><i>configuration d'une installation cycle combiné mono-arbre.</i></b>	<b>48</b>

<b>II.18</b>	<b><i>configuration d'une installation cycle combiné bi-arbre.</i></b>	<b>49</b>
<b>II.19</b>	<b><i>les éléments de base de cycle combiné.</i></b>	<b>49</b>
<b>II.20</b>	<b><i>Diagramme (T-S) d'un cycle combiné.</i></b>	<b>50</b>
<b>III.1</b>	<b><i>Les paramètres du circuit eau-vapeur en fonctionnement normal (100% de charge et six soutirages).</i></b>	<b>55</b>
<b>III.2</b>	<b><i>Diagramme (T, S) à six soutirages de centrale Ras-Djinet.</i></b>	<b>56</b>
<b>III.3</b>	<b><i>Diagramme H-S.</i></b>	<b>64</b>
<b>III.4</b>	<b><i>Schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert.</i></b>	<b>71</b>
<b>III.5</b>	<b><i>Le cycle de joule dans les diagrammes (T, S).</i></b>	<b>71</b>
<b>III.6</b>	<b><i>Schéma de l'installation motrice à vapeur.</i></b>	<b>77</b>
<b>III.7</b>	<b><i>Cycle thermodynamique idéal de l'installation motrice à vapeur dans le diagramme (T-S) de l'eau.</i></b>	<b>78</b>
<b>III.8</b>	<b><i>Représentation, dans le diagramme(T-S) du cycle thermodynamique réel d'IMV.</i></b>	<b>80</b>
<b>IV.1</b>	<b><i>Comparaison rendement thermique de l'installation et consommation de combustible pour la production de 1 MW.</i></b>	<b>94</b>
<b>IV.2</b>	<b><i>Comparaison consommation de combustible et puissance utile.</i></b>	<b>95</b>
<b>IV.3</b>	<b><i>L'influence de la température sur les performances de la turbine à gaz.</i></b>	<b>103</b>

## **LISTE DES TABLEAUX**

<b>Tableau</b>	<b>Titre</b>	<b>Page</b>
<b>I.1</b>	<i>Les caractéristiques d'une chaudière.</i>	<b>14</b>
<b>I.2</b>	<i>Les caractéristiques d'un économiseur.</i>	<b>14</b>
<b>I.3</b>	<i>Les caractéristiques de ballon chaudière.</i>	<b>14</b>
<b>I.4</b>	<i>Les caractéristiques des surchauffeurs.</i>	<b>15</b>
<b>I.5</b>	<i>Les caractéristiques des différents corps de la turbine.</i>	<b>17</b>
<b>I.6</b>	<i>Les caractéristiques de condenseur.</i>	<b>18</b>
<b>I.7</b>	<i>Les caractéristiques de la bêche alimentaire.</i>	<b>19</b>
<b>I.8</b>	<i>Les caractéristiques des pompes d'extraction.</i>	<b>19</b>
<b>I.9</b>	<i>Les caractéristiques des pompes alimentaires.</i>	<b>19</b>
<b>I.10</b>	<i>Les caractéristiques des réchauffeurs BP.</i>	<b>20</b>
<b>I.11</b>	<i>Les caractéristiques des réchauffeurs HP.</i>	<b>20</b>
<b>I.12</b>	<i>Les caractéristiques de l'alternateur.</i>	<b>21</b>
<b>III.1</b>	<i>Les différentes stations du circuit thermique.</i>	<b>57</b>
<b>III.2</b>	<i>Paramètres des différents points du cycle à vapeur Cap-Djinet.</i>	<b>58</b>
<b>III.3</b>	<i>Les débits des soutirages.</i>	<b>59</b>
<b>III.4</b>	<i>les débits des fuites.</i>	<b>59</b>
<b>III.5</b>	<i>paramètres thermodynamiques de corps HP</i>	<b>65</b>
<b>III.6</b>	<i>paramètres thermodynamiques de corps MP</i>	<b>65</b>
<b>III.7</b>	<i>paramètres thermodynamiques de corps BP</i>	<b>66</b>
<b>III.8</b>	<i>Les paramètres thermodynamiques du compresseur de V94-3A.</i>	<b>67</b>
<b>III.9</b>	<i>Les paramètres thermodynamiques du compresseur de 9FB.</i>	<b>72</b>
<b>III.10</b>	<i>Caractéristiques thermodynamiques données aux points du cycle à vapeur de Hadjret Ennous.</i>	<b>79</b>
<b>III.11</b>	<i>Les caractéristiques thermodynamiques du cycle réel.</i>	<b>82</b>
<b>III.12</b>	<i>Récapitulatif des performances de l'installation de Cap-Djinet.</i>	<b>90</b>
<b>III.13</b>	<i>Récapitulatif des performances de l'installation d'El Hamma II.</i>	<b>91</b>

<i>III.14</i>	<i>Récapitulatif des performances de l'installation de Hadjret Ennous.</i>	<i>92</i>
<i>IV.1</i>	<i>Tableau comparatif des consommations et des rendements.</i>	<i>94</i>
<i>IV.2</i>	<i>comparaison entre turbine à gaz et turbine à vapeur (Matériaux et fonctionnement).</i>	<i>107</i>

## NOMENCLATURE

<i>symbole</i>	<i>signification</i>	<i>unité</i>
$P$	<i>Pression</i>	<i>[bar]</i>
$V$	<i>Volume</i>	<i>[m<sup>3</sup>]</i>
$\gamma$	<i>Constante des gaz</i>	<i>[/]</i>
$v$	<i>Vitesse</i>	<i>[m/s]</i>
$h$	<i>Enthalpie massique</i>	<i>[kJ/kg]</i>
$h_{\ell}$	<i>Enthalpie massique de liquide saturée</i>	<i>[kJ/kg]</i>
$HP$	<i>Haute pression</i>	<i>[bar]</i>
$h_{\nu}$	<i>Enthalpie massique de la vapeur saturée</i>	<i>[kJ/kg]</i>
$BP$	<i>Basse pression</i>	<i>[bar]</i>
$MP$	<i>Moyen pression</i>	<i>[bar]</i>
$HP$	<i>Haute pression</i>	<i>[bar]</i>
$Q_{air}^{totale}$	<i>Le débit massique total de l'air</i>	<i>[kg/s]</i>
$Q_{air}^{ref}$	<i>Le débit massique d'air de refroidissement</i>	<i>[kg/s]</i>
$P_1$	<i>La pression a l'admission du compresseur</i>	<i>[bar]</i>
$P_a$	<i>Pression atmosphérique</i>	<i>[bar]</i>
$\Delta P_a$	<i>Chute de pression au niveau des filtres.</i>	<i>[bar]</i>
$\tau$	<i>Taux de compression</i>	<i>[/]</i>
$\rho$	<i>Masse volumique</i>	<i>[kg/m<sup>3</sup>]</i>
$T$	<i>Température</i>	<i>[k]</i>
$T_{iso}$	<i>Température des points isentropiques</i>	<i>[K]</i>
$C_p$	<i>Capacité calorifique</i>	<i>[kJ/kg.K]</i>
$M_m$	<i>Masse moléculaire de mélange gazeux</i>	<i>[g/mol]</i>

<b>Symbole</b>	<b>signification</b>	<b>unité</b>
$Q_{gaz}^{chaud}$	<i>Débit des gaz chauds</i>	[kg/s]
$S$	<i>Entropie massique</i>	[kJ/kg.K]
$S_{\ell}$	<i>Entropie massique de liquide saturé</i>	[kJ/kg.K]
$S_{\nu}$	<i>Entropie massique de la vapeur saturée</i>	[kJ/kg.k]
$W_{TBP}$	<i>Le travail produit par la turbine basse pression</i>	[kJ/kg]
$W_{TMP}$	<i>Le travail produit par la turbine moyenne pression</i>	[kJ/kg]
$W_{THP}$	<i>Le travail produit par la turbine haute pression</i>	[kJ/kg]
$W_{net}$	<i>Le travail net</i>	[kJ/kg]
$W_{util}$	<i>Le travail utile</i>	[kJ/kg]
$P$	<i>La puissance</i>	[MW]
$W_{PBP}$	<i>Le travail effectue par la pompe basse pression</i>	[kJ/kg]
$W_{PMP}$	<i>Le travail effectue par la pompe moyenne pression</i>	[kJ/kg]
$W_{PHP}$	<i>Le travail effectue par la pompe haute pression</i>	[kJ/kg]
$P_{TBP}$	<i>La puissance de la turbine basse pression</i>	[kW]
$P_{TMP}$	<i>La puissance de la turbine moyenne pression</i>	[kW]
$P_{THP}$	<i>La puissance de la turbine haute pression</i>	[kW]
$P_{PBP}$	<i>La puissance de la pompe basse pression</i>	[kW]
$P_{PMP}$	<i>La puissance de la pompe moyenne pression</i>	[kW]
$P_{PHP}$	<i>La puissance de la pompe haute pression</i>	[kW]
$P_{util}$	<i>La puissance utile de la turbine a gaz</i>	[MW]
$P_{Tot}$	<i>La puissance nette ou utile de l'installation</i>	[MW]
$X$	<i>Le titre de la vapeur</i>	[/]
$PCI$	<i>Pouvoir calorifique inferieur</i>	[kJ/kg]
$Q_{CEBP}$	<i>La chaleur reçue par économiseur basse pression</i>	[kJ/kg]
$Q_{CE\nu BP}$	<i>La chaleur reçue par évaporateur basse pression</i>	[kJ/kg]
$Q_{CS\ell BP}$	<i>La chaleur reçue par surchauffeur basse pression</i>	[kJ/kg]
$Q_{CEMP}$	<i>La chaleur reçue par économiseur moyenne pression</i>	[kJ/kg]
$Q_{CE\nu MP}$	<i>La chaleur reçue par évaporateur moyenne pression</i>	[kJ/kg]
$Q_{CEHP}$	<i>La chaleur reçue par économiseur haute pression</i>	[kJ/kg]

<i>symbole</i>	<i>signification</i>	<i>unité</i>
$Q_{CS_{c1HP}}$	<i>La chaleur reçue par premier surchauffeur haute pression</i>	[kJ/kg]
$Q_{CS_{c2HP}}$	<i>La chaleur reçue par second surchauffeur haute pression</i>	[kJ/kg]
$Q_{CDS_{cHP}}$	<i>La chaleur cédée par désurchauffeur haute pression</i>	[kJ/kg]
$Q_{CDS_{cMP}}$	<i>La chaleur cédée par désurchauffeur moyenne pression</i>	[kJ/kg]
$Q_c$	<i>La quantité de chaleur reçus par le fluide caloporteur</i>	[kJ/kg]
$Q_{Cd}$	<i>La chaleur cédée au niveau de condenseur</i>	[kJ/kg]
$\eta_{TBP}$	<i>Le rendement thermodynamique de la turbine basse pression</i>	[%]
$\eta_{TMP}$	<i>Le rendement thermodynamique de la turbine moyenne pression</i>	[%]
$\eta_{THP}$	<i>Le rendement thermodynamique de la turbine haute pression</i>	[%]
$\eta_{thTG}$	<i>Le rendement thermodynamique idéal</i>	[%]
$\eta_{thcv}$	<i>Le rendement thermodynamique du cycle vapeur</i>	[%]
$\eta_{Tot}$	<i>Le rendement total de l'installation</i>	[%]
$Q_m$	<i>Débit massique</i>	[kg/s]
$\eta_{mTAV}$	<i>Rendement mécanique de la turbine à vapeur</i>	[%]
$\eta_{Pex}$	<i>Rendement mécanique de la pompe d'extraction</i>	[%]
$\eta_{Pa}$	<i>Rendement mécanique de la pompe d'alimentation</i>	[%]
$\eta_{Ch}$	<i>Rendement de la chaudière</i>	[%]
$Q_f$	<i>Débites des fuites</i>	[kg/s]
$Q_r$	<i>Débites des fuites récupérées</i>	[kg/s]
$S$	<i>Débites des soutirages</i>	[kg/s]
$W_{HP}$	<i>Travail de corps HP</i>	[kJ/kg]
$W_{MP}$	<i>Travail de corps MP</i>	[kJ/kg]
$W_{BP}$	<i>Travail de corps BP</i>	[kJ/kg]
$W_{pex}$	<i>travail de la pompe d'extraction</i>	[kJ/kg]
$\eta_{is}$	<i>Rendement isentropique</i>	[%]
$\eta_{méca}$	<i>Rendement mecanique</i>	[%]
$\eta_{vol}$	<i>Rendement volumetrique</i>	[%]
$M_m$	<i>Masse moléculaire du mélange gazeux</i>	[g/mol]

<i>symbole</i>	<i>signification</i>	<i>unité</i>
$m_a$	<i>Massa d'air</i>	[g]
$m_c$	<i>Masse de carburant</i>	[g]
$m_{gaz}$	<i>Masse de gaz (air /carburant)</i>	[g]
$W_c$	<i>Travail compresseur</i>	[kJ/kg]
$Q_c$	<i>Débit combustible</i>	[kg/s]

# *Introduction Générale*

# Introduction Générale

---

## *Introduction Générale*

L'accroissement de la demande d'électricité imposée par l'évolution des besoins des utilisateurs et l'extension des activités économiques, incite les planificateurs à développer les sources d'énergie et à accroître les capacités de production, de moderniser les installations, d'assurer la disponibilité d'un approvisionnement suffisant au prix le plus bas possible, afin de répondre aux besoins des clients.

En outre, les impératifs de préservation de l'environnement privilégient l'adoption des procédés les plus propres, généralement au détriment du coût de production et de l'importance de l'investissement à court terme.

En Algérie, l'énergie électrique est produite, principalement, à partir du gaz naturel. La part de la puissance installée de l'ensemble des centrales utilisant cette énergie primaire dépasse les 96%, le reste des énergies employées se répartit entre le gasoil dans les centrales diesel et l'eau dans les centrales hydroélectriques. Le gaz est utilisé dans des centrales thermiques à vapeur, à gaz, ainsi que dans les centrales à cycle combiné. SONELGAZ a deux façons de développer son plan de production: par l'exploitation et le développement de ses centrales actuelles, ou par création de nouvelles centrales telle que la centrale Alger Port ou la nouvelle centrale à cycle combiné de Ras Djinet qui est en cours de construction.

Les préoccupations soulevées par les producteurs d'électricité en général liées aux performances ainsi qu'à la souplesse d'exploitation ont été de nature à favoriser le développement de technologies des cycles combinés. Notons que les cycles combinés représentent les meilleures installations à l'heure actuelle avec des rendements nets qui atteignent environ 60 %.

A la lumière de ce qui est déjà dit, nous avons réalisé ce mémoire sur une étude comparative des performances des centrale thermiques de Cap-Djinet (installation turbine à vapeur) ,d'El Hamma II (installation turbine à gaz) et Hadjret Ennous (installation cycle combiné), insistant sur l'exploitation et l'étude du système des différents éléments ainsi que la détermination des différents paramètres des cycles ainsi que les travaux et puissances.

# Introduction Générale

---

Notre travail est constitué par les chapitres suivants :

- Une introduction générale.
- Le premier chapitre est consacré à la présentation des trois centrales thermiques.
- Le deuxième chapitre comporte des généralités et des rappels sur les turbines à vapeur et les turbines à gaz ainsi que les cycles combinés.
- En troisième chapitre, nous présentons un bilan énergétique et calcul des rendements thermodynamiques de chaque mode de production d'énergie électrique
- Et le quatrième chapitre, on va faire une comparaison des performances de chaque installation et interpréter les résultats obtenu par le bilan énergétique.

On clôture ce travail par une

- conclusion générale.

# *CHAPITRE I*

**Introduction :**

Dans ce chapitre, on fera une présentation générale des centrales thermique de Cap-Djinet, El Hamma II et Hadjret Ennous avec une description sommaire d'une tranche de production, des auxiliaires généraux et des auxiliaires électriques intervenant dans le cycle de production de l'énergie électrique.

**I.1 Présentation de la centrale de Cap-Djinet [1]:**

La centrale thermique de Cap-Djinet est située en bord de mer dans la Wilaya de BOUMERDES.

Elle est construite dans les années 80 par la société allemande SIEMENS.

Elle alimente la région centre du pays et renforce la capacité d'alimentation en énergie électrique du pays. Elle est composée de quatre groupes, dont chacun délivre une puissance de 176 MW. La consommation des auxiliaires de chaque groupe est de 8 MW donc la puissance totale délivrée est de 672 MW.

La mise en service de la centrale est effectuée comme suit :

\***Groupe 1** : couplage sur le réseau le 17/06/1986.

\***Groupe 2** : couplage sur le réseau le 17/09/1986.

\***Groupe 3** : couplage sur le réseau le 29/11/1986.

\***Groupe 4** : couplage sur le réseau le 21/02/1987.

**I.1.1 Rôle de la centrale thermique :**

Le rôle d'une centrale thermique est de transformer l'énergie chimique contenue dans un combustible, en énergie électrique en passant par l'intermédiaire de l'énergie thermique et mécanique.

Cette transformation s'opère dans divers appareils en utilisant les propriétés physiques de l'eau sous ses diverses formes liquides et vapeur.

**I.1.2 Principe d fonctionnement de la centrale thermique :**

Dans la centrale thermique l'eau peut être dans un état liquide comme il peut être dans un état vapeur, et ceci dépend du circuit transverse.

**I.1.2.a Circuit liquide :**

L'eau extraite du puits de condenseur passe par les trois réchauffeurs basse pressions (BP1), (BP2), (BP3) puis la bêche alimentaire ; l'eau est pompée par les pompes alimentaires vers l'économiseur qui se trouve en fin de parcours des gaz de combustion et comme son rôle principal est le réchauffement de l'eau d'alimentation et puis il est conduit aux écrans vaporisateurs par les quatre colonnes de descentes. Après un temps d'écoulement un mélange eau valeur monte vers le ballon chaudière où se produit une séparation entre la vapeur et l'eau.

**I.1.2.b Circuit vapeur :**

La vapeur séparée dans le ballon chaudière est menée par les tubes ascendants. Elle parcourt la première surchauffeur puis elle passe par le premier désurchauffeur et ensuite par le deuxième surchauffeur, et elle traverse le deuxième désurchauffeur avant d'arriver à la dernière surchauffeur. La vapeur surchauffée quitte la chaudière et elle est détendue dans le corps (HP) de la turbine. Après la détente elle est récupérée pour être resurchauffée dans les deux resurchauffeurs et entre ces deux derniers on trouve deux désurchauffeurs qui servent à la stabilité de la température de sortie.

La vapeur surchauffée est détendue dans le corps (MP) de la turbine et continue sa détente dans le corps (BP). Elle est ensuite dirigée vers le condenseur ou elle se condense dans le puits.

**I.1.3 Les principaux organes de la centrale de Cap-Djinet:**

- Générateur de vapeur (chaudière)
- Turbine.
- Condenseur.
- Bêche alimentaire.
- Pompe d'extraction.

- Pompe d'alimentation.
- Réchauffeur haute pression.
- Réchauffeur basse pression.
- Alternateur.

### **I.1.4 Générateur de vapeur (chaudière) :**

Le rôle de la chaudière est de faire passer l'eau d'alimentation de l'état liquide à l'état vapeur surchauffée à haute pression et à une température plus élevée.



**Figure I.1: Générateur de vapeur.**

Ses caractéristiques sont :

<b>Capacité de vaporisation</b>	<b>540 t/h</b>
<b>Pression à la sortie des resurchauffeurs</b>	<b>147 bars</b>
<b>Température de la vapeur surchauffée</b>	<b>540 °C</b>
<b>Température de la vapeur resurchauffée</b>	<b>535 °C</b>
<b>Température de l'eau alimentation</b>	<b>246 °C</b>
<b>Température de sortie de fumée</b>	<b>118 °C</b>
<b>Température dans le foyer</b>	<b>900 °C</b>

**Tableau I.1: Les caractéristiques d'une chaudière.**

Elle est constituée essentiellement de :

### **I.1.5 Le circuit eau-vapeur :**

#### ➤ **L'économiseur :**

C'est un échangeur de chaleur, constitué d'un serpentin placé en fin de parcours des gaz de combustion. L'eau en provenance du poste de réchauffage, alimentée par les soutirages de turbine, se réchauffe dans l'économiseur avant son introduction dans le ballon à une température inférieure à celle d'ébullition.

Ses caractéristiques sont :

<b>Surface d'échange</b>	<b>2080 m<sup>2</sup></b>
<b>Volume d'eau</b>	<b>10,5 m<sup>3</sup></b>
<b>Pression de service</b>	<b>164,3 bars</b>

**Tableau I.2 Les caractéristiques d'un économiseur.**

#### ➤ **Le ballon chaudière :**

Ses caractéristiques sont :

<b>Pression de service</b>	<b>160 bars</b>
<b>Volume d'eau</b>	<b>26,9 m<sup>3</sup></b>

**Tableau I.3 : Les caractéristiques de ballon chaudière.**

#### ➤ **Colonnes de descente et les écrans de vaporisation :**

Les colonnes de descente sont raccordées à la partie inférieure de ballon et conduisent l'eau grâce à son propre poids à la partie inférieure de l'écran vaporisateur.

➤ **Les surchauffeurs et les resurchauffeurs :**

Les surchauffeurs au nombre de trois (primaire, secondaire et tertiaire), permettent grâce à la récupération de la chaleur sensible des fumées provenant du foyer, élève la température de la vapeur au-delà du point de saturation pour atteindre la température de 540 °C afin d'éliminer l'humidité contenu dans cette vapeur pour améliorer le rendement de la turbine.

Ses caractéristiques sont :

<b>Paramètre</b>	<b>Surface de chauffe [m<sup>2</sup>]</b>	<b>Pression de service [Bar]</b>	<b>Température de sortie [C°]</b>
<b>Surchauffeur</b>	<b>1565</b>	<b>160</b>	<b>427</b>
<b>Surchauffeur</b>	<b>581</b>	<b>150</b>	<b>485</b>
<b>Surchauffeur</b>	<b>538</b>	<b>145,5</b>	<b>540</b>

**Tableau I.4 : Les caractéristiques des surchauffeurs.**

➤ **Désurchauffeurs :**

Par injection d'eau sert à la stabilisation sont de la température de sortie lorsqu'ils sont entre les resurchauffeurs premiers et secondaires, et à la protection des surchauffeurs et des premiers étages du groupe. Contre des températures élevées et maintiennent la température à la sortie de la chaudière. L'échanger se fait par convection.

### **I.1.6 Le circuit air fumées :**

➤ **Ventilateurs de soufflage :**

Ce sont des ventilateurs qui fournissent l'air nécessaire pour une bonne combustion.

➤ **Ventilateurs de recyclage :**

Ont pour rôle de recycler en fonction de la charge les pertes et les fumées issues de la combustion afin de régler la température à la sortie des resurchauffeurs.

➤ **Pré chauffeur :**

D'air à vapeur sert à l'augmentation de la température de l'air de combustion avant le réchauffeur rotatif.

➤ **Réchauffeur rotatif :**

D'air de combustion sert à réchauffer l'air de combustion par récupération d'air des fumées.

➤ **Les brûleurs :**

Le générateur de vapeur est équipé par huit brûleurs fonctionnant au gaz naturel ou au fuel. Ils sont disposés sur quatre étages de face avant de la chaudière.

➤ **La chambre de combustion :**

Elle représente la source de la chaleur du générateur de vapeur. Elle est constituée de tubes écran qui reçoivent la chaleur émise par les flammes des brûleurs. Un système de contrôle (regarde et cameras) est prévu pour la surveillance de cet organe.

➤ **La cheminée :**

La chaudière est équipée d'une cheminée d'une hauteur de 60 mètres au-dessus du sol. Elle est de construction métallique.

❖ **Le principe de fonctionnement de la chaudière :**

L'eau d'alimentation sortant des réchauffeurs HP va rentrer dans la chaudière et particulièrement de réchauffe dans la l'économiseur. Elle est canalisée ensuite vers le ballon et à la sortie de l'économiseur, l'eau et encoure à l'état liquide. Pour avoir de la vapeur il faut encoure la chauffer. Alors de ballon elle descend vers les écrans vaporisateurs. Au contact de la flamme des brûleurs. L'eau doivent vapeur et monte naturellement jusqu'au ballon, du fait de la différence de densité entre l'eau et la vapeur.

Dans le ballon s'opère une séparation de l'eau et de la vapeur puisque celle-ci est transmise aux surchauffeurs par les tubes support. A la sortie de surchauffeur finale, la vapeur acheminée vers la turbine pour subir la détente.

### **I.1.7 La turbine :**

Ces caractéristiques :

- ✓ Puissance a la borne d'alternateur : **176 MW**
- ✓ Vitesse de rotation : **3000 tr/min.**

➤ **Caractéristiques des différents corps de la turbine :**

	<b>Corps HP Haute Pression</b>	<b>Corps MP Moyenne Pression</b>	<b>Corps BP Basse Pression</b>
<b>Pression admission</b>	138 bars	35,9 bars	5,5 bars
<b>Débit de vapeur</b>	523 t/h	407,9 t/h	40 t/h
<b>Température de vapeur</b>	535 °C	535 °C	282,5 °C
<b>Nombre d'étages à réaction</b>	23	2*20	2*8
<b>Nombre d'étages à action</b>	1	Aucun étage	Aucun étage
	Simple flux et double enveloppe	Double flux et double enveloppe	Double flux et double enveloppe

**Tableau I.5 : Les caractéristiques des différents corps de la turbine.**

### **I.1.8 Le condenseur :**

C'est un échangeur de chaleur par surface de type fluide séparé et à faisceaux tubulaires, Il est placé directement sous le corps BP de la turbine.



**Figure I.2 : Le Condenseur.**

Ses caractéristiques sont :

<b>Surface d'échange</b>	<b>10101 m<sup>2</sup></b>
<b>Epaisseur de la paroi des tubes</b>	<b>0,7 mm</b>
<b>Vitesse de l'eau dans les tubes</b>	<b>1,8 m/s</b>
<b>Hauteur de la boîte à eau</b>	<b>2600 mm</b>
<b>Longueur des tubes</b>	<b>19 mm</b>
<b>Diamètre extérieur</b>	<b>11500 mm</b>
<b>Longueur total du condenseur</b>	<b>14965 mm</b>
<b>Température d'entrée</b>	<b>20 °C</b>
<b>Débit vapeur</b>	<b>98,25 Kg/s</b>
<b>Débit de l'eau de refroidissement</b>	<b>6500 Kg/s</b>
<b>Pression de condenseur</b>	<b>0,07 bar</b>
<b>Masse totale à vide</b>	<b>250 tonnes</b>

**Tableau I.6 : Les caractéristiques de condenseur.**

### **I.1.9 La bêche alimentaire :**

C'est un réservoir cylindrique combiné avec un dégazeur, il reçoit de l'eau en provenance de la pompe d'extraction, qui traverse un certain nombre de réchauffeurs. Il reçoit également de la vapeur en provenance de soutirage S4 de la turbine et du condensat auxiliaire des réchauffeurs (HP).



**Figure I.3: La bêche alimentaire.**

Ses caractéristiques sont :

<b>Pression</b>	<b>5 bars</b>
<b>Température</b>	<b>150° C</b>
<b>Longueur</b>	<b>16,5 m</b>
<b>Volume</b>	<b>163 m<sup>3</sup></b>
<b>Diamètre de l'enveloppe</b>	<b>3,6 m</b>

**Tableau I.7 : Les caractéristiques de la bâche alimentaire.**

### **I.1.10 Les pompes :**

On distingue deux types de pompes :

➤ **Les pompes d'extractions :**

Ses caractéristiques :

<b>Type de pompe</b>	<b>Centrifuges à 3 étages</b>
<b>Débit d'extraction</b>	<b>414 Kg/s</b>
<b>Vitesse de rotation</b>	<b>1419 tr/min</b>
<b>Puissance</b>	<b>300 KW</b>
<b>Tension</b>	<b>6,3 KV</b>

**Tableau I.8 : Les caractéristiques des pompes d'extraction.**

➤ **Les pompes alimentaires :**

Ses caractéristiques sont :

<b>Type de pompe</b>	<b>Centrifuges à 1 étage</b>
<b>Débit d'alimentation</b>	<b>2*261 Kg/s</b>
<b>Pression d'aspiration</b>	<b>5,6 bars</b>
<b>Pression de refoulement</b>	<b>10,5 bars</b>

**Tableau I.9 : Les caractéristiques des pompes alimentaires.**

**I.1.11 Les réchauffeurs :**

Les réchauffeurs sont des échangeurs de chaleur, leurs rôles et de réchauffer l'eau d'alimentation, et récupère la chaleur sensible des fumées pour réchauffer l'air de combustion.

- **Les réchauffeurs BP :**

Ses caractéristiques sont :

Paramètres	Coté tube			Coté enveloppe		
	Pression Bar	Température °C	Volume L	Pression Bar	Température °C	Volume L
Réchauffeurs BP1	24	135	1400	2	16	9000
Réchauffeurs BP1	24	135	1700	2	150	4900
Réchauffeurs BP	24	160	1400	5	200	3600

Tableau I.10 : Les caractéristiques des réchauffeurs BP.

- **Les réchauffeurs HP :**

Ses caractéristiques sont :

Paramètres	Coté tube			Coté enveloppe		
	Pression Bar	Température °C	Volume L	Pression bar	Température °C	Volume L
Réchauffeur HP1	235	230	2116	22,5	460	6363
Réchauffeur HP2	235	280	2791	49,03	400	6376

Tableau I.11 : Les caractéristiques des réchauffeurs HP.

**I.1.12 L'alternateur :**

Il transforme l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique. Il est refroidi par l'hydrogène circulant en circuit fermé qui présente des avantages par rapport à l'air.

Ses caractéristiques sont :

<b>Tension nominale</b>	<b>15,5 KV</b>
<b>Puissance apparent</b>	<b>220 KVA</b>
<b>Puissance active</b>	<b>176 MW</b>

**Tableau I.12 : Les caractéristiques de l'alternateur.**

❖ **Réfrigérant d'alternateur :**

Les quatre réfrigérant d'hydrogène (H<sub>2</sub>) (4\*25%) sont logée horizontalement à l'intérieur de l'enveloppe de l'alternateur. L'échange de chaleur entre l'H<sub>2</sub> et l'eau de refroidissement s'effectue par l'intermédiaire de tubes à ailettes parcourus par l'eau.

❖ **Condenseur de buées :**

Le condenseur de buées a pour rôle de récupérer la vapeur de fuite (mélange buée/air) venant des espaces extrêmes des garnitures d'étanchéité.

❖ **Ejecteurs d'air-vapeur :**

Leur fonction est d'extrême les incondensables du condenseur pour augmenter le vide, le condenseur est mis sous vide à l'aide des éjecteurs de démarrage et pendant le service le vide est maintenu par les unités d'éjections de service.

❖ **Refroidisseur des purges :**

Le condensat auxiliaire rassemblé au réchauffeur BP1 s'écoule jusqu'au refroidisseur des purges et est refroidi jusqu'à la température de 43.8 °C. Le condensat principal se trouve ainsi réchauffé. Le condensat auxiliaire refroidi est conduit au condenseur.

**I.1.13 Les auxiliaires :**

✓ **Station de pompage :**

La station de pompage est un ouvrage en béton arme étanche avec bord supérieur à 7.5 m au-dessus de la mer et se compose d'un bassin d'alimentation, de quatre voies de filtration.

**✓ Filtration de l'eau de mer**

Ce procédé sert à l'extraction par filtrage des impuretés de l'eau utilisée comme eau de circulation principale.

**✓ Dessalement eau de mer :**

Quatre unités de dessalement de 500 m<sup>3</sup> /jour, assurent la production d'eau pour le cycle thermique. L'eau dessalée est stockée dans deux réservoirs de 2700 m<sup>3</sup> chacun avant d'être déminéralisée.

**✓ Déminéralisation :**

Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux réservoirs de 1500 m<sup>3</sup> chacun.

**✓ Electro-chloration :**

Elle se fait par l'injection de l'hypochlorite de sodium, la production est assurée par une station d'électro-chloration.

**✓ Commande et contrôle :**

Chaque paire de tranches est contrôlée et réglée depuis la salle de commande, et la centrale caractérisée par un degré élevé d'automatisme et centralisation, on dénombre une quarantaine de chaînes de régulation par groupe production qui permet un pilotage automatique du groupe.

**I.1.14 Le principe d'une tranche de production :**

Après le traitement de l'eau de mer (dessalement, filtrage, déminéralisation), elle est envoyée à la bêche alimentaire par le condenseur, et elle est comprimée successivement par les pompes BP et HP, elle est ensuite réchauffée par les réchauffeurs BP et HP au moyen de la vapeur de soutirage.

L'eau d'alimentation en sortant des réchauffeurs HP va évacuer dans la chaudière est particulièrement dans l'économiseur, elle est canalisée ensuite vers le ballon, la moitié supérieure du ballon de chaudière contient de la vapeur saturée celle-ci est dirigée vers les trois surchauffeurs, A la sortie de surchauffeur finale, la vapeur est acheminée vers la turbine

Pour subir la détente, dans cette étape la température de la vapeur diminue en sortant du corps HP et pour augmenter la chaleur maximum de cette vapeur, elle passe par les resurchauffeurs.

A la sortie des resurchauffeurs, la vapeur suit sa détente dans le corps MP puis BP, pour faire pivoter l'arbre de l'alternateur.

La vapeur détendue est conduite au condenseur, pour transformer la vapeur en eau par le condenseur où l'eau se refroidie, ce refroidissement effectue par l'eau de refroidissement liée au condenseur et indépendant du circuit eau-vapeur. La condensation pour recommencer le cycle de nouveau.

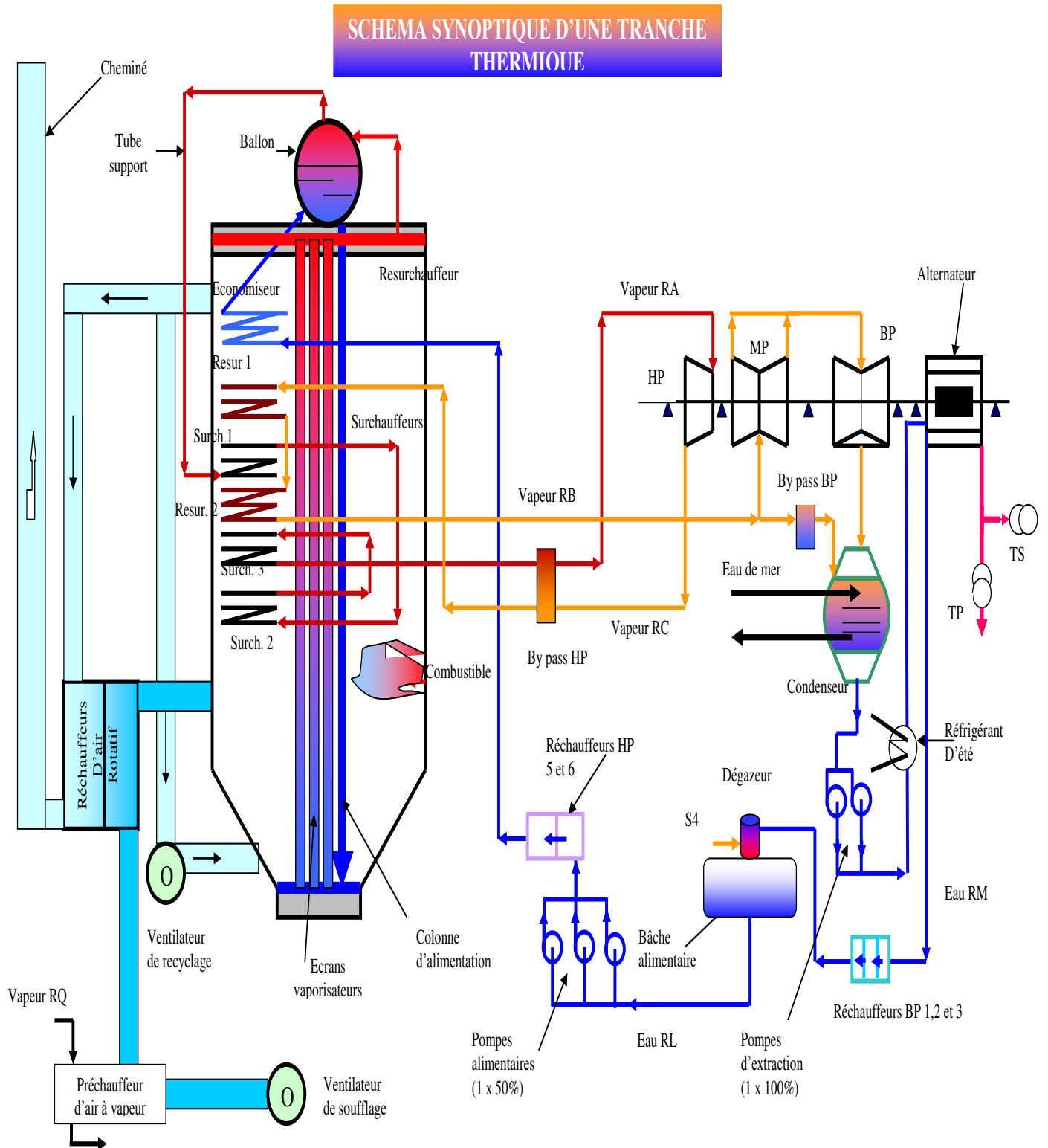


Figure I.4: Principaux composants et circuits d'une tranche thermique de la centrale.

## I.2 Situation et description générale de l'unité d'El Hamma II [2]

La centrale d'El Hamma II est située au centre d'Alger, à 150 m de la cote, située à quelques dizaines de mètres seulement du Jardin d'essai. Elle est délimitée par :

- Au nord par la route national N° 05 et la mer.
- Au sud par la rue HASSIBA BENBOUALI.
- A l'ouest par le jardin d'essai.
- A l'est par l'entreprise de production de boissons gazeuses HAMOUD BOUALEM.

La centrale électrique d'EL HAMMA II occupe une position stratégique dans le système d'alimentation de l'énergie électrique de la capitale. D'une part, elle est destinée à faire face à la demande d'énergie résultante de l'implantation de divers aménagements industriels et domestiques, et d'autre pour assurer un appoint du réseau général interconnecté.

La centrale est équipée de 2 groupes turbines à gaz, de puissance totale nominale de base aux bornes usine égale à 418 MW (209MWpour chacune). L'énergie est évacuée à travers un poste de transformation de 220KV.

Elle peut fonctionner avec le gaz naturel comme combustible principal provenant de HASSI R'MEL et le fuel comme combustible de secours,



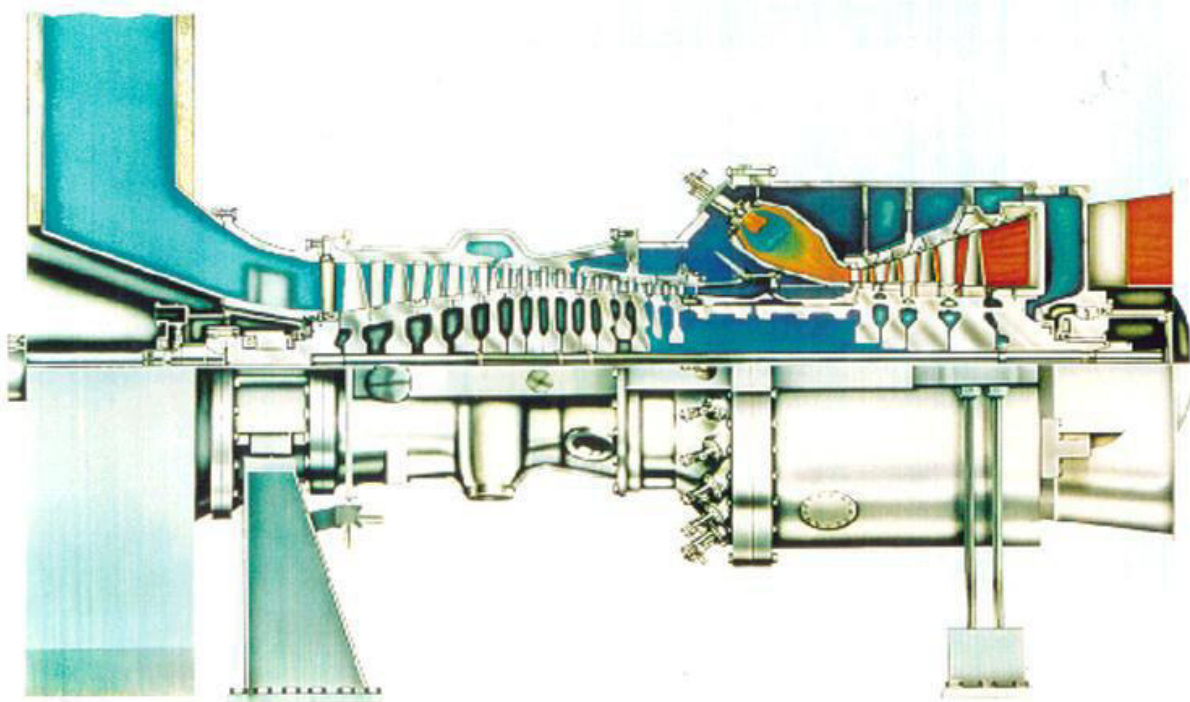
**Figure I.5 : La centrale D'El Hamma II.**

**I.2.1 Conditions nominales de site :**

- Température ambiante : 30C°
- Relative humidité : 70 %
- Pression atmosphérique : 1016.1mbar
- Altitude : Niveau de la mer

**I.2.2 Caractéristiques techniques de la centrale :**

- ❖ **Turbine à gaz :**
  - Type **V94.3A1**
  - Constructeur **ANSALDO** sous licence **SIEMENS**
  - Puissance **2\*209 MW**
  - Poids **209 tonnes**



**Figure I.6 : La turbine à gaz SIEMENS V94.3A1.**

❖ **Le compresseur :**

- Nombre d'étages 17
- Taux de compression 16

❖ **La chambre de combustion :**

- Nombre de bruleurs 24
- Type de bruleurs **SIEMENS hybride**

❖ **Alternateur :**

- Type **50THR-L45**
- Puissance nominale **270MVA**
- Alimentation des auxiliaires par soutirage **MT**
- Tension sortie alternateur **15.75 kV**
- $\eta$  conventionnel  $\cong$  **99%**
- Refroidissement **hydrogène**
- Poids **215 Tonnes**



**Figure I .7 : L'alternateur de la centrale.**

❖ **Le Transformateur Principal :**

- Constructeur **GANZ-ANSALDO**

- Type **3 phases immergées dans l'huile**
- Puissance nominale **280MVA**
- Refroidissement **OFAF**
- Rapport **15.75/225 kV**
- Poids **258 Tonnes**

❖ **Le Post Gaz :**

- Constructeur **NUOVOPIGNONE**
- Pression d'entrée gaz **46-71 bars**
- Pression détente **25-31 bars**
- Consommation gaz **140 000 Nm<sup>3</sup>/h**

❖ **Combustible :**

- Combustible principal **GAZ naturel**
- Combustible de secours **GASOIL**
- Nombre de bac à gasoil **2\*100 m<sup>3</sup>**

❖ **Environnement :**

L'utilisation de la centrale a des effets sur l'environnement par le bruit qu'elle provoque ainsi que par les émissions NO<sub>x</sub> qu'elle produit. Leur quantification est donnée par :

**Pollution sonore :**

- Niveau du bruit à 1 m **85 db**
- Niveau du bruit à 100 m **65 db**

**Émission NO<sub>x</sub> :**

- 350 mg/ Nm<sup>3</sup> **fuel**
- 450 mg/ Nm<sup>3</sup> **gaz**

### **I.3 Situation et description générale de l'unité de Hadjret Ennous [3]:**

La centrale à cycle combiné Hadjret en Nouss est située dans la Wilaya de Tipaza, à environ 80 km à l'ouest d'Alger.

Le site est situé à environ 12km à l'ouest de Cherchell, est limité au sud par la route nationale n°11, entre les oueds Arbal et Mokada Nazizi et au nord par la mer Méditerranée.

Le site possède une superficie d'environ 35 hectares.

La centrale est constituée de plusieurs bâtiments dont trois principaux, couvrant chacun une superficie d'environ 2150 m<sup>2</sup>. D'une hauteur maximale d'environ 30m dans leur partie la plus haute, chaque bâtiment abrite une turbine à gaz et une turbine à vapeur est munie de ponts roulants et de monorails servant à l'entretien du groupe turbo-alternateur. Une chaudière de récupération (HRSG) et les systèmes de refroidissement sont situés à l'extérieur. Les autres bâtiments de la centrale abritent la cantine, l'unité de dessalement, les unités pour le traitement de l'eau, le poste de départ, les bureaux d'administration, la salle de contrôle.

La centrale est munie d'une prise d'eau de mer et d'une station de pompage. L'eau pompée sert principalement à refroidir la vapeur du condenseur (eau de circulation), ainsi que les auxiliaires de la centrale.

Les eaux de refroidissement sont rejetées dans la Méditerranée par trois émissaires.



**Figure I.8: Situation géographique de la centrale thermique.**

- **Date de début de construction :**

Le début de construction a été lancé en période d'été 2006.

- **Date de démarrage :**

La mise en service de la centrale été lancé en 2008



**Figure I.9: Centrale de Hadjret Ennous.**

### **I.3.1 Configuration générale de la centrale :**

La centrale a une puissance nette d'environ 1200MW (garanti à 30<sup>0</sup>C combustible gaz naturel) ou 1000 MW (combustible gasoil) comme combustible de secours. La centrale est prévue pour être exploitée toute l'année en charge de base annuelle, la centrale générera au maximum environ 10TWh, ce qui correspond à une disponibilité de 834 heures de fonctionnement par année.

- **Approvisionnement de la centrale :**

Le combustible principal est le gaz naturel et le combustible de secours, est le gasoil. L'exploitation de la centrale nécessite approximativement 2000 millions de mètres cubes de gaz naturel par année.

- **Approvisionnement en eau :**

L'approvisionnement en eau nécessaire à la centrale est fait à partir d'une prise d'eau et d'une station de pompage. L'amenée d'eau de mer est faite à l'aide d'un canal de la mer à la station de pompage. L'entrée de la prise d'eau est munie d'un grillage métallique amovible afin de minimiser l'introduction de gros débris dans la station de pompage.

La majeure partie de cette eau. Soit environ 84000m<sup>3</sup>/h, est utilisée directement dans le procédé .sans être dessalée, comme eau de circulation pour le condenseur, le refroidissement des systèmes auxiliaires du groupe turbines à vapeur, l'autre partie de l'eau passera dans le système de dessalement avant d'être utilisée dans le procédé comme :

- Eau d'appoint pour les chaudières de récupération.
- Eau de service (nettoyage des équipements, planchers, etc.).
- Eau de protection incendie.
- Eau potable.

- **Unité de dessalement:**

L'eau salée est traitée à partir de deux ou trois unités de dessalement d'une capacité de 500m<sup>3</sup>/jour chacune.

- **Déminéralisation de l'eau :**

L'eau d'appoint (environ 14m<sup>3</sup>/h) des chaudières de récupération sont déminéralisée afin d'éviter l'entartrage des tubes des échangeurs de chaleur.

La centrale est pourvue des principales composantes suivantes :

- ✓ Turbine à gaz.
- ✓ Chaudière de récupération.
- ✓ Turbine à vapeur et alternateurs.
- ✓ Station de pompage/condenseurs/système de refroidissement.
- ✓ Transformateurs élévateurs et poste de départ.

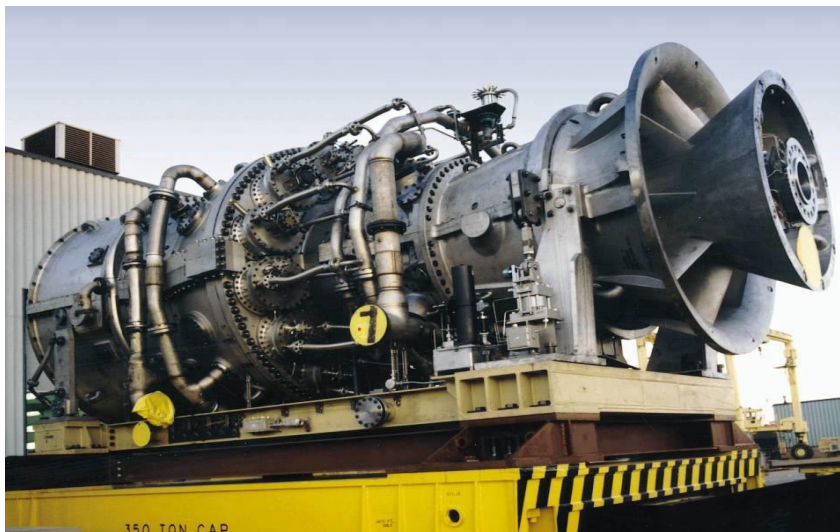
La centrale est d'une configuration à arbre unique. Dans ce cas la turbine à gaz et la turbine à vapeur sont assemblées sur un arbre commun et par conséquent, les deux turbines entraînent un seul alternateur.

### **I.3.2 Caractéristiques des éléments principaux de la centrale :**

- ❖ **Caractéristiques de la turbine à gaz 9FB :**

- Marque : GENERALE ELECTRIQUE.
- Série du model : 9FB.
- Cycle : combiné.
- Rotation de l'arbre : Antihoraire.
- Type de fonctionnement : continu.

- Vitesse de l'arbre HP : 3000 tr/min.
- Température à l'échappement : 605°C.
- Débit carburant : 15.3 kg/s.
- Système de démarrage : alternateur.
- Rendement thermique  $\approx 58\%$ .
- Atténuation de bruit : silencieux d'admission et d'échappement selon les exigences locales.
- Plaquette d'identification du régime normal de la turbine à gaz (condition ISO) :
  - Température d'aspiration : 15°C
  - Pression de sortie : 1,013 bar
  - Humidité relative : 75%



**Figure I.10: Turbine à gaz 9FB.**

❖ **Caractéristiques de compresseur :**

- Nombre des étages du compresseur axial : 18.
- Type du compresseur : écoulement axial, série lourde.
- Type d'aubes directrices d'entrée : variable.
- Pression à l'admission : 1.013 bars.
- Pression de refoulement : 18 bars.

**❖ Caractéristiques de la chambre de combustion :**

- Type : 18 multiples foyers, type à flux inverses.
- Configuration des chambres : concentrique autour du compresseur.
- Combustible : gaz naturel, gazole.
- Bougies d'allumage : deux types à électrode d'injection-ressort auto rétractant.

**❖ Caractéristiques de la chaudière de récupération :**

- Flux : horizontal.
- Circulation : verticale à 3 niveaux de pression avec resurchauffe.
- Basse pression : 4,085 bars.
- Température : 296,9°C.
- Débit : 10,77kg/s.
- Pression intermédiaire : 22,09 bars.
- Température : 566,2.
- Débit : 86,69 kg/s.
- Haute pression : 98,57 bars.
- Température : 566,5.
- Débit : 78,83 kg/s.

**❖ Caractéristiques de la turbine à vapeur :**

- Série du model : turbine A15.
- Section HP : 30 étages de réaction.
- Section MP : 11 étages d'action.
- Section BP : 6 étages d'action réaction.
- Condition normale à l'entrée HP : 565°C et 147 bars.

**❖ Alternateur :**

- Puissance nominale de 423MW
- Fréquence : 50Hz
- Réfrigérant : H<sub>2</sub>

# *CHAPITRE II*

## II Introduction :

Dans ce chapitre on veut identifier les turbines à gaz et les turbines à vapeur et aussi le cycle combiné. En termes de principe de fonctionnement et classification.

### II.1 Les turbines à gaz [4]:

#### II.1.2 Définition :

Une turbine à gaz, appelée aussi **turbine à combustion**, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...).

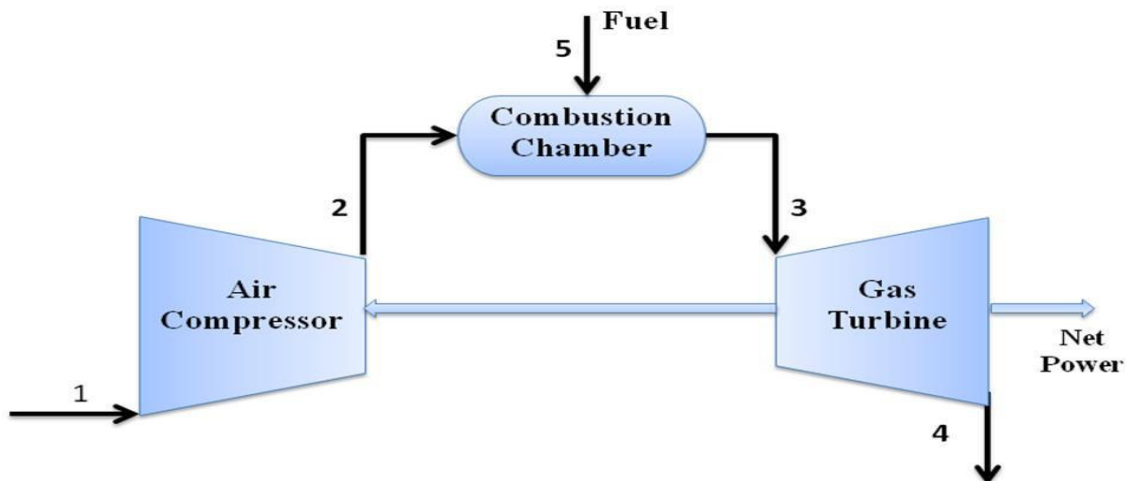


Figure II.1 schéma d'une turbine à gaz.

### II.1.3 Les éléments d'une turbine à gaz :

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments :

- ✓ **Un compresseur** : centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ ;
- ✓ **Une chambre de combustion** : dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement ;
- ✓ **Une turbine** : généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

### II.1.4 Principe de fonctionnement :

La turbine à combustion est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu.

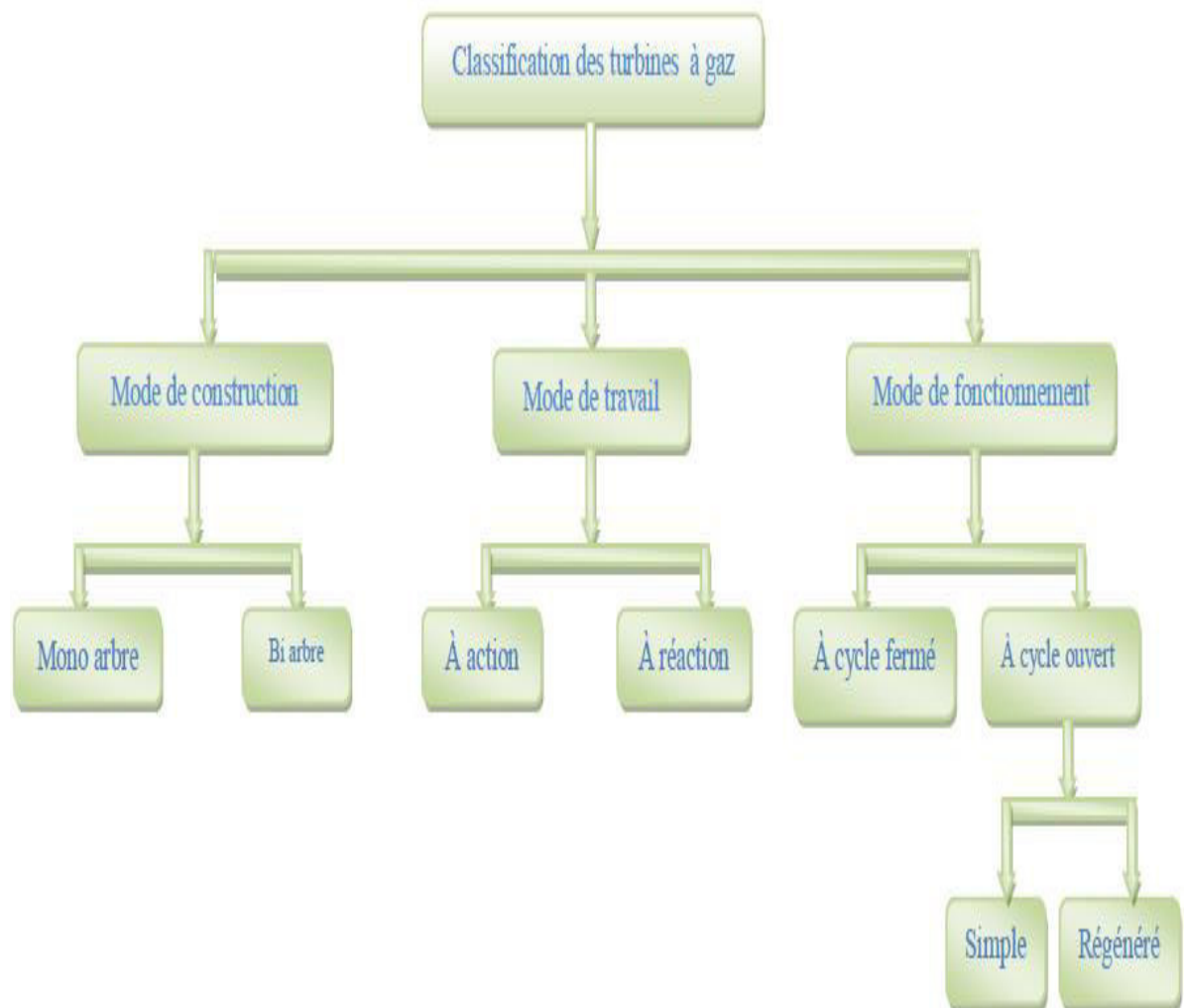
Dans sa forme la plus simple, la turbine à combustion fonctionne selon le cycle dit de **Joule** comprenant successivement et schématiquement :

- Une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique.
- Un chauffage isobare .
- Une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.
- Un refroidissement isobare.

**II.1.5 Classification des turbines à gaz :**

On peut classer les turbines selon différents points :

- ✓ Par le mode de travail.
- ✓ Par le mode de fonctionnement thermodynamique.
- ✓ Par le mode de construction.



**Figure II.2: Classification des turbines à gaz.**

## II.1.6 Cycles thermodynamiques :

## ➤ Cycle idéal de Brayton :

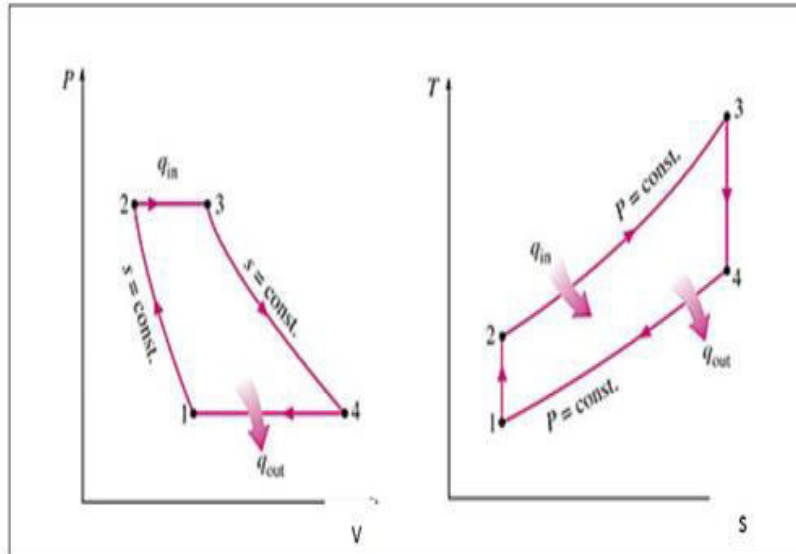


Figure II.3: Cycle idéal d'une turbine à gaz.

Le cycle de joule se compose de deux processus isentropiques

- ✓ 1 à 2 : compression isentropique de l'air (compresseur).
- ✓ 2 à 3 : combustion isobare (échangeur de chaleur).
- ✓ 3 à 4 : détente isentropique (turbine).
- ✓ 4 à 1 : refroidissement isobare (échangeur de chaleur).

## ➤ Cycle réel :

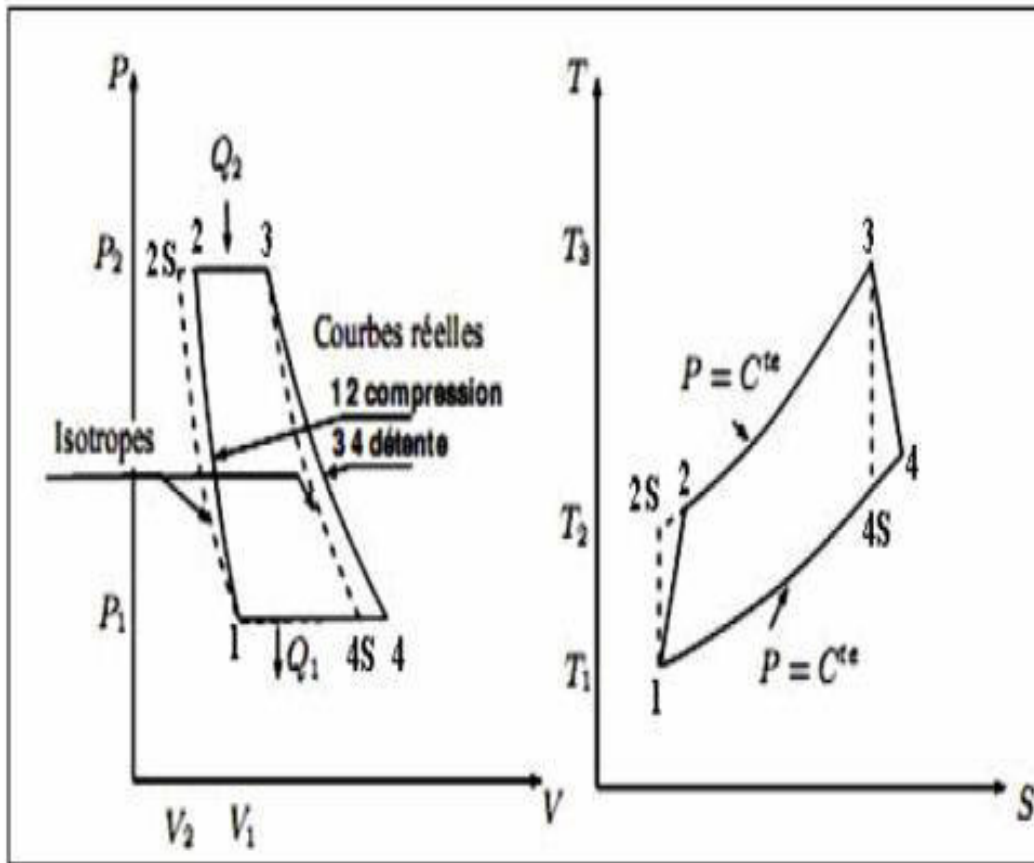


Figure II.4: Cycle réel d'une turbine à gaz.

Le cycle réel se différencie du cycle idéal de la manière suivante :

- La compression est adiabatique, de rendement isentropique  $\eta_c$  : en raison des travaux de frottement, la température réelle est plus élevée que la température théorique, et la transformation de compression n'est plus isentropique 1-2s mais 1-2, tel que  $T_2 > T_{2s}$ .
- La détente dans la turbine est adiabatique, de rendement isentropique  $\eta_t$  : en raison des travaux de frottement, la transformation de la détente ne s'effectue pas suivant un arc d'isentropique, mais suivant un arc tel que  $T_4 > T_{4s}$ .

## II.2 Les turbines à vapeur [5] :

### II.2.1 Définition :

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de **Clausius-Rankine**. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Elle transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entrainer un dispositif mécanique tournant.

Ce cycle comprend au moins les étapes suivantes :

- L'eau liquide est mise en pression par une pompe et envoyée vers la chaudière.
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée.
- La vapeur est envoyée vers la turbine, où elle se détend en fournissant de l'énergie mécanique.
- La vapeur détendue est condensée au contact d'une source froide sous vide partiel.

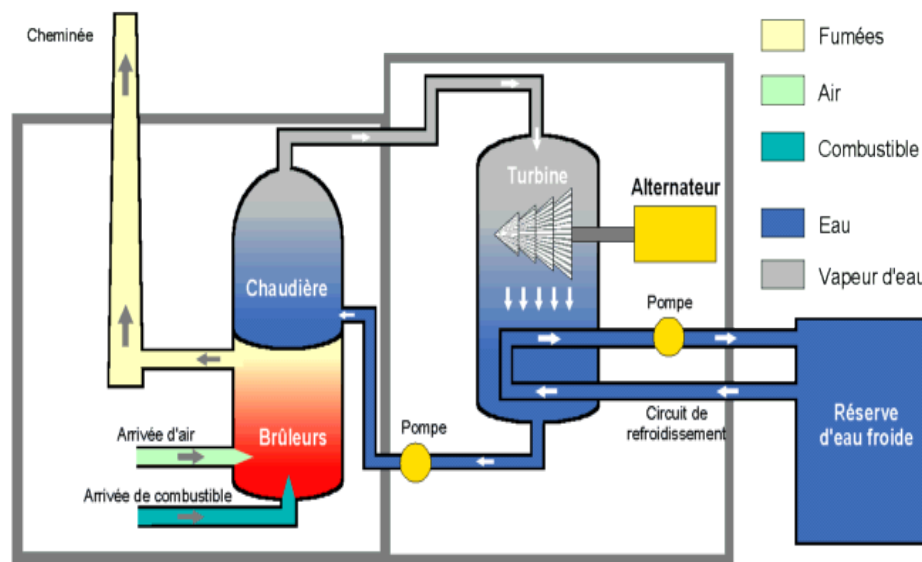


Figure II.5: Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur.

## II.2.2 Classification des turbines à vapeur :

On peut classer les turbines à vapeur selon :

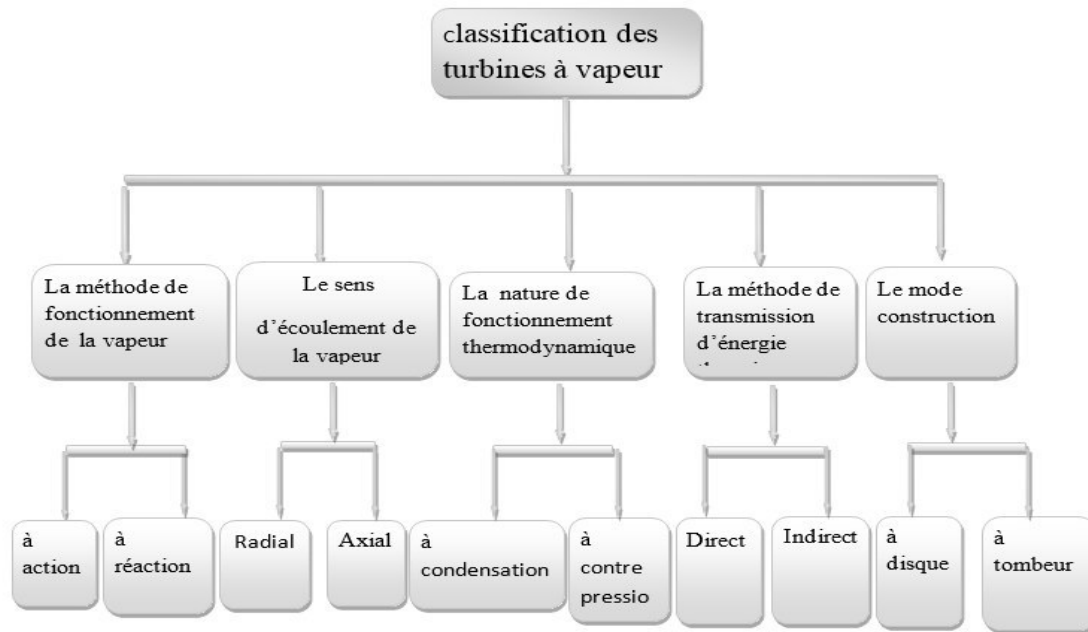


Figure II.6: Classification des turbines à vapeur.

### II.2.2.a Turbine à action [6]:

La turbine à action la détente se fait uniquement dans les aubages fixes. La pression est donc constante dans l'aubage fixe de chaque étage. En général, le premier étage d'une turbine est toujours à action. En effet, le premier étage d'une turbine est exposé à de fortes différences de pression et à une température élevée.

### II.2.2.b Turbine à réaction [6] :

La turbine à réaction, la détente est répartie entre les aubages fixes et mobiles. Le degré de réaction est défini par la répartition de la détente entre les aubages. Lorsque le degré de réaction d'un étage est de 50%, la forme des aubages fixes et mobiles est la même.

Que la turbine soit à action ou à réaction, c'est le changement de direction de la vapeur qui produit un déplacement de l'aubage mobile et produit à la fois des forces d'action et de réaction.

**II.2.3 Cycle de Rankine et cycle de Hirn :**

**II.2.3.a Description :**

La comparaison des aires de ce cycle et de celle du cycle de Carnot associé (mêmes températures extrêmes) met en évidence la perte du rendement du cycle de Rankine par rapport à celui du cycle de Carnot, voir (figure II.7)

Dans un fonctionnement selon un cycle de Rankine, la détente du fluide à lieu dans la zone diphasique, Une telle situation est dommageable pour le fonctionnement de la turbine (l’humidité entraîne l’érosion de la turbine).

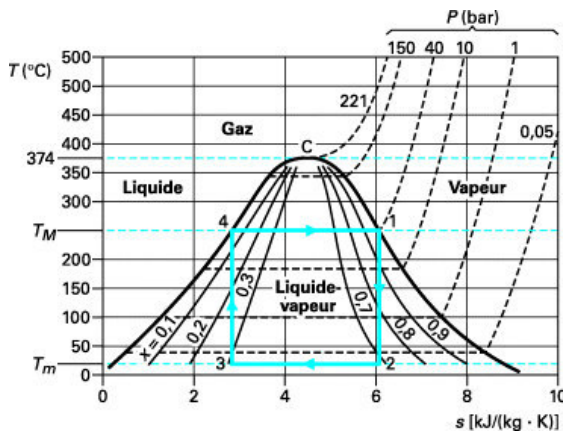


Figure II.7: Cycle de Carnot.

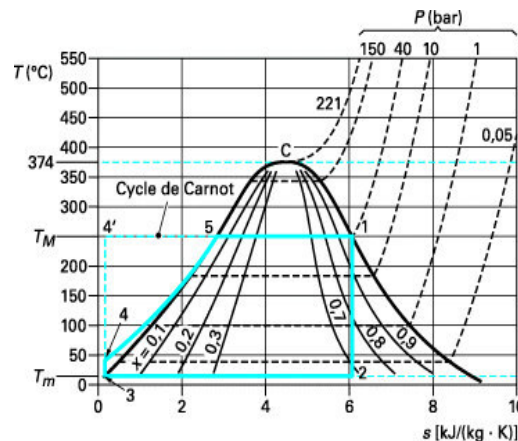


Figure II.8 : Cycle de Rankine d'une IMV.

Le rendement d'une machine fonctionnant selon ce cycle est le rendement de Carnot donné par :

$$\eta_{th} = \frac{-w_{t12} - w_{t34}}{q_{41}} = \frac{T_M - T_m}{T_M}$$

Avec  $T_M$  et  $T_m$  respectivement, les températures des sources : chaude et froide.

Afin d'éviter cette situation, on pratique une surchauffe (6-1) (Figure II.10) de la vapeur à la sortie du ballon dans le GV avant qu'elle se pénètre dans la turbine. Il faut que la surchauffe soit suffisante pour que la majeure partie de la détente ait lieu dans la zone de

vapeur surchauffée. En pratique cette surchauffe est limitée par le niveau maximal de températures admissible (jusqu'à 600 °C) dans les installations classiques, ce qui permet d'utiliser des matériaux peu onéreux). Ce fonctionnement utilisé dans les IMV de puissance moyenne (5 à 20 MW), correspond au cycle de Hirn.

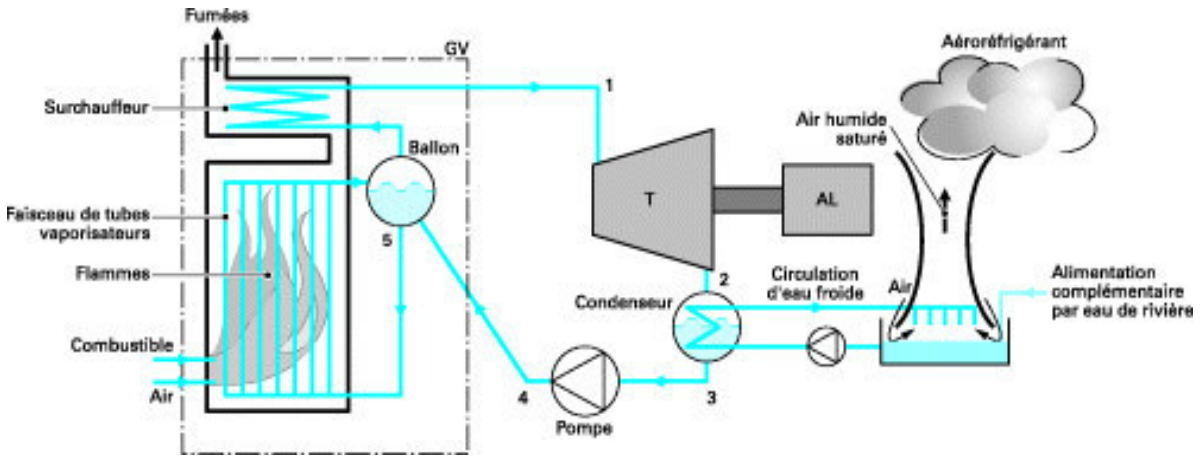


Figure II.9: L'installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn.

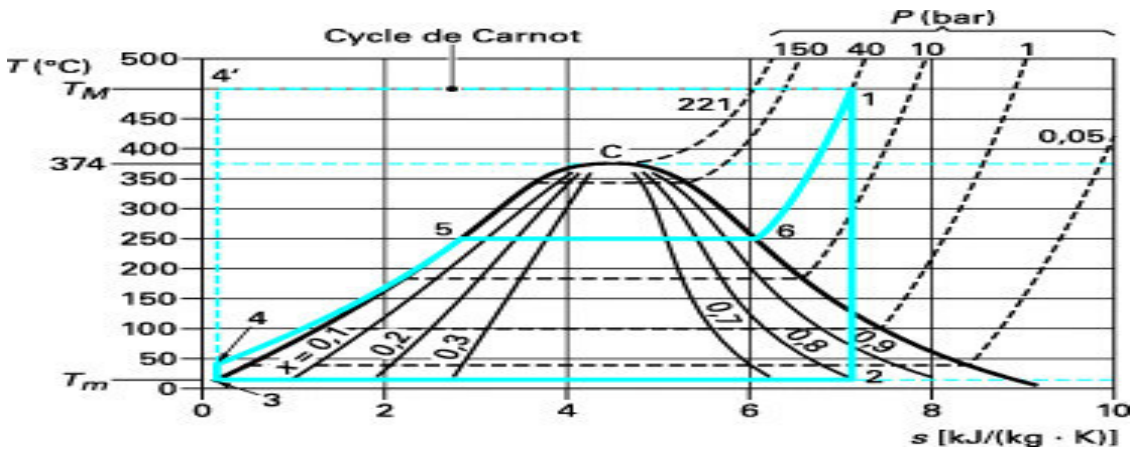


Figure II.10 : Cycle de Hirn.

➤ Expressions du rendement théorique

Pour ce type de cycles, le rendement théorique  $\eta_{th}$  est calculé à partir des valeurs des enthalpies massiques  $h$  de l'eau aux divers points caractéristiques du cycle.

Ainsi, on notera que :

$$\eta_{th} = \frac{-w_{t12} - w_{t34}}{q_{41}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

**II.2.3.b Cycle de Hirn avec resurchauffe :**

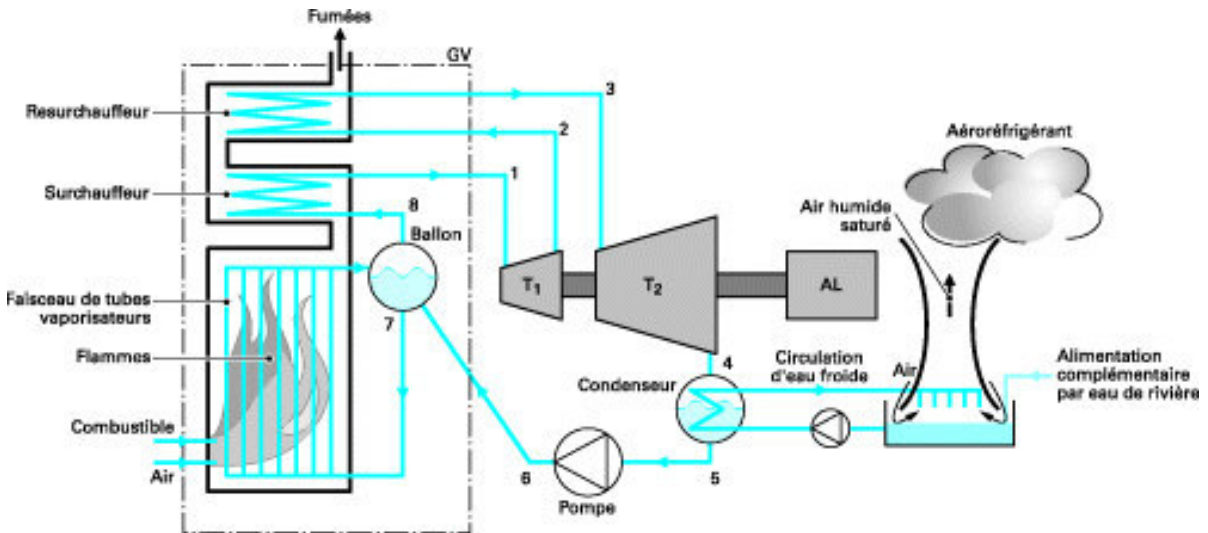


Figure II.11: Schéma d'une IMV fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn avec surchauffe.

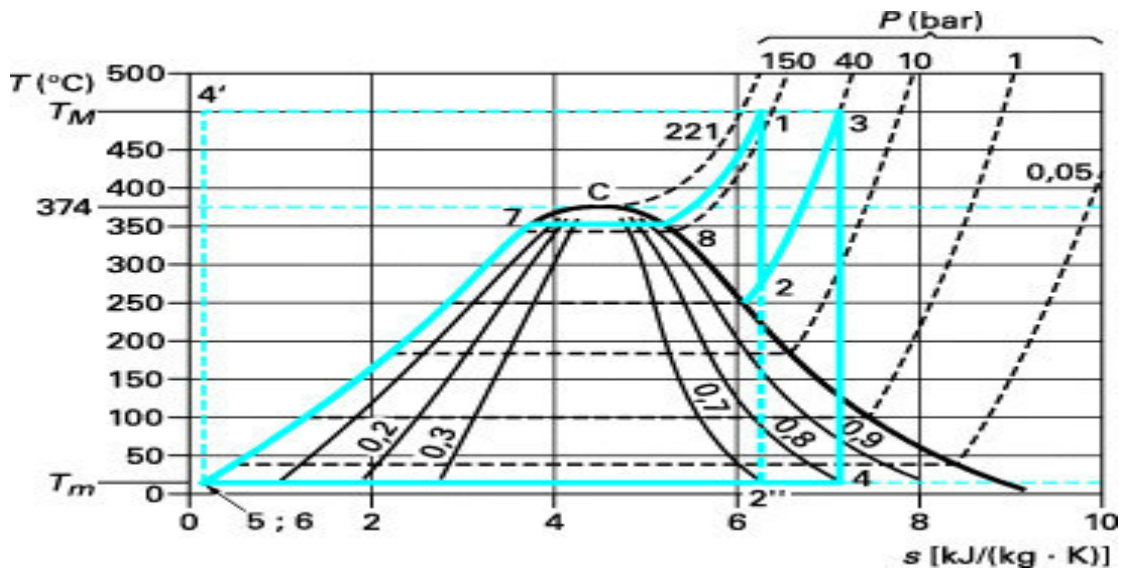


Figure II.12 : Cycle de Hirn à resurchauffe.

Le rendement théorique du cycle de Hirn a resurchauffe est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{wt_{12} + wt_{34} - wt_{56}}{q_{61} + q_{23}} = \frac{\Delta h_{12} + \Delta h_{34} - \Delta h_{56}}{\Delta h_{61} + \Delta h_{23}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$

Le rendement théorique de ce cycle peut arriver à **46%**.

### II.2.3.c Cycle de Hirn avec soutirage de vapeur :

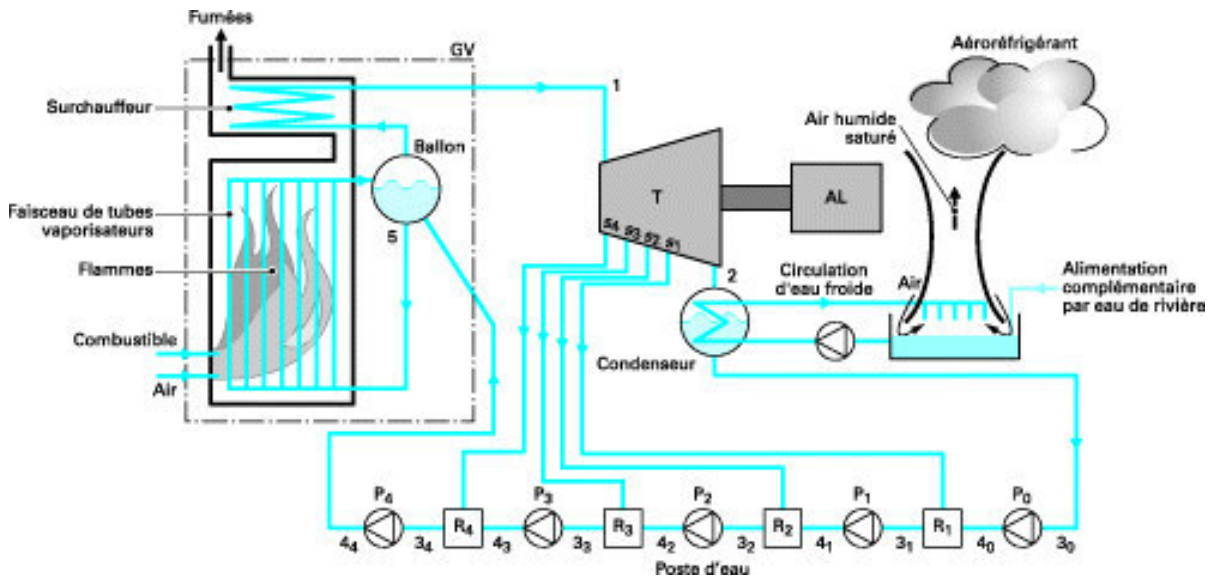


Figure II.13: IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur.

Le rendement d'un cycle pouvait être amélioré en utilisant la chaleur contenue dans le fluide au cours de son refroidissement ou de sa détente pour réchauffer le fluide lors d'une autre étape de son évolution, C'est le principe utilisé dans les cycles à rendement maximal. Ce principe est donc améliorer le rendement des IMV.

C'est la pratique des soutirages de vapeur réalisés sur la ligne de détente du fluide dans la turbine pour préchauffer l'eau liquide avant son entrée dans le GV.

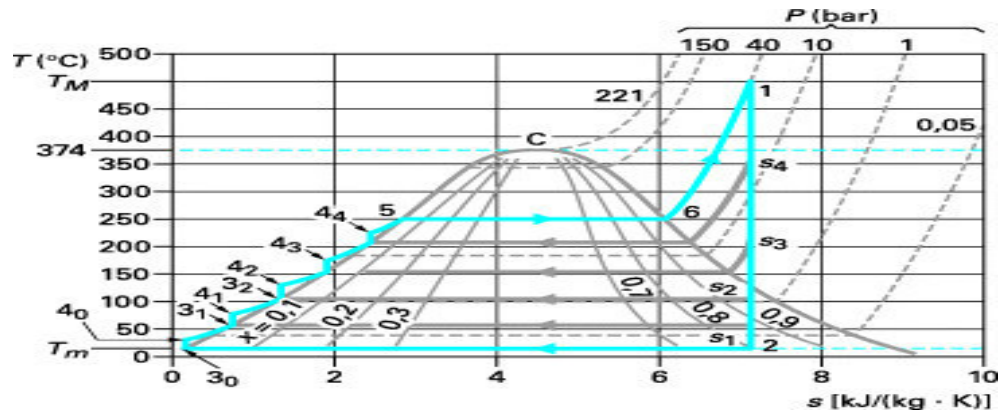


Figure II.14: Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur.

En notant par  $\dot{m}_i$  les débits massiques dans chacun des soutirages ( $s_i$ ), et par  $\dot{m}$  Le débit qui traverse le générateur de vapeur, les puissances thermiques et mécaniques mises en jeu sont données par :

$$q = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad ; \quad -W_t = \dot{m}(h_1 - h_2) - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i(h_{s_i} - h_2)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2) - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i(h_{s_i} - h_2)}{\sum_{i=1}^n \dot{m}_i(h_{s_i} - h_2)}$$

### II.2.3.d Cycle supercritique :

Pour améliorer le rendement des centrales électrogènes, on tend à utiliser des cycles supercritiques, c'est-à-dire des cycles dans lesquels le réchauffage de l'eau a lieu à une pression supérieure à la pression critique, soit supérieure à 221 bars. Il n'y a plus alors de palier de changement de phase liquide/vapeur, mais une évolution progressive du liquide vers le gaz, comme on peut le voir sur la **figure (II.15)**

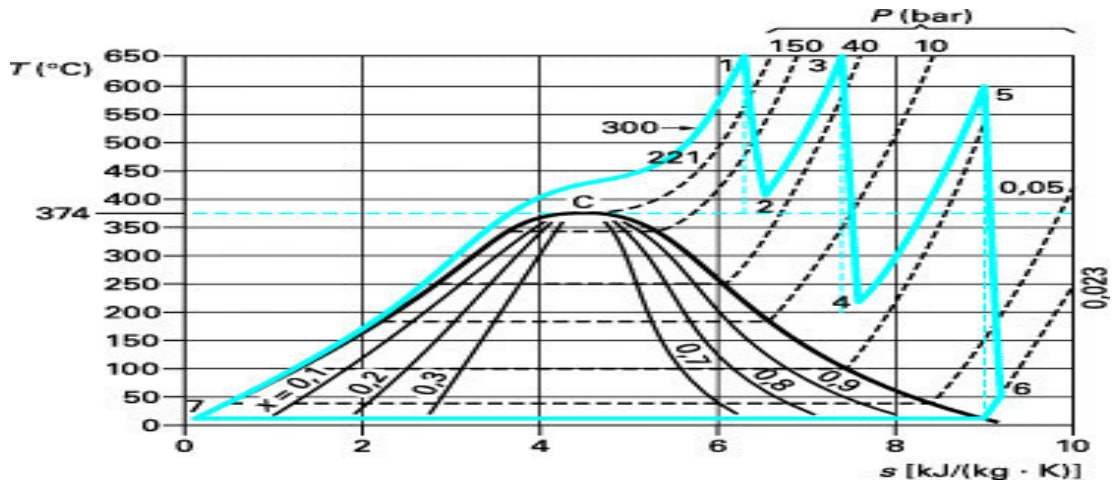


Figure II.15: IMV à cycle supercritique à deux resurchauffes.

## II.3 Les cycles combinés [7] :

### II.3.1 Introduction :

Les niveaux de température des gaz d'échappement des turbines à gaz sont de l'ordre de grandeur maximale des températures des installations motrices à vapeur. Le principe de cycle combiné est de Récupérer l'enthalpie des gaz d'échappements de la turbine par le biais d'une chaudière de récupération alimentant un cycle de vapeur. Cette constatation est à l'origine du couplage entre les cycles de Joule (et dérivés) et de Rankine (et dérivés) qui donne lieu à ce qu'il est convenu d'appeler des cycles combinés.

### II.3.2 Définition :

Un cycle combiné de puissance est la juxtaposition de deux ou plusieurs cycles thermodynamiques destinés à convertir plus efficacement l'énergie fournie en travail en adaptant deux ou plusieurs fluides de cycle. Avec le développement de la turbine à gaz, le terme « cycle combiné » se réfère plus spécialement à un système composé d'une turbine à gaz, d'un récupérateur de chaleur générateur de vapeur, et d'une turbine à vapeur.

Le concept de cycle combiné a pour objectif d'augmenter le rendement global et la puissance utile d'une centrale thermique en investissant des équipements additionnels

nécessités par le cycle à vapeur. Il est d'autant plus rentable que le coût de l'énergie est élevé.

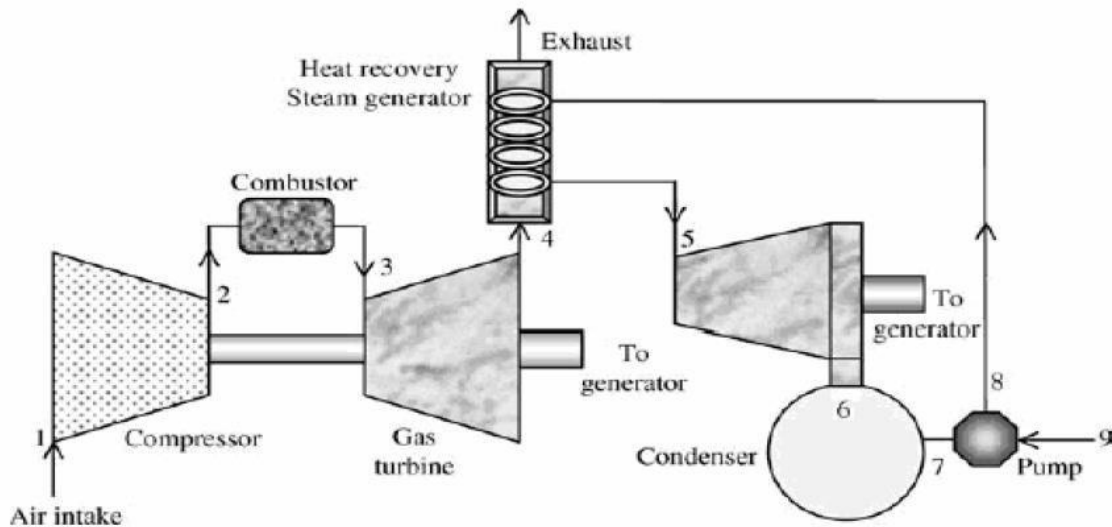


Figure II.16: Schéma d'un cycle combiné.

### II.3.3 Principe de fonctionnement :

Le recours à la technologie des centrales à cycle combiné permet d'améliorer encore l'efficacité énergétique d'une centrale au gaz naturel. Ce type de centrale utilise une ou plusieurs turbines à gaz, complétées d'une turbine à vapeur, chacun entraînant une génératrice (dynamo ou alternateur) qui produit de l'électricité.

- Le gaz est injecté par les brûleurs dans la chambre de combustion, en même temps que de l'air ambiant, aspiré par le compresseur. Le mélange gazeux s'enflamme.
- Dans la chambre de combustion le volume de gaz de combustion augmente considérablement, et ceux-ci peuvent actionner les pales de la turbine à gaz.
- Les gaz de combustion quittent la turbine à gaz à une très haute température. Ils sont donc dirigés vers une chaudière de récupération, ou ils convertissent en vapeur d'eau qui circule dans les tubes.
- La turbine à gaz est actionnée par la pression des gaz brûlants.

- La turbine à vapeur est actionnée par la vapeur qui se détend progressivement. Cette vapeur est restituée après usage, soit directement à la source, soit dirigée vers une tour de refroidissement.
- Chaque turbine actionne un alternateur qui produit de l'électricité. Le rendement énergétique de la centrale TGV se situe aux environs de 55%.

❖ Configuration mono-arbre [8]:

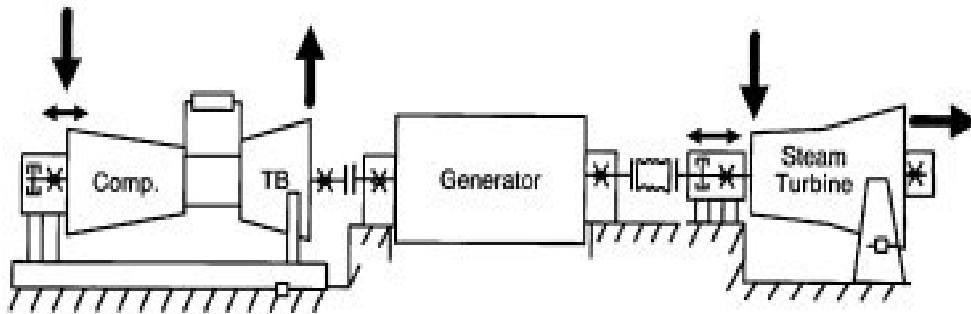


Figure II.17 : Configuration d'une installation cycle combiné mono-arbre.

❖ Configuration bi-arbre :

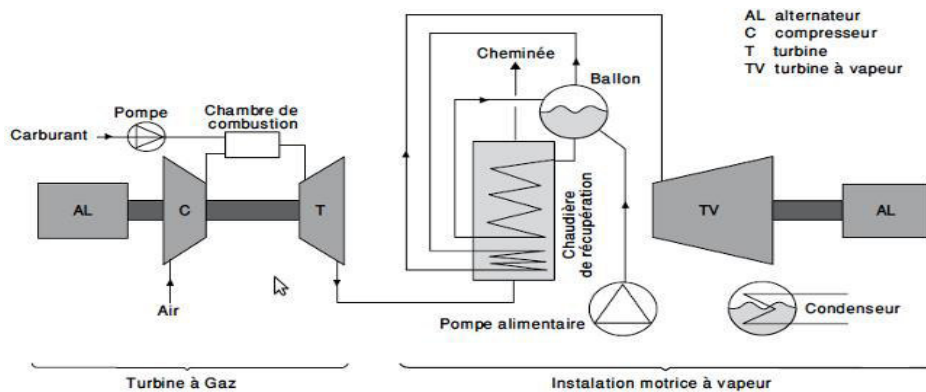


Figure II.18 : Configuration d'une installation cycle combiné bi-arbre.

II.3.4 Les éléments de base de cycle combiné :

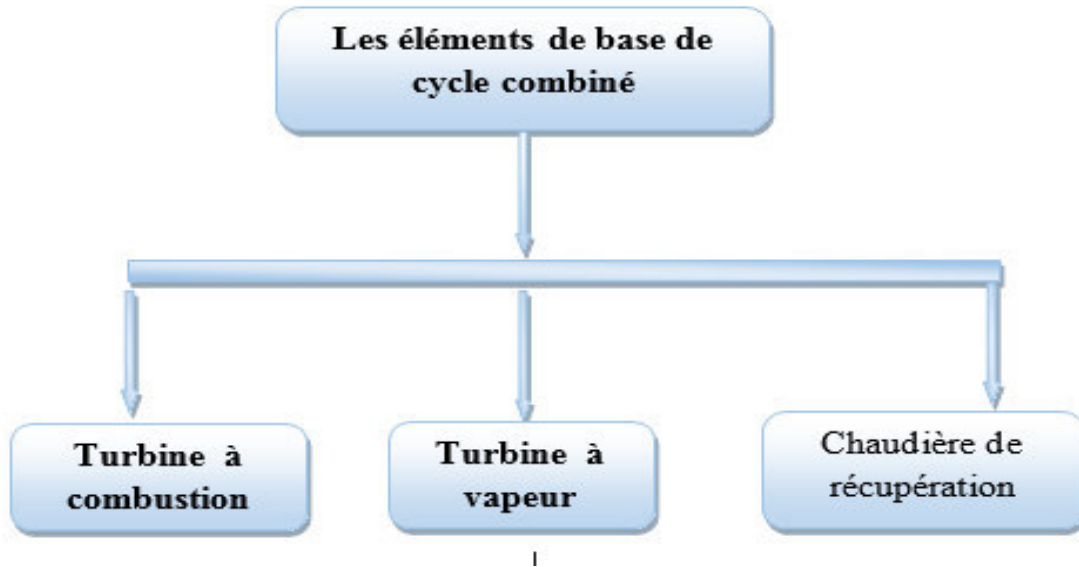


Figure II.19: Les éléments de base de cycle combiné.

II.3.5 Diagramme entropique d'un cycle combiné :

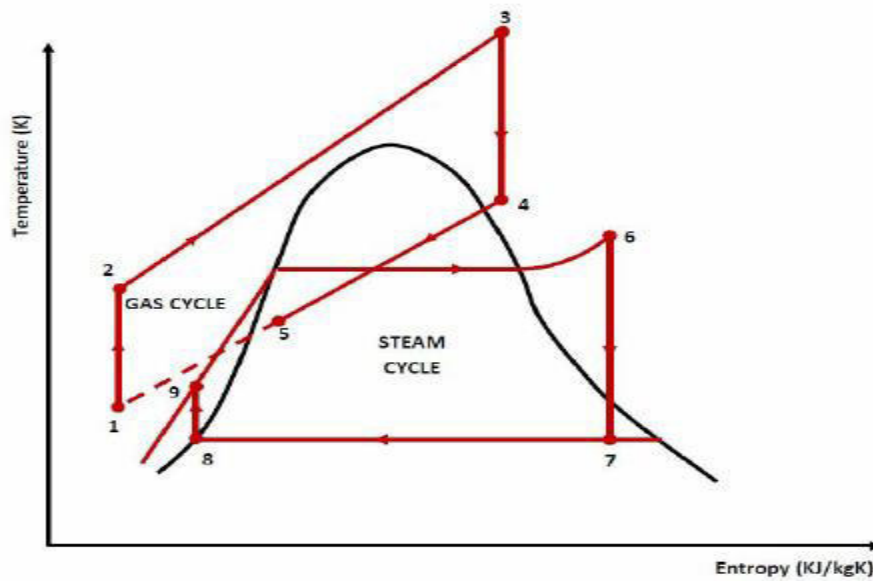


Figure II.20 : Diagramme (T-S) d'un cycle combiné.

Le cycle thermodynamique du cycle combiné de base se compose de deux cycles de centrales électriques. L'un est le cycle Joule ou Brayton qui est un cycle de turbine à gaz et l'autre le cycle Rankine qui est un cycle de turbine à vapeur. Le cycle 1-2-3-4-1 qui est le cycle de la centrale électrique de turbine à gaz est le cycle de remplissage. Il dépeint la chaleur et le processus de transfert de travail se déroulant dans une région à haute température.

Le cycle 5-6-7-8-9-5 qui est le cycle de vapeur de Rankine a lieu à basse température et est connu sous le nom de cycle de fond. Le transfert d'énergie thermique des gaz d'échappement à haute température à l'eau et à la vapeur se fait par une chaudière de récupération de chaleur usée dans le cycle de fond. Pendant le processus de pression constante 4-1, les gaz d'échappement dans la turbine à gaz rejettent la chaleur. L'eau d'alimentation, la vapeur humide et la vapeur super chauffée absorbent une partie de cette chaleur dans le processus de 5 à 6.

### II.3.6 Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur) :

❖ **Le travail effectué par le compresseur et la TAG s'écrit :**

$$W_C = (h_2 - h_1)$$

$$W_{TG} = (h_3 - h_4)$$

❖ **Le travail effectué par la TAV est :**

$$W_{TV} = (h_7 - h_6)$$

❖ **La chaleur du générateur de vapeur est :**

$$Q_{GV} = (h_5 - h_8)$$

❖ **Le travail absorbé par la pompe est :**

$$W_P = (h_6 - h_5)$$

❖ **Le travail total est :**

$$W_{\text{CYC}} = W_{\text{TG}} - W_{\text{C}} + W_{\text{TV}} - W_{\text{P}}$$

❖ **À l'entrée de la chambre de combustion :**

$$Q_{\text{CC}} = \dot{m}_f \cdot \text{PCI}$$

❖ **Alors le rendement thermique global de cycle est :**

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W_{\text{cyc}}}{Q_{\text{cc}}}$$

### II.3.7 Caractéristique d'un cycle combiné :

Les systèmes à cycle combiné qui utilisent la vapeur et le gaz ont réalisé un succès commercial à très grande échelle en raison de :

- Rendement thermique élevé grâce à la combinaison des deux cycles thermodynamiques.
- Dissipation de la chaleur des fumées de la turbine à gaz, qui a été avantageusement utilisée en tant que source d'énergie pour produire de la vapeur.
- Les fluides de travail qui sont facilement disponibles, peu coûteux et non toxique.

### Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons donné une description détaillée sur les turbines à gaz et les turbines à vapeur ainsi que les modes de leur combinaison, nous avons aussi fait une comparaison thermodynamique entre les différents cycles (turbine à gaz, turbine à vapeur et cycle combiné).

# *CHAPITRE III*

### III. Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser au calcul du rendement des trois centrales thermiques de Cap-Djinet, d'El Hamma, et de Hadjret Ennous avec les données fournies pour chaque site.

### III.1 Étude énergétique de la centrale de Cap-Djinet :

#### III.1.1 Le rendement de cycle :

Le rendement d'un cycle est le rapport entre le travail utile et la chaleur fournie par la source chaude (chaudière). Il définit par :

$$\eta_{\text{Cycle}} = W_{\text{utile}}/Q_{\text{ch}} \quad (\text{III.1})$$

Tel que:

$$W_{\text{utile}} = W_t - W_p \quad (\text{III.2})$$

$W_t$  : le travail de la turbine.

$W_p$  : le travail des pompes.

$$W_p = W_{\text{pex}} + W_{\text{pa}}$$

$W_{\text{pex}}$  : travail de pompes d'extraction.

$W_{\text{pa}}$  : travail de la pompe alimentaire.

$Q_{\text{ch}}$  : quantité de chaleur fournie par la chaudière

En remplaçant l'équation (III.2) dans (III.1), on obtient :

$$\eta_{\text{Cycle}} = (W_t - W_p)/Q_{\text{ch}}$$

$$\eta_{\text{Cycle}} = [W_t - (W_{\text{pex}} + W_{\text{pa}})]/Q_{\text{ch}}$$

**III.1.2 Premier principe de la thermodynamique :**

Dans cette étude les calculs sont faits pour 1 Kg de la vapeur (fluide) sortante de la chaudière.

$$Q_m \longrightarrow 1 \text{ kg}$$

$Q_m$  : débit massique [kg/s]

On applique l'équation de premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert :

$$Q + W = \Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p \quad (\text{III.3})$$

Avec :

- $W$  : travail fournit ou absorbé par l'organe.
- $Q$  : quantité de chaleur absorbé ou fournit par l'organe.
- $\Delta E_c$  : variation de l'énergie cinétique.
- $\Delta H$  : variation de l'enthalpie totale.
- $\Delta E_p$  : variation de l'énergie potentielle.

La variation de l'énergie cinétique est négligée dans ce travail.

La variation de l'énergie potentielle égale à 0 vu que l'entrée et la sortie de la vapeur sont sur le même niveau  $\Delta E_p = 0$ .

L'équation (III.3) du 1<sup>er</sup> principe devient :

$$Q + W = \Delta H$$

$$W + Q = m_s \cdot h_s - m_e \cdot h_e$$

Avec :

- $m_s, m_e$  : débits massiques du fluide à l'entrée et à la sortie de l'organe.
- $h_s, h_e$  : enthalpies massiques du fluide à l'entrée et à la sortie de l'organe.

D'après l'équation de conservation de la masse, on a :  $m_s = m_e = m$

Comme le débit massique entrant diffère au débit massique sortant à cause des fuites et des soutirages donc on peut écrire :

$$1\text{kg} \longrightarrow Q_{m\text{TOTALE}} \text{ [kg/s]}$$

$$m \text{ (kg)} \longrightarrow Q_{m\text{TOTALE}} - \sum fuites \text{ [kg/s]}$$

$Q_{m\text{TOTALE}}$  : débit massique totale [kg/s]

Donc :

$$m = (Q_{m\text{TOTALE}} - \sum fuites) / Q_{m\text{TOTALE}}$$

$$m = 1 - (\sum fuites / Q_{m\text{TOTALE}})$$

On obtient :

$$W + Q = m (h_e - h_s)$$

$$W + Q = (h_e - h_s) (1 - (\sum fuites / Q_{m\text{TOTALE}}))$$

Tel que :

- Les transformations sont adiabatiques dans la turbine et les pompes  $Q = 0$ .
- Production de travail dans la chaudière :  $W=0$ .
- Les soutirages sont considérés comme fuites.

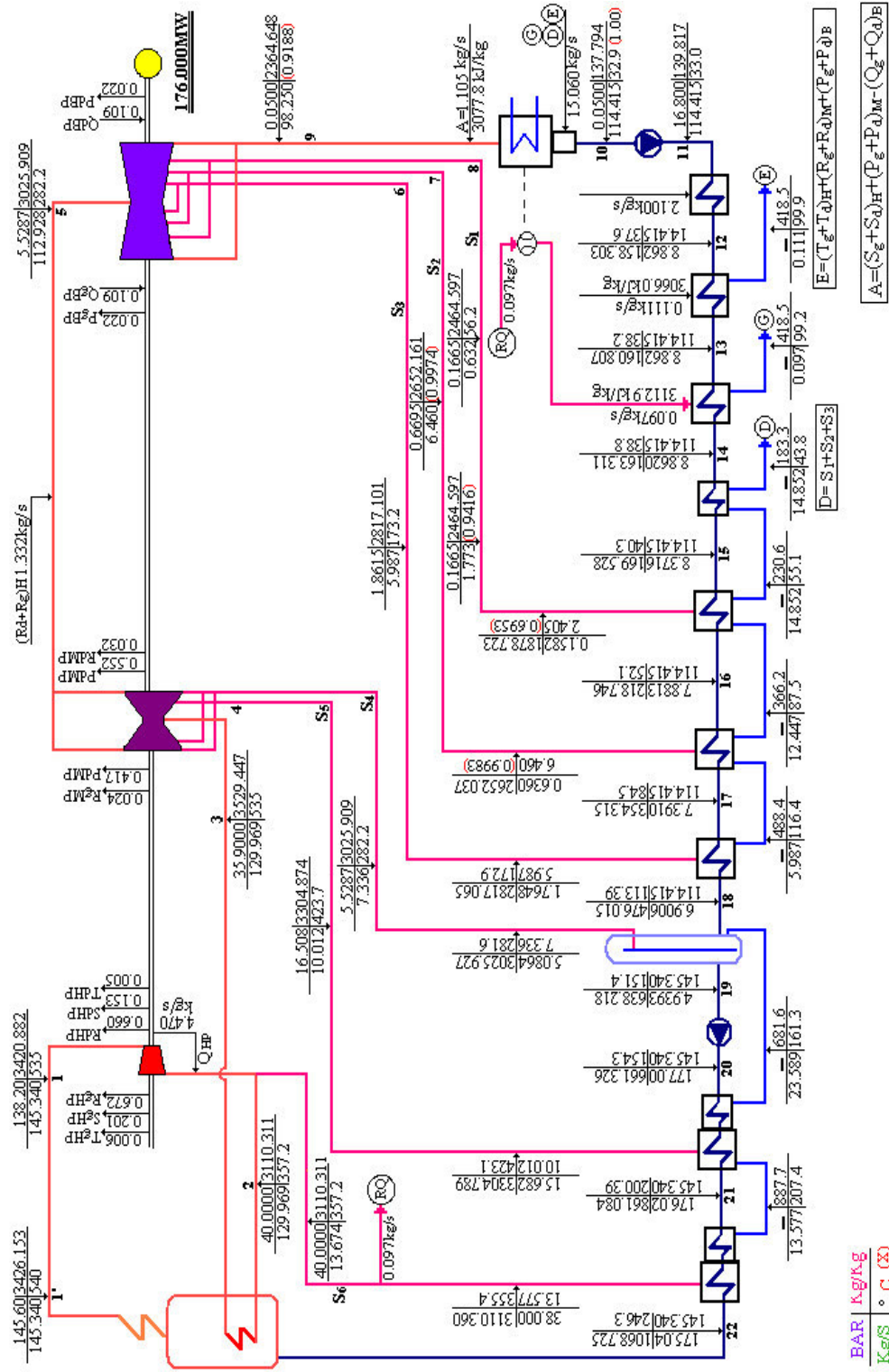


Figure III.1: Paramètres du circuit eau-vapeur en fonctionnement normal (100% de charge et six soutirages)

III.1.3 Diagramme (T-S) à six soutirages de la centrale de Cap-Djinet :

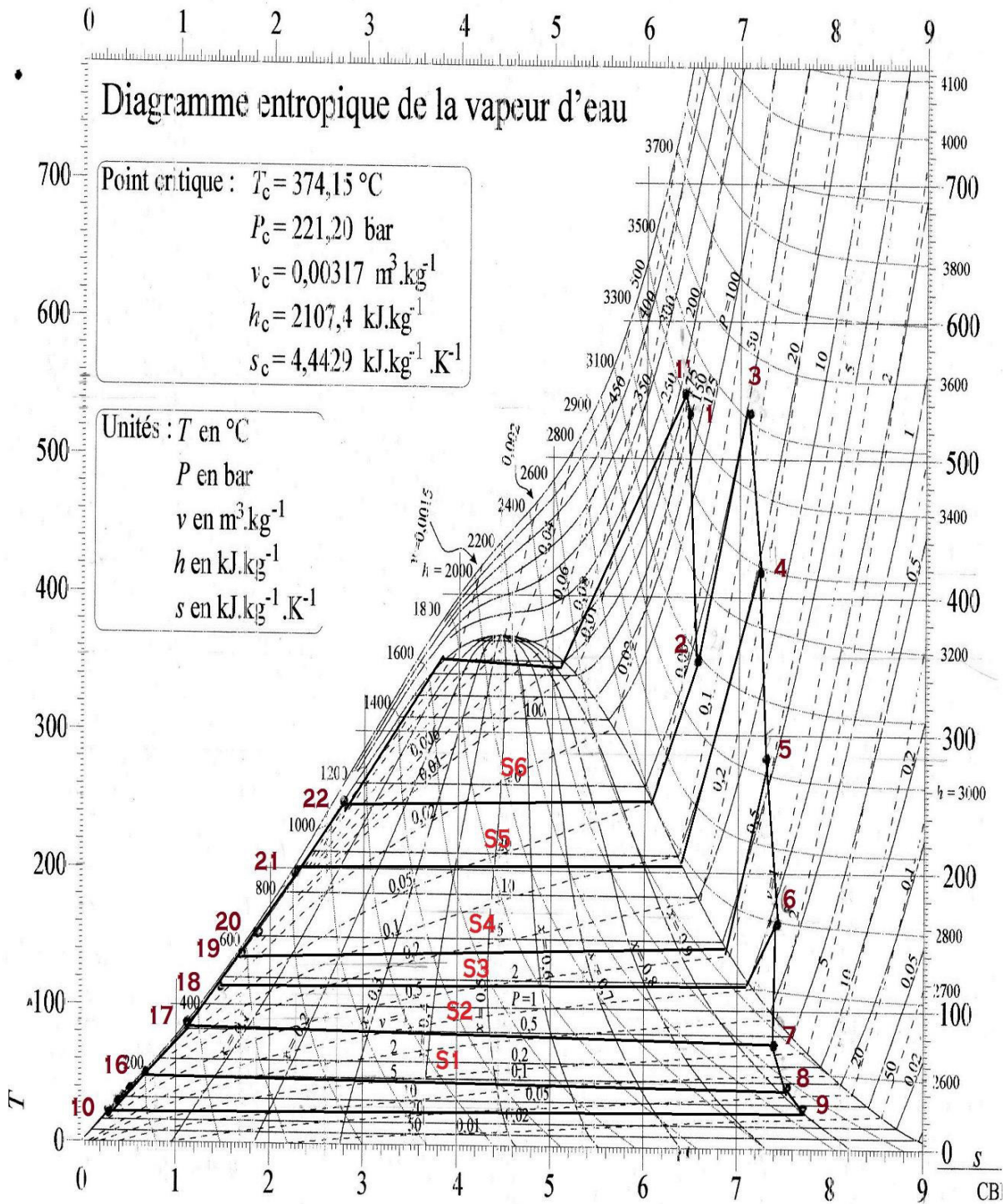


Figure III.2: Diagramme (T, S) à six soutirages de la centrale de Cap-Djinet.

## III.1.4 Différentes stations du circuit thermique :

La transformation	Le Comportement du fluide
1' → 1	La vapeur subit des pertes de charges dans les conduites.
1 → 2	La vapeur se détend dans la turbine corps haut pression HP
2 → 3	Resurchauffe de la vapeur sortante de corps HP
3 → 5	La vapeur se détend dans le corps MP avec deux soutirages S5 et S4
5 → 9	La vapeur rentre dans le corps BP avec trois soutirages
9 → 10	La vapeur est condensée dans le condenseur
10 → 11	L'eau est pompée par une pompe d'extraction
11 → 12	L'eau d'extraction passe par le réfrigérant d'alternateur pour refroidir H2
12 → 14	L'eau d'extraction refroidis les buées de vapeur et la vapeur des éjecteurs
14 → 15	Refroidissement du condensat auxiliaire du corps BP rassemblés dans refroidisseur.
15 → 18	Refroidissement de l'eau d'extraction dans les réchauffeurs BP1, BP2, BP3.
18 → 19	La bêche alimentaire reçoit de l'eau d'extraction traverse certain réchauffeur et de la vapeur soutirée de S4
19 → 20	Alimentation de la chaudière par les pompes alimentaires
20 → 22	Réchauffement de l'eau d'alimentation dans les réchauffeurs HP5 et HP6.
22 → 1'	Passage de l'eau de l'état liquide a l'état vapeur dans la chaudière

Tableau III.1: Les différentes stations du circuit thermique.

## III.1.5 Les données de l'installation :

➤ Les Paramètres thermodynamiques du circuit eau-vapeur sont :

Point	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	X(%)	S (kJ/kg.K)	Q <sub>m</sub> (kg/s)
1'	540	145,6	3426,153	-	6,508	145,340
1	535	138,2	3420,882	-	6,520	145,340
2	357,2	40	3110,311	-	6,610	129,969
3	535	35,9	3529,447	-	7,245	129,969
4	423,7	16,508	3304,874	-	7,297	10,012
5	282,2	5,520	3025,909	-	7,346	7,336
6	173,2	1,861	2817,101	-	7,423	5,987
7	88,78	0,669	2652,161	0,9974	7,478	6,460
8	56,150	0,166	2464,597	0,9416	7,553	2,405
9	32,88	0,05	2364,648	0,9188	7,752	98,250
10	32,90	0,05	137,794	1	0,476	114,415
11	33	16,8	139,817	-	0,477	114,415
12	37,60	8,862	158,303	-	0,539	114,415
13	38,20	8,862	160,807	-	0,548	114,415
14	38,80	8,862	163,311	-	0,556	114,415
15	40,30	8,371	169,528	-	0,575	114,415
16	52,10	7,881	218,746	-	0,73	114,415
17	84,50	7,391	354,315	-	1,127	114,415
18	113,39	6,9	476,015	-	1,455	114,415
19	151,40	4,939	638,218	-	1,855	145,340
20	154,30	177	661,326	-	1,865	145,340
21	200,39	176,02	861,084	-	2,31	145,340
22	246,3	175,04	1069,725	-	2,729	145,340

Tableau III.2 : Paramètres des différents points du cycle à vapeur Cap-Djinet.

## ➤ Les débits des soutirages

$S_1$ [kg/s]	$S_2$ [kg/s]	$S_3$ [kg/s]	$S_4$ [kg/s]	$S_5$ [kg/s]	$S_6$ [kg/s]
2,405	6,460	5,987	7,336	10,012	13,674

Tableau III.3 : Les débits des soutirages.

## ➤ Les débits des fuites et des fuites récupérées :

Côté droit de corps HP (kg/s)	Côté gauche de corps HP (kg/s)	Côté droit de corps MP (kg/s)	Côté gauche de corps MP (kg/s)	Côté droit de corps BP (kg/s)	Côté gauche de corps BP (kg/s)
$A_{dHP}=0,660$	$A_{gHP}=0,672$	$B_{dMP}=0,552$	$B_{gMP}=0,417$	$C_{dBP}=0,022$	$C_{gBP}=0,022$
$B_{dHP}=0,153$	$B_{gHP}=0,201$	$C_{dMP}=0,032$	$C_{gMP}=0,024$	$B_{dBPR} = 0,109$	$B_{gBPR}=0,109$
$C_{dHP}=0,005$	$C_{gHP}=0,006$	$A_{dMPR}=1,392$	--	--	--
$D_{dHP} = 4,47$	--	--	--	--	--

Tableau III.4: les débits des fuites.

$A_d, B_d, C_d, D_d$  : des fuites a la côté droite des turbines.

$A_g, B_g, C_g, D_g$  : des fuites a la côté gauche des turbines.

$A_{dMPR}, B_{dBPR}, B_{gBPR}$  : des fuites récupérées.

### III.1.6 Calcul de bilan énergétique de cycle :

Tel que :

- ✓  $Q_m$  : débit de la vapeur sortante de la chaudière.
- ✓  $Q_r$  : débit des fuites récupérées.
- ✓  $Q_f$  : débit des fuites.
- ✓  $S$  : débit des soutirages.

**III.1.6.1 Calcul de travail de la turbine :**

Le travail total de la turbine est :  $W_{T,TAV} = W_{HP} + W_{MP} + W_{BP}$

➤ **Le travail de corps HP  $W_{HP}$  :**

**REMARQUE :**

La vapeur soutirée du corps HP n'est pas considérée comme une fuite (dans le travail du corps HP) car elle est prise à la sortie du corps.

Dans le corps HP, on a :

$$Q_r = 0;$$

$$Q_f = (A+B+C+D)_{dHP}$$

$$S=0;$$

$$Q_m = 145.340 \text{ kg/s}$$

$$W_{HP} = (h_1 - h_2) (1 - (A+B+C+D)_{dHP} / Q_m)$$

$$W_{HP} = (3420, 88 - 3110, 311) (1 - (4,470 + 0,660 + 0,153 + 0,005) / 145,340)$$

$$W_{HP} = 299,269 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Le travail du corps MP  $W_{MP}$  :**

Dans le corps MP, on a :

$$Q_r = 0;$$

$$Q_f = (A+B+C+D)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP}$$

$$Q_m = 145,340 \text{ kg/s}$$

$$W_{MP} = (h_3 - h_4) (1 - ((A+B+C)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP} + S_6) / Q_m) + (H_4 - H_5) (1 - ((A+B+C)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP} + S_6 + S_5) / Q_m).$$

**Application numérique :**

$$W_{MP} = (3529, 447-3304, 874) [1-((0, 66+0,153+0,005) + (0,672+0,201+0,006) +13,574)/145,340] + (3304, 874-3025, 909) [1-((0, 66+0,153+0,005) + (0,672+0,201+0,006) + 13,574 + 10,012)/145,340]$$

$$W_{MP} = 431, 40 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Le travail du corps BP  $W_{BP}$  :**

Dans le corps BP, on a :

$$Q_r = 0;$$

$$Q_f = (A+B+C+D)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP} + (B+C)_{gMP} + (B+C)_{gMP}$$

$$W_{BP} = (h_5-h_6) (1-((A+B+C)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP} + S_6+S_5+S_4+(B+C)_{dMP} + (B+C)_{gMP}-A_{dMPR}) / Q_m) + (h_6-h_7) (1-((A+B+C)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP} + S_6+S_5+S_4+S_3+(B+C)_{dMP} + (B+C)_{gMP}-A_{dMPR}) / Q_m) + (h_7-h_8) (1-((A+B+C)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP} + S_6+S_5+S_4+S_3+S_2+(B+C)_{dMP} + (B+C)_{gMP} - A_{dMPR}) / Q_m) + (h_8-h_9) (1-((A+B+C)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP} + S_6+S_5+S_4+S_3+S_2+S_1+(B+C)_{dMP} + (B+C)_{gMP} - A_{dMPR}) / Q_m).$$

**Application numérique :**

$$W_{BP} = (3025,909-2817,101) (1- ((0,153+0,005+0,660+4,470) + (0,201+0,006+0,672) + 13,674+10,012+7,336+ (0,032+0,552) + (0,024 +0,417-1,332))/ 145,340) + (2817,101 - 2652,161) (1- ((0,153+0,005+0,660+4,470) + (0,201+0,006+0,672) + 13,674+10,012+7,336+5,987+ (0,032+0,552) + (0,024 +0,417-1,332))/ 145,340) + (2652,161- 2464,597) (1- ((0,153+0,005+0,660+4,470) + (0,201+0,006+0,672) + 13,674+10,012+7,336+5,987+6,460+ (0,032+0,552) + (0,024 +0,417-1,332))/ 145,340) + (2464,597-2364,648) (1- ((0,153+0,005+0,660+4,470) + (0,201+0,006+0,672) + 13,674+10,012+7,336+5,987+6,460+2,405+ (0,032+0,552) + (0,024 +0,417-1,332))/ 145,340)$$

$$W_{BP} = 457, 73 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Le travail total de la turbine à vapeur**

$$W_{T,TAV} = W_{HP} + W_{MP} + W_{BP}$$

$$W_{T,TAV} = 299,269 + 431, 40 + 487,73$$

$$W_{T,TAV} = 1188.399 \text{ kJ/kg}$$

**III.1.6.2 Calcul des travaux et les puissances des pompes :****➤ Calcul du travail de la Pompe d'extraction :**

On a:

$$Q_r = RQ = 0.097 \text{ kg/s}$$

$$Q_f = 0$$

$$S = S_6 + S_5 + S_4$$

$$S = 13,674 + 10,012 + 7,336$$

$$S = 31.022 \text{ kg/s}$$

$$W_{pex} = (h_{11} - h_{10}) (1 + (RQ - S_6 - S_5 - S_4) / Q_m)$$

$$W_{pex} = (139,817 - 137,794) (1 + (0,097 - (13,674 + 10,012 + 7,336)) / 145,340)$$

$$W_{pex} = 1,5921 \text{ kJ/kg}$$

**➤ Calcul de la puissance de la pompe d'extraction :**

$$P_{pex} = W_{pex} * Q_m$$

$$P_{pex} = 1.5921 * 145.340$$

$$P_{pex} = 231,395 \text{ W}$$

**➤ Calcul du travail de la pompe alimentaire :**

$$Q_r = 0,$$

$$Q_f = 0,$$

$$S = 0,$$

$$W_{pa} = (h_{20} - h_{19})$$

$$W_{pa} = (661,326 - 638,218)$$

$$W_{pa} = 23,108 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Calcul de la puissance de la pompe alimentaire :**

$$P_{pa} = W_{pa} * Q_m$$

$$P_{pa} = 23,108 * 145,340$$

$$P_{pa} = 3358,51 \text{ W}$$

➤ **Calcul de travail utile de la turbine :**

$$W_{utile} = W_t - (W_{pa} + W_{pex})$$

$$W_{utile} = 1188.399 - (23,108 + 1,5921)$$

$$W_{utile} = 1163,6989 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Calcul de la puissance utile :**

$$P_{utile} = Q_m * W_{utile}$$

$$P_{utile} = 145.340 * 1163.6989$$

$$P_{utile} = 169131,99 \text{ kW}$$

### III.1.6.3 Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière :

$$Q_{ch} = (h1' - h22) + (h3 - h2) (1 - ((A+B+C) dHP + (A+B+C) gHP + S6) / Q_m)$$

$$Q_{ch} = (3426,153 - 1068,725) + (3529,447 - 3110,311) (1 - ((0,66 + 0,153 + 0,005) + (0,627 + 0,201 + 0,006) + 13,674) / 145,340)$$

$$Q_{ch} = 2732,24 \text{ kJ/kg}$$

### III.1.6.4 Évaluation du rendement thermique de l'installation :

$$\eta_{th \text{ cyc vap}} = \frac{W_t - (W_{pex} + W_{pa})}{Q_{ch}}$$

$$\eta_{th \text{ cyc vap}} = \frac{1188.399 - (1.59 + 23.108)}{2732,24}$$

$$\eta_{th \text{ cyc vap}} = 42.6\%$$

### III.1.7 Calcul de rendement isentropique de la turbine :

La détente de la vapeur dans la turbine peut être caractérisée par un rendement isentropique sur le diagramme T-S qui représente le rapport entre :

- ✓ L'énergie transmise par le fluide lors d'une transformation adiabatique réversible (isentropique) qui amène le fluide de la pression  $P_e$  à la pression  $P_s$ .
- ✓ Et l'énergie réellement transmise par le même fluide lors de la transformation réelle (adiabatique irréversible).

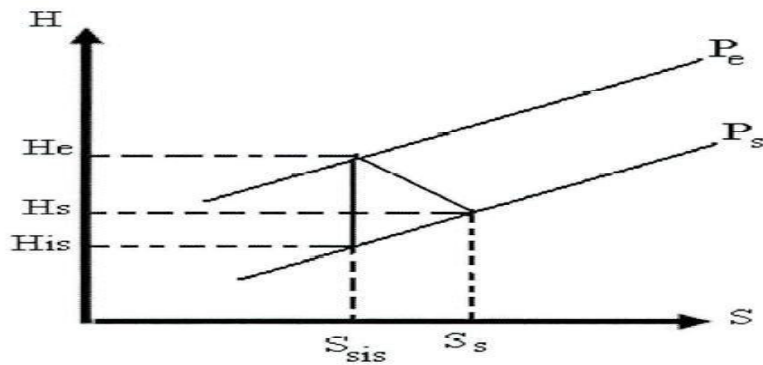


Figure III.3 : Diagramme H-S

Le rendement de détente (isentropique) est exprimé par la relation suivante :

$$\eta_{is} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{is}}$$

## III.1.7.1 Calcul de rendement isentropique de la turbine corps HP :

$P_1$	138.2 bar
$P_2$	40 bar
$P_{2is}$	40 bar
$T_1$	535°C
$T_{2is}$	334.92 °C
$h_{2is}$	3055, 17 kJ/kg
$S_1$	6, 52 kJ/kg K
$S_{2is}$	6, 52 kJ/kg K

Tableau III.5 : paramètres thermodynamiques de corps HP.

$$\eta_{is \text{ HP}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2is}}$$

$$\eta_{is \text{ HP}} = \frac{3420,822 - 3110,31}{3420,882 - 3055,17} = 0.84$$

$$\eta_{is \text{ HP}} = 0.84$$

## III.1.7.2 Calcul de rendement isentropique de la turbine corps MP :

$P_3$	35, 9 bar
$P_5$	5.52 bar
$P_{5is}$	5.52 bar
$T_3$	535 °C
$T_{5is}$	254.06 °C
$h_{5is}$	2967, 8 kJ/kg
$S_3$	7, 24 kJ/kg K
$S_{3is}$	7, 24 kJ/kg K

Tableau III.6 : paramètres thermodynamiques de corps MP.

$$\eta_{is MP} = \frac{h_3 - h_5}{h_3 - h_{5is}}$$

$$\eta_{is MP} = \frac{3529,447 - 3025,909}{3529,477 - 2967,8} = 0,89$$

$$\eta_{is MP} = 0,89$$

### III.1.7.3 Calcul de rendement isentropique de la turbine corps BP :

$P_5$	<i>5.52 bar</i>
$P_9$	<i>0.05 bar</i>
$P_{9is}$	<i>0.05 bar</i>
$T_5$	<i>282.2 °C</i>
$T_{9is}$	<i>32.89 °C</i>
$h_{9is}$	<i>2238.47 kJ/kg</i>
$S_5$	<i>7,34 kJ/kg K</i>
$S_{9is}$	<i>7,34 kJ/kg K</i>

Tableau III.7 : paramètres thermodynamiques de corps BP.

$$\eta_{is BP} = \frac{h_5 - h_9}{h_5 - h_{9is}}$$

$$\eta_{is BP} = \frac{3025,909 - 2364,6}{3025,909 - 2238,47} = 0,84$$

$$\eta_{is BP} = 0.84$$

$$\eta_{is tot} = \eta_{is HP} * \eta_{is MP} * \eta_{is BP}$$

$$\eta_{is tot} = 0,84 * 0,89 * 0,84$$

$$\eta_{is tot} = 0,63$$

### III.2 Étude énergétique de la centrale d'El Hamma II :

➤ **Données du problème :**

Le tableau III.8 résume les paramètres thermodynamiques du compresseur

Paramètres		Pression (Bar)	Température (K)		Cp (J/kg. K)	$\gamma$	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
			Réel	Isentropique			
Entrée compresseur	1	0.99	296.42	-	1005.0755	1.4015	1.1633
Sortie compresseur	2	14.850	675.15	628.29	1068.96	1.3663	7.6611
Entrée Turbine	3	14.3	1390.15	-	1256.0765	1.2990	0.8002
Sortie Turbine	4	1.01	805.15	733.977	1150.6	1.336	0.3036

Tableau III.8 : Les paramètres thermodynamiques du compresseur de V94-3A.

- Débit de l'air :  $Q_{\text{air}} = 610 \text{ kg/s}$
- Débit de combustible :  $Q_c = 12.93 \text{ kg/s}$

#### III.2.1 Partie compresseur :

➤ **Vitesse à la sortie du compresseur :**

On considère la section S2 à la sortie du compresseur perpendiculaire au vecteur de la vitesse et on utilise la relation :

$$Q_{\text{air}} = \rho_2 \times V_2 \times S_2$$

$$V_2 = \frac{Q_{\text{air}}}{\rho_2 \times S_2} = \frac{610}{7.6611 \times 1.47} = 54.1653 \text{ m/s.}$$

➤ **Calcul de  $\bar{\gamma}$  et  $C_p$  :**

$$\bar{\gamma} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} = \frac{1.4015 + 1.3663}{2} = 1.3839$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p1} + C_{p2}}{2} = \frac{1005.0755 + 1068.96}{2} = 1037.018 \text{ J/kg.K}$$

➤ **Calcul de la température isentropique :**

$$T_{2\text{iso}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\bar{\gamma}-1}{\bar{\gamma}}} * T_1 = \left(\frac{14.850}{0.99}\right)^{\frac{1.3839-1}{1.3839}} * 296.42 = 628.290 \text{ K}$$

➤ **Travail réel du compresseur  $W_c$  :**

$$W_c = \bar{C}_p * (T_2 - T_1) = 1037.018 \times (675.15 - 296.42) = 392.7501 \text{ kJ/kg.}$$

➤ **Travail idéal du compresseur  $W_{is\ c}$  :**

$$W_{is\ c} = \bar{C}_p * (T_{2\text{iso}} - T_1) = 1037.0187 \times (628.290 - 296.42) = 344.1554 \text{ kJ/kg.}$$

### III.2.2 Rendement isentropique du compresseur :

$$\eta_{is\ c} = \frac{\bar{C}_p (T_{2\text{iso}} - T_1)}{\bar{C}_p (T_2 - T_1)} = \frac{628.290 - 296.42}{675.15 - 296.42} = 87.63 \%$$

$$\eta_{is\ c} = 87.63 \%$$

### III.2.3 Partie de la chambre de combustion :

- Masse moléculaire du mélange gazeux :  $M_m = 28.75 \text{ g/mol.}$
- Constante du mélange gazeux :  $r = 289.12 \text{ J/kg.K.}$
- Masse d'air :  $m_a = 610 \text{ g.}$
- Masse de carburant :  $m_c = 12.93 \text{ g.}$
- Pouvoir calorifique inférieur de combustible :  $PCI = 46055 \text{ kJ/kg.}$
- débit de gaz (air /carburant) :  $\dot{m}_{\text{gaz}} = 622.93 \text{ kg/s.}$

- **La quantité de chaleur dégagée par la chambre de combustion :**

$$Q_{\text{chambre.c}} = C_p \cdot (T_3 - T_2)$$

$$Q_{\text{chambre.c}} = 1256.0765 \cdot (1390.15 - 675.15) = 898.094 \text{ kJ/kg}$$

### III.2.4 Le rendement de combustion :

$$\eta_{\text{combustion}} = \frac{(m_a + m_c) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2)}{P_{CI} \cdot m_c} = \frac{(610 + 12.93) \cdot 1256.0765 \cdot (1390.15 - 675.15)}{46055000 \cdot 12.93}$$

$$\eta_{\text{combustion}} = 93.95\%$$

### III.2.5 Partie turbine :

- **Calcul de  $\bar{\gamma}$  et  $C_p$  :**

$$\bar{\gamma} = \frac{\gamma_3 + \gamma_4}{2} = \frac{1.2990 + 1.336}{2} = 1.3175$$

$$\bar{C}_p = \frac{C_{p3} + C_{p4}}{2} = \frac{1256.0765 + 1150.6}{2} = 1203.3382 \text{ J/kg. K}$$

- **Calcul de la température isentropique :**

$$T_{4\text{iso}} = \frac{T_3}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\bar{\gamma}-1}{\bar{\gamma}}}} = \frac{1390.15}{\left(\frac{14.3}{1.01}\right)^{\frac{1.3175-1}{1.3175}}} = 733.977 \text{ K}$$

- **Travail réel de la turbine  $W_T$  :**

$$W_T = \bar{C}_p \cdot (T_3 - T_4) = 1203.3382 \times (1390.15 - 805.15) = 703.9528 \text{ kJ/kg.}$$

- **Travail idéal de la turbine  $W_{\text{is T gaz}}$  :**

$$W_{\text{is T}} = \bar{C}_p \cdot (T_3 - T_{4\text{iso}}) = 1203.3382 \times (1390.15 - 733.977) = 789.5980 \text{ kJ/kg.}$$

### III.2.6 Rendement isentropique de la turbine :

$$\eta_{\text{is T gaz}} = \frac{\bar{C}_p \cdot (T_3 - T_4)}{\bar{C}_p \cdot (T_3 - T_{4\text{iso}})} = \frac{1390.15 - 805.15}{1390.15 - 733.977} = 89.15\%$$

$$\eta_{is\ T\ gaz} = 89.15\%$$

### III.2.7 Évaluation des performances de la turbine à gaz :

- Calcul de la puissance de la turbine :

$$\mathcal{P}_{T\ gaz} = \mathcal{W}_{T\ gaz} \cdot \dot{m}_{gaz} = 703.9528 * 622.2$$

$$\mathcal{P}_{T\ gaz} = 437.999\ MW$$

- Calcul de la puissance du compresseur :

$$\mathcal{P}_c = \mathcal{W}_c \cdot \dot{Q}_{air} = 392.7501 * 610$$

$$\mathcal{P}_c = 239.5776\ MW$$

- Calcul du travail utile :

$$\mathcal{W}_{utile} = \mathcal{W}_T - \mathcal{W}_c$$

$$\mathcal{W}_{utile} = 703.9528 - 392.7501$$

$$\mathcal{W}_{utile} = 311.203\ kJ/kg$$

- Calcul de la puissance utile :

$$P_{utile} = P_T - P_c$$

$$P_{utile} = 437.999 - 239.5776$$

$$P_{utile} = 198.4214\ MW$$

#### III.2.7.1 Rendement global de l'installation :

$$\eta_{th\ cyc\ gaz} = \frac{P_{utile}}{PCI \cdot Q_c}$$

$$\eta_{th\ cyc\ gaz} = \frac{198.4214 * 10^3}{46055 * 12.93}$$

$$\eta_{th\ cyc\ gaz} = 33.31\%$$

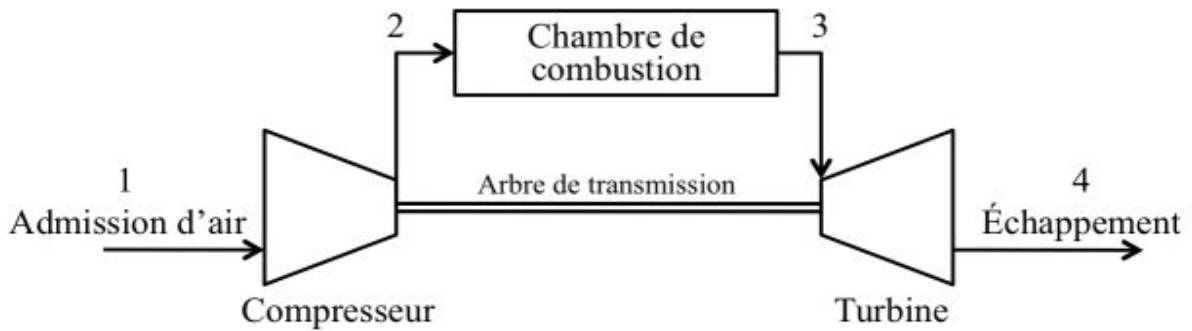
**III.3 Étude énergétique de la centrale de Hadjret Ennous :****III.3.1 Partie de la turbine à gaz :****III.3.2 Cycle idéal de la turbine à gaz (Cycle de Joule) :**

Figure III.4 : Schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert.

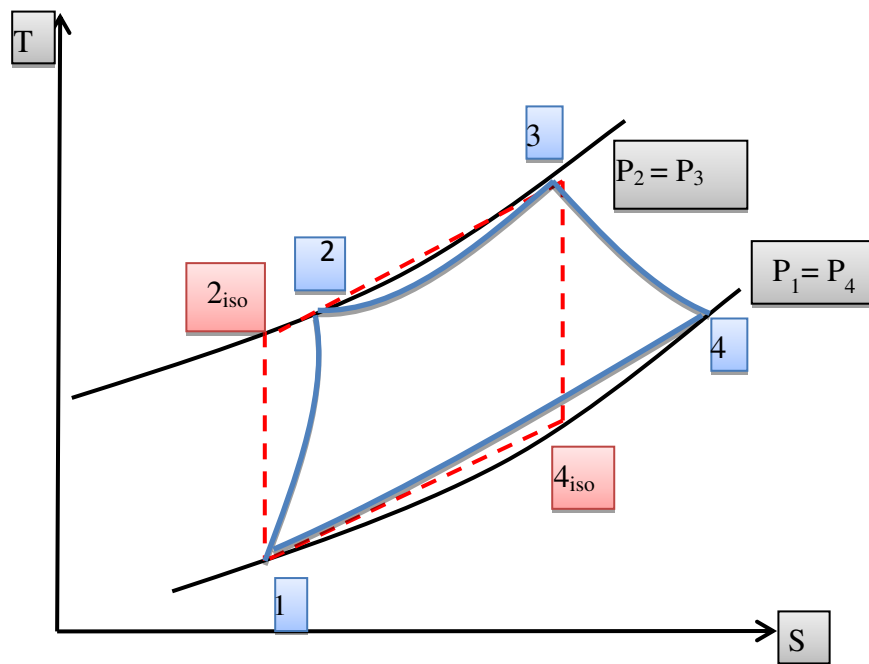


Figure III.5: Le cycle de Joule dans les diagrammes (T-S)

Dans le cycle thermodynamique **la figure III.5**, le compresseur est adiabatique, de plus comme il est supposé parfait, une transformation qui est à la fois adiabatique, réversible donc isentropique, est représentée dans le diagramme (T, S).

Le point **(1)** représente l'état de l'air à l'amont du compresseur et  $P_1$  et  $T_1$  sont la pression et la température (absolue) à l'admission.

De même, en désignant la pression de refoulement du compresseur par  $P_2$ , c'est l'intersection de l'isobare  $P_2$  et de l'isentropique **(1-2<sub>iso</sub>)** qui détermine le point **2<sub>iso</sub>**, lequel représente l'état de l'air à la sortie du compresseur. A l'amont de la turbine, l'état du gaz brûlé est représenté par le point **(3)** qui se trouve à l'intersection de l'isobare  $P_2$  et l'isentropique **(3-4<sub>iso</sub>)** et fixée par la valeur adoptée pour la température  $T_3$  qui est la maximale du cycle.

Enfin la détente étant (comme la compression) adiabatique et réversible, cette transformation est représentée par la droite **(3-4<sub>iso</sub>)** parallèle à l'axe des températures, le point final (4<sub>iso</sub>) est l'intersection de l'isobare  $P_1$  et l'isentropique **(3-4<sub>iso</sub>)** le gaz sortant de la turbine s'échappe au diffuseur vers la chaudière de récupération a une pression égale à celle d'admission.

Le cycle thermodynamique de la machine à la fois idéal **(1, 2<sub>iso</sub>, 3, 4<sub>iso</sub>, 1)** et réel **(1, 2, 3, 4, 1)** être présenté dans le diagramme (T, S) de la **figure III.5**.

### III.3.3 Calcul des performances de la turbine à gaz (9FB) :

Données du problème :

	Température (°C)		Pression (Bar)
	Réel	Isentropique	
Entrée compresseur ( $T_1, P_1$ )	9.1	-	0,99478
Sortie compresseur ( $T_2, P_2$ )	405.8	349.26	16,959
Entrée turbine ( $T_3, P_3$ )	1405	-	16.959
Sortie turbine ( $T_4, P_4$ )	634	624.82	0,99478

**Tableau III.9 : Les paramètres thermodynamiques du compresseur de 9FB.**

À noter que :

Les paramètres de sortie du compresseur sont les mêmes que ceux d'entrée de la chambre de combustion et la même chose pour l'entrée de la turbine et la sortie de la chambre de combustion.

- Débit d'air :  $Q_{\text{air}}^{\text{totale}} = 646 \text{ kg/sec.}$
- Débit de gaz chauds :  $Q_{\text{gaz}}^{\text{chauds}} = 495,5 \text{ kg/s.}$
- Débit d'air de refroidissement :  $Q_{\text{air}}^{\text{ref}} = 166 \text{ kg/s.}$
- Débit de combustible :  $Q_{\text{comb}}^{\text{Tot}} = 15,5 \text{ kg/s.}$
- Pression de l'admission du compresseur  $P_1$  :

$$P_1 = P_a - \Delta P_a$$

Où :

$P_a$  : La pression atmosphérique dans la zone de l'installation de la turbine.

$\Delta P_a$  : Chute de pression au niveau des filtres à l'aspiration du compresseur de la turbine à gaz.

$$P_a = 1.0027 \text{ bar}$$

$$\Delta P_a = 9,7 \cdot 10^{-3} \text{ bar}$$

Donc,

$$P_1 = 1.0027 - 0.00972$$

$$P_1 = 0,99478 \text{ bar}$$

- Taux de compression :  $\tau = \frac{P_2}{P_1} = \frac{16,959}{0,9947} = 17,049$
- Masse volumique de l'air après refroidissement :  $\rho_1 = \frac{P_1}{r \cdot T_1} = \frac{0,99478 \cdot 10^5}{287 \cdot 282.1} = 1,228 \text{ kg/m}^3$

Les valeurs des  $C_p$  :

- Pour le compresseur :

$$C_{p(T1, T2\text{iso})} = 1,0262 \text{ kJ/kg. K}, C_{p(T1, T2)} = 1,033 \text{ kJ/kg. K}$$

- Pour la turbine :

$$C_{p(T2, T3)} = C_{p(T3, T4)} = 1,250 \text{ kJ/kg. K}, C_{p(T3, T4\text{iso})} = 1,277 \text{ kJ/kg. K}$$

- Masse du combustible :  $m_c = 18,23 \text{ g}$

- Pouvoir calorifique inférieur :  $PCI = 46479,73 \text{ kJ/kg de combustible}$

### III.3.4 Partie compresseur :

- **Travail réel du compresseur  $W_c$  :**

$$W_c = C_p(T_1, T_2)(T_2 - T_1) = 1.033 \times (405.8 - 9.1) = 409,791 \text{ kJ/kg.}$$

- **Travail idéal du compresseur  $W_{is c}$  :**

$$W_{is c} = C_p(T_1, T_{2iso})(T_{2iso} - T_1) = 1.0262 \times (349.26 - 9.1) = 349,0722 \text{ kJ/kg.}$$

- **Calcul de la puissance du compresseur :**

$$P_c = W_c * Q_{air}^{totale} = 409,791 * 646$$

$$P_c = 264,72 \text{ MW}$$

- **Calcul du rendement isentropique du compresseur :**

$$\eta_{is c} = \frac{C_p(T_1, T_{2iso})(T_{2iso} - T_1)}{C_p(T_1, T_2)(T_2 - T_1)}$$

$$\eta_{is c} = \frac{1.0262(349.26 - 9.1)}{1.033(405.8 - 9.1)}$$

$$\eta_{is c} = 85,2 \%$$

### III.3.5 Calcul des paramètres de la chambre de combustion :

Le gaz naturel, est un combustible de choix pour les turbines à gaz, le gaz doit être à une pression supérieure à celle de la pression d'air sortant du compresseur de la turbine.

- **Le rendement de combustion :**

$$\eta_{combustion} = \frac{(m_a + m_c) * C_p * (T_3 - T_2)}{PCI * m_c} = \frac{(292.97 + 18.23) * 1250 * (1405 - 405.8)}{46479730 * 18.23}$$

$$\eta_{combustion} = 45,87 \%$$

- **Quantité de chaleur dégagée par la chambre à combustion :**

$$Q_{chambre.c} = C_p * (T_3 - T_2)$$

$$Q_{\text{chambre.c}} = 1250 * (1405 - 405.8)$$

$$Q_{\text{chambre.c}} = 1249 \text{ kJ/kg}$$

### III.3.6 Calcul des paramètres de la turbine :

- **Travail réel de la turbine  $W_T$  :**

$$W_T = C_p (T_3, T_4) * (T_3 - T_4) = 1.250 * (1405 - 634) = 963,75 \text{ kJ/kg.}$$

- **Travail idéal de la turbine  $W_{is T}$  :**

$$W_{is T} = C_p (T_3, T_{4 \text{ iso}}) * (T_3 - T_{4 \text{ iso}}) = 1.277 * (1405 - 624.82) = 996,29 \text{ kJ/kg.}$$

- **Le rendement de la turbine isentropique  $\eta_{is T}$  :**

$$\eta_{is T} = \frac{C_p(T_3, T_4)(T_3 - T_4)}{C_p(T_3, T_{4 \text{ iso}})(T_3 - T_{4 \text{ iso}})}$$

$$\eta_{is T} = \frac{1.250(1405 - 634)}{1.277(1405 - 624.82)}$$

$$\eta_{is T} = 96,7\%$$

### III.3.7 Calcul des travaux et puissance :

- **Calcul de la puissance de la turbine :**

$$P_T = W_T \cdot Q_{\text{gaz}}^{\text{chauds}}$$

$$P_T = 963,75 * 495,5$$

$$P_T = 447,54 \text{ MW}$$

- **Calcul du travail utile :**

$$W_{\text{utile}} = W_T - W_{cr}$$

$$W_{\text{utile}} = 963,75 - 409,791$$

$$W_{\text{utile}} = 553,96 \text{ kJ/kg}$$

- **Calcul de la puissance utile :**

$$P_{\text{utile}} = W_{\text{utile}} \cdot Q_{\text{gaz}}^{\text{chauds}} = 553,96 * 495,5 = 274,65 \text{ MW}$$

$$P_{utile} = 274.49 \text{ MW}$$

➤ **Le rendement global :**

$$\eta_{g TAG} = \frac{P_{utile}}{PCI \cdot Q_{comb}^{Tot}}$$

$$\eta_{g TAG} = \frac{274,49 * 10^6}{46479730 \cdot 15,5} = 0,38$$

$$\eta_{g TAG} = 38 \%$$

### III.4.1 Partie turbine à vapeur :

#### Introduction :

#### Cycle idéal de la turbine :

La vapeur d'eau surchauffée point (11) entre dans la turbine (HP). Après une détente isentropique jusqu'au point (12<sub>s</sub>). La vapeur est extraite et pénètre dans le réchauffeur à surface (R1) en se mélangeant avec la vapeur surchauffée MP. Et elle subit une désurchauffe jusqu'au point (14) puis une deuxième resurchauffe dans le réchauffeur jusqu'au point (15) et en suite est détendue dans une turbine à moyenne pression (MP) jusqu'au point (16<sub>s</sub>). La vapeur humide restante point 17<sub>s</sub> est condensée dans un condenseur jusqu'au point (1). Ce condensat est pompé dans l'économiseur (R<sub>3</sub>) puis entre dans le ballon BP (Bâche d'alimentation), avant de le faire passer par les réchauffeurs (R<sub>4</sub>, R<sub>5</sub>) pour augmenter sa température jusqu'au point (16). Notons que la pression du liquide pompé n'atteint pas la pression de la chaudière, mais seulement une pression intermédiaire.

On doit donc utiliser trois pompes, une pompe pour chaque niveau de pression **pompe HP**, **pompe MP** et **pompe BP** pour augmenter la pression du liquide jusqu'à la pression de la chaudière point (7) avant de le faire passer par les réchauffeurs à surface (R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub>).

Le schéma de l'installation est donné par la **figure III.6**

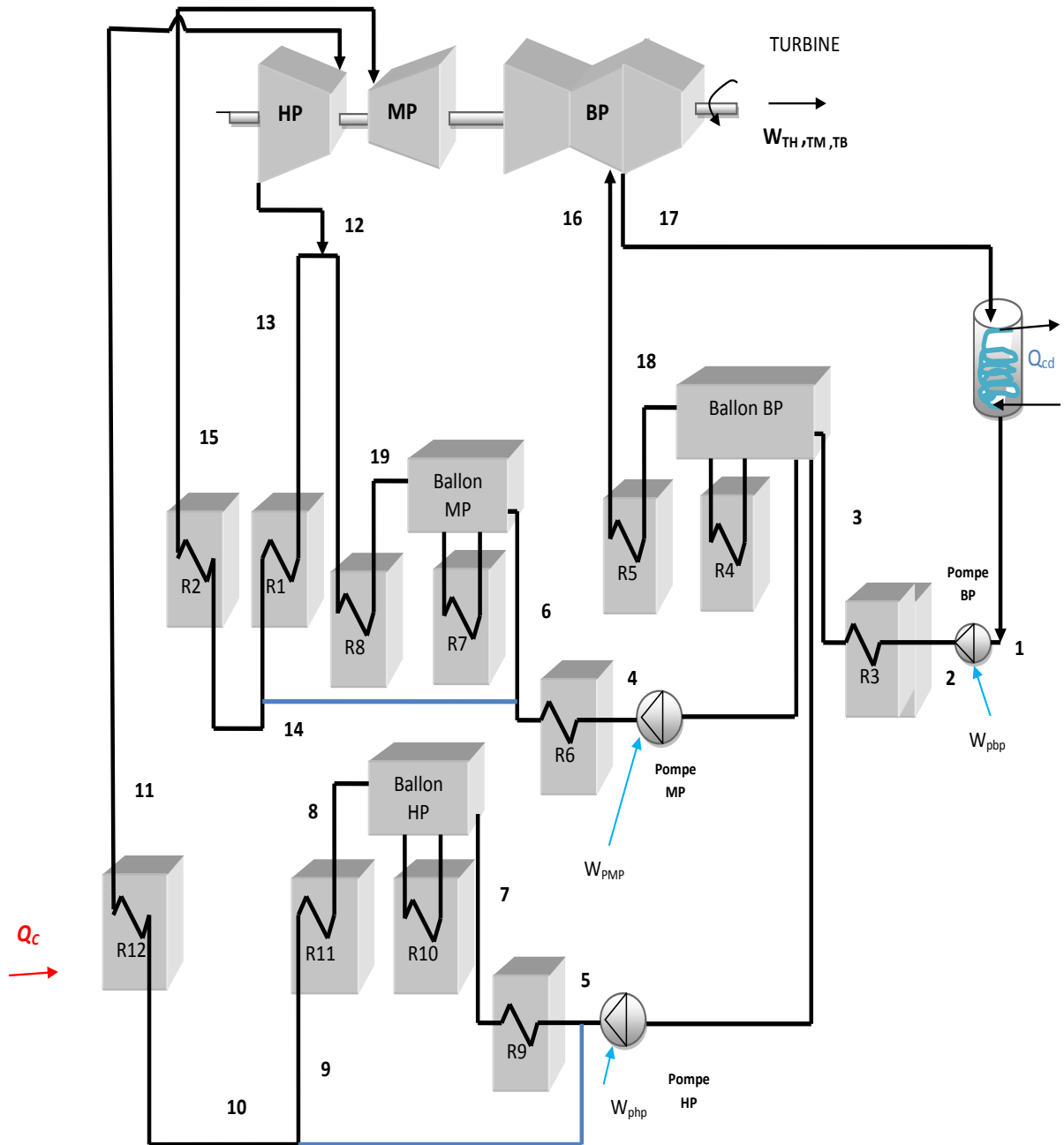


Figure III.6 : Schéma de l'installation motrice à vapeur.

Le cycle thermodynamique idéal correspondant à l'installation est donné par la figure III.7

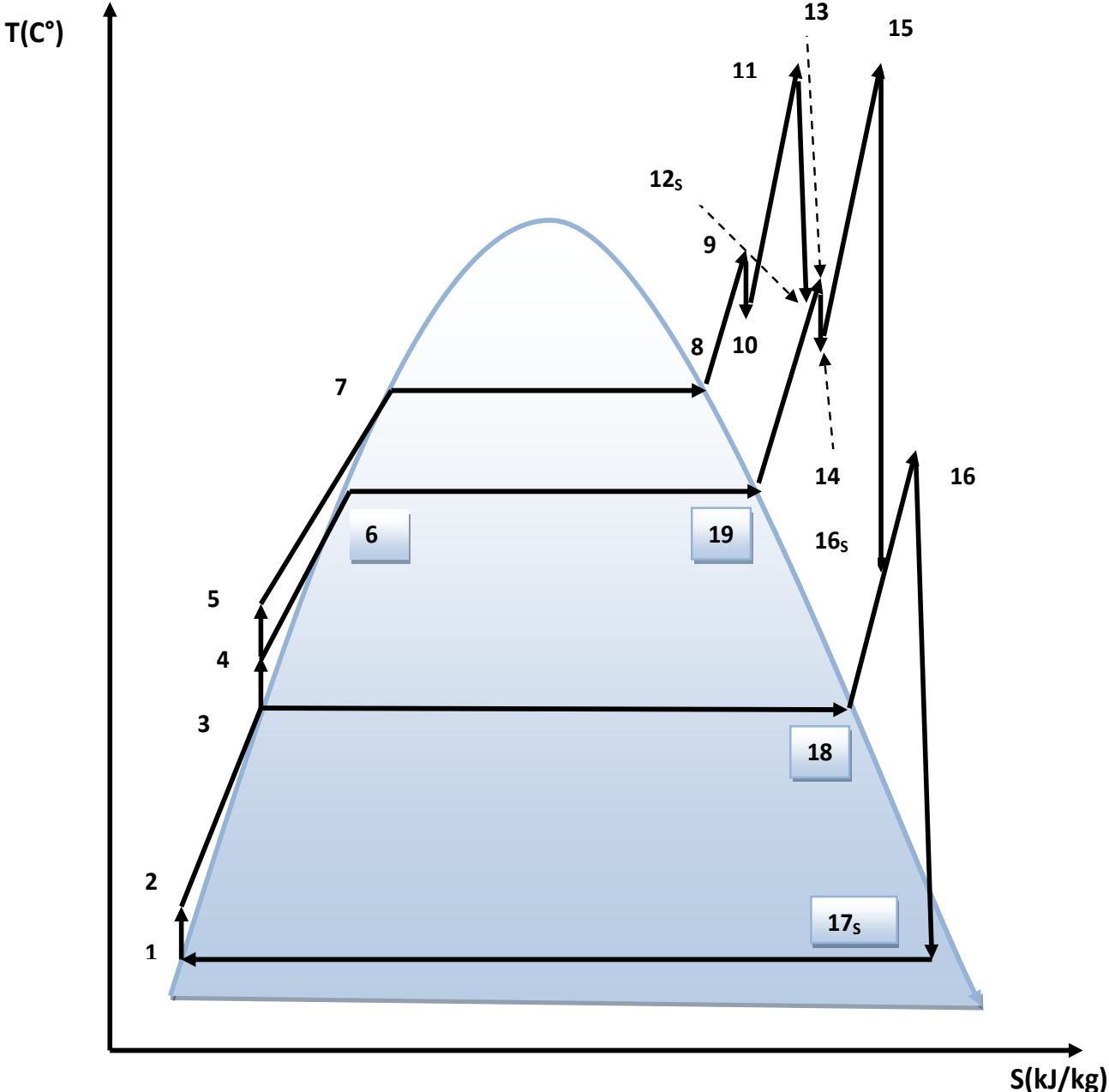


Figure III.7: Cycle thermodynamique idéal de l'installation motrice à vapeur dans le diagramme (T-S) de l'eau.

Le (Tableau III.10) résume les caractéristiques de tous les points du cycle thermodynamique de l'installation de la centrale.

Points	P[bar]	h [kJ/kg.k]	S [kJ/kg.k]
1	0.046	131,596	0.36
2	25.65	136.48	0.36
3	3.38	582,414	1.66
4	51.57	603.34	1.66
5	182	676.06	1.66
6	24.96	971,482	2.54
7	124.1	1511,92	3.59
8	124.1	2674,23	5.48
9	124.1	3236,56	6.38
10	121.8	3178,1	6.38
11	116.4	3516,34	6.76
12 <sub>s</sub>	24.96	3066,09	6.76
13	23.23	3361,28	7.22
14	24.96	3347,9	7.22
15	22.37	3596,78	7.56
16 <sub>s</sub>	3.38	2996.68	7.56
17 <sub>s</sub>	0.046	2330.55	7.76
18	3.38	2742,3	7
19	24.96	2802,44	6.24

**Tableau III.10: Caractéristiques thermodynamiques données aux points du cycle à vapeur de Hadjret Ennous.**

#### Installation réelle :

Pour notre étude dans le cas réel, on va prendre en considération les pertes aux niveaux des turbines, les rendements isentropiques sont:

$$\eta_{TBP} = 70\%$$

$$\eta_{TMP} = \eta_{THP} = 85\%$$

La figure III.8 représente le cycle thermodynamique de la centrale dans le cas réel.

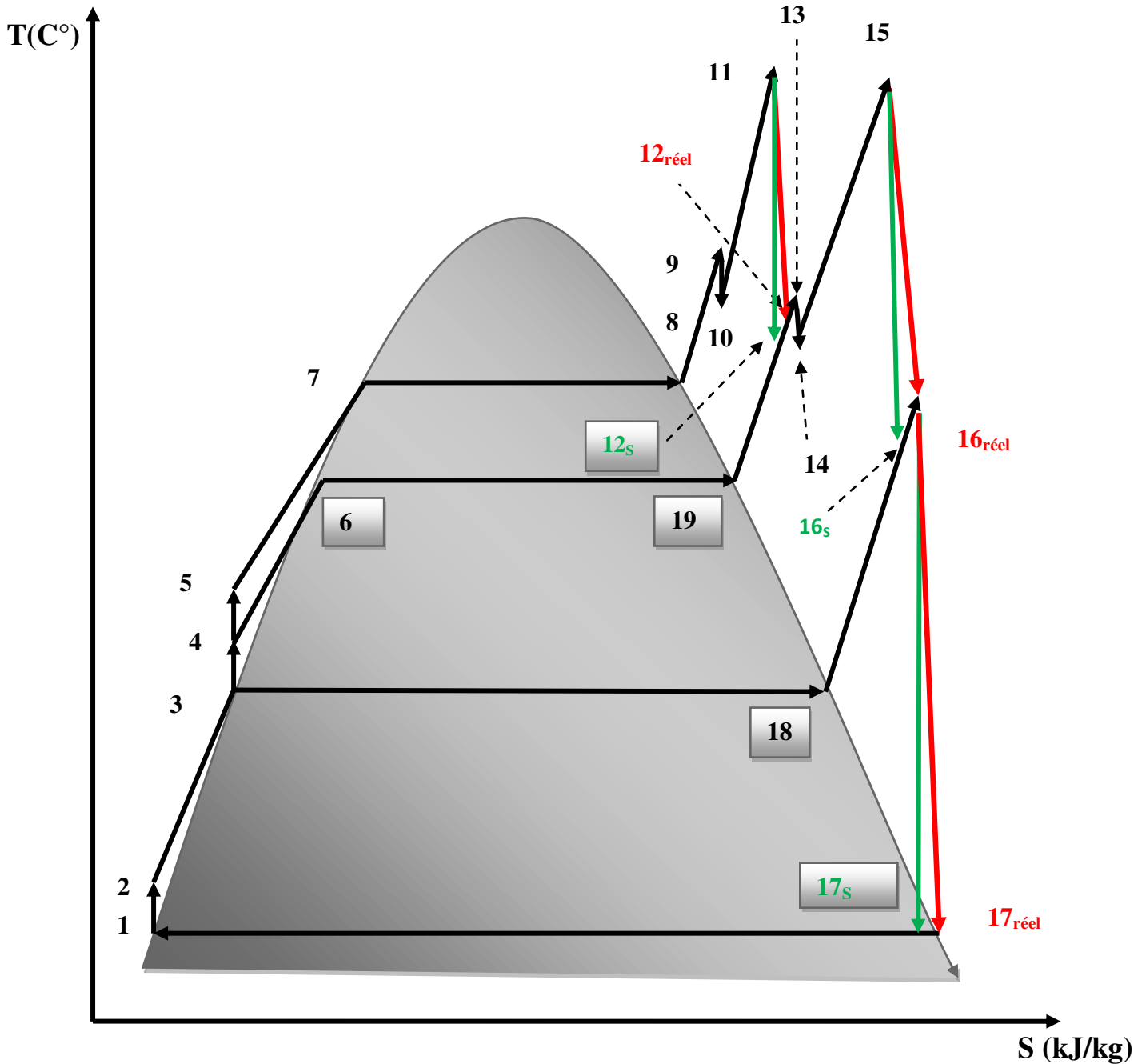


Figure III.8: Représentation, dans le diagramme (T-S) du cycle thermodynamique réel de l'installation motrice à vapeur de la figure III.3

**III.4.2 Détermination des caractéristiques thermodynamiques des points :****➤ Au niveau de la turbine (Corps HP):**

On applique la relation suivante pour déterminer la valeur d'enthalpie :

$$\eta_{\text{THP}} = \frac{W_{\text{THP}}}{h_{11} - h_{12s}} \Rightarrow h_{12} = h_{11} - \eta_T(h_{11} - h_{12s})$$

$$h_{12} = 3516,34 - 0,85 \cdot (3516,34 - 3066,092)$$

$$\mathbf{h_{12} = 3133,62 \text{ kJ/kg}}$$

**➤ Au niveau de la turbine (Corps MP) :**

De même pour les **corps MP et BP** :

$$\eta_{\text{TMP}} = \frac{W_{\text{TMP}}}{h_{15} - h_{16s}} \Rightarrow h_{16} = h_{15} - \eta_T(h_{15} - h_{16s})$$

$$h_{16} = 3596,78 - 0,85 \cdot (3596,78 - 2996,68)$$

$$\mathbf{h_{16} = 3086,7 \text{ kJ/kg}}$$

**➤ Au niveau de la turbine (Corps BP) :**

$$\eta_{\text{TBP}} = \frac{W_{\text{TBP}}}{h_{16} - h_{17s}} \Rightarrow h_{17} = h_{16} - \eta_T(h_{16} - h_{17s})$$

$$h_{17} = 3086,7 - 0,70 \cdot (3086,7 - 2330,55)$$

$$\mathbf{h_{17} = 2557,39 \text{ kJ/kg}}$$

On applique la relation suivante pour déterminer la valeur du titre :

$$X = \left( \frac{S_{17s} - S_\ell}{S_v - S_\ell} \right)$$

$$X = \frac{(7.76 - 0.36)}{(8.44 - 0.36)}$$

$$\mathbf{X = 0,915}$$

Les résultats obtenus sont montrés dans le tableau suivant :

Points	$P[\text{bar}]$	$h [\text{kJ/kg.K}]$	$S [\text{kJ/kg. K}]$
12	24,96	3134,08	6,82
16	3,38	3086,7	7,76
17	0,046	2557,39	8,44

**Tableau III.11: Les caractéristiques thermodynamiques du cycle réel.**

### Application sur la centrale :

Dans cette application, on va étudier les performances de l'installation motrice à vapeur d'une centrale thermique à cycle combiné.

Le schéma de l'installation est donné par **la figure III.3**

#### ✚ Données du problème :

##### ❖ Niveau haute pression :

$$Q_{\text{vapeur}}^{\text{THP}} = Q_{\text{eau}}^{\text{PHP}} = 320324 \text{ kg/h.}$$

##### ❖ Niveau moyenne pression :

Le débit de vapeur qu'il va subir une détente au niveau de la turbine moyenne pression ( $Q_{\text{vapeur}}^{\text{TMP}}$ ) est la somme des deux débits ( $Q_{\text{vapeur}}^{\text{THP}}$  et  $Q_{\text{eau}}^{\text{PMP}}$ ).

$$Q_{\text{eau}}^{\text{PMP}} = 43864 \text{ kg/h. } Q_{\text{vapeur}}^{\text{TMP}} = 364188 \text{ kg/h}$$

##### ❖ Niveau moyen pression :

$$Q_{\text{eau}}^{\text{PBP}} = Q_{\text{vapeur}}^{\text{TBP}} = 405539 \text{ kg/h}$$

Sachant que la pompe basse pression, c'est la pompe d'alimentation c.à.d. le débit de la pompe BP c'est la somme de tous les débits.

**III.4.3 Calcul des travaux dans les turbines et les pompes :**

- Le travail produit par la turbine (HP) est :

$$|W_{\text{THP}}| = (h_{11} - h_{12})$$

$$|W_{\text{THP}}| = 3516,34 - 3134,08$$

$$|W_{\text{THP}}| = \mathbf{382,26 \text{ kJ/kg}}$$

- Le travail produit par la turbine (MP) est :

$$|W_{\text{TMP}}| = (h_{16} - h_{15})$$

$$|W_{\text{TMP}}| = 3596,78 - 3086,7$$

$$|W_{\text{TMP}}| = \mathbf{510,08 \text{ kJ/kg}}$$

- Le travail produit par la turbine (BP) est :

$$|W_{\text{TBP}}| = (h_{16} - h_{17})$$

$$|W_{\text{TBP}}| = 3086,7 - 2557,39$$

$$|W_{\text{TBP}}| = \mathbf{529,31 \text{ kJ/kg}}$$

- Le travail de la pompe du condensât (BP) est :

$$W_{\text{BPP}} = (h_2 - h_1)$$

$$W_{\text{BPP}} = (136,48 - 131,596)$$

$$W_{\text{BPP}} = \mathbf{4,884 \text{ kJ/kg}}$$

- Le travail de la pompe (MP) est :

$$W_{\text{PMP}} = (h_4 - h_3)$$

$$W_{\text{PMP}} = 603,34 - 582,414$$

$$W_{\text{PMP}} = \mathbf{20,92 \text{ kJ/kg}}$$

- Le travail de la pompe du condensât (HP) est :

$$W_{\text{PHP}} = (h_5 - h_3)$$

$$W_{\text{PHP}} = 676,06 - 582,414$$

$$W_{\text{PHP}} = 93,646 \text{ kJ/kg}$$

- Le travail net est :

Le travail net d'un cycle à vapeur est la différence des travaux des turbines (fournies) et des pompes (reçus).

$$W_{\text{net}} = |W_{\text{THP}}| + |W_{\text{TMP}}| + |W_{\text{TBP}}| - W_{\text{PHP}} - W_{\text{PMP}} - W_{\text{PBP}}$$

$$W_{\text{net}} = 382,26 + 510,08 + 529,31 - (93,646 + 20,92 + 4,884)$$

$$W_{\text{net}} = 1302,2 \text{ kJ/kg}$$

#### III.4.4 Calcul de puissances des turbines et des pompes :

- La puissance de la turbine (HP) est :

$$\mathcal{P}_{\text{THP}} = Q_{\text{vapeur}}^{\text{THP}} \cdot W_{\text{THP}}$$

$$\mathcal{P}_{\text{THP}} = \frac{320324}{3600} \cdot 382,26$$

$$\mathcal{P}_{\text{THP}} = 34013,07 \text{ kW}$$

- La puissance de la turbine (MP) est :

$$\mathcal{P}_{\text{TMP}} = Q_{\text{vapeur}}^{\text{TMP}} \cdot W_{\text{TMP}}$$

$$\mathcal{P}_{\text{TMP}} = \frac{364188}{3600} \cdot 510,08$$

$$\mathcal{P}_{\text{TMP}} = 51601,39 \text{ kW}$$

➤ **La puissance de la turbine (BP) est :**

$$\mathcal{P}_{TBP} = Q_{\text{vapeur}}^{\text{TBP}} \cdot W_{\text{TBP}}$$

$$\mathcal{P}_{TBP} = \frac{405539}{3600} \cdot 529,31$$

$$\mathcal{P}_{TBP} = \mathbf{59626,62 \text{ kW}}$$

➤ **La puissance de la pompe (HP) est :**

$$\mathcal{P}_{PHP} = Q_{\text{eau}}^{\text{PHP}} \cdot W_{\text{PHP}}$$

$$\mathcal{P}_{PHP} = \frac{320324}{3600} \cdot 93,646$$

$$\mathcal{P}_{PHP} = \mathbf{8332,51 \text{ kW}}$$

➤ **La puissance de la pompe (MP) est :**

$$\mathcal{P}_{PMP} = Q_{\text{eau}}^{\text{PMP}} \cdot W_{\text{PMP}}$$

$$\mathcal{P}_{PMP} = \frac{43864}{3600} \cdot 20,92$$

$$\mathcal{P}_{PMP} = \mathbf{254,89 \text{ kW}}$$

➤ **La puissance de la pompe (BP) est :**

$$\mathcal{P}_{PBP} = Q_{\text{eau}}^{\text{PBP}} \cdot W_{\text{PBP}}$$

$$\mathcal{P}_{PBP} = \frac{405539}{3600} \cdot 4,884$$

$$\mathcal{P}_{PBP} = \mathbf{550,18 \text{ kW}}$$

• **La puissance utile de notre cycle à vapeur est :**

La puissance nette ou utile d'un cycle à vapeur est la différence des puissances des turbines (fournies) et des pompes (reçus).

$$\mathcal{P}_{ucv} = \mathcal{P}_{THP} + \mathcal{P}_{TMP} + \mathcal{P}_{TBP} - \mathcal{P}_{PHP} - \mathcal{P}_{PMP} - \mathcal{P}_{PBP}$$

$$\mathcal{P}_{ucv} = 34013,07 + 51601,39 + 59626,62 - (8332,51 + 254,89 + 550,18)$$

$$\mathcal{P}_{ucv} = \mathbf{136103,5 \text{ kW}}$$

$$\mathcal{P}_{ucv} = 136,1 \text{ MW}$$

### III.4.5 Calcul des quantités de chaleur :

La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue par le fluide moteur au cours de son passage dans la chaudière de récupération est :

❖ Niveau basse pression :

➤ La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans économiseur BP :

$$Q_{CEBP} = (h_3 - h_2)$$

$$Q_{CEBP} = (58,414 - 136,48)$$

$$Q_{CEBP} = 444,934 \text{ kJ/kg}$$

➤ La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans l'évaporateur BP :

$$Q_{CEvBP} = (h_{18} - h_3)$$

$$Q_{CEvBP} = 2742,3 - 582,414$$

$$Q_{CEvBP} = 2159,88 \text{ kJ/kg}$$

➤ La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans le surchauffeur BP :

$$Q_{CSsCBP} = (h_{16} - h_{18})$$

$$Q_{CSsCBP} = 3086,7 - 2742,3$$

$$Q_{CSsCBP} = 344,4 \text{ kJ/kg}$$

❖ Niveau moyenne pression :

➤ La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans économiseur MP :

$$Q_{CEMP} = (h_6 - h_4)$$

$$Q_{CEMP} = 971,482 - 603,34$$

$$Q_{CEMP} = 368,142 \text{ kJ/kg}$$

➤ La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans évaporateur MP :

$$Q_{CEvMP} = (h_{19} - h_6) = 2802,44 - 971,482$$

$$Q_{CEvMP} = 1830,958 \text{ kJ/kg}$$

- La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans la première surchauffeur MP :

$$Q_{CSc1MP} = (h_{13} - h_{19})$$

$$Q_{CSc1MP} = 3361,28 - 2802,44$$

$$Q_{CSc1MP} = \mathbf{558,84 \text{ kJ/kg}}$$

- La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) cédée dans la désurchauffe MP :

$$Q_{CDScMP} = (h_{14} - h_{13})$$

$$Q_{CDScMP} = 3347,9 - 3361,28$$

$$Q_{CDScMP} = \mathbf{-13,38 \text{ kJ/kg}}$$

- La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans le second surchauffeur MP :

$$Q_{CSc2MP} = (h_{15} - h_{14})$$

$$Q_{CSc2MP} = 3596,78 - 3347,9$$

$$Q_{CSc2MP} = \mathbf{248,88 \text{ kJ/kg}}$$

- ❖ Niveau haute pression :

- La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans l'économiseur HP :

$$Q_{CEHP} = (h_7 - h_5)$$

$$Q_{CEHP} = 1511,92 - 676,06$$

$$Q_{CEHP} = \mathbf{835,86 \text{ kJ/kg}}$$

- La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans évaporateur HP :

$$Q_{CEvHP} = (h_8 - h_7)$$

$$Q_{CEvHP} = 2674,23 - 1511,92$$

$$Q_{CEvHP} = \mathbf{1162,31 \text{ kJ/kg}}$$

- La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans le premier surchauffeur HP :

$$Q_{CSc1HP} = (h_9 - h_8)$$

$$Q_{CSc1HP} = 3236,56 - 2674,23$$

$$Q_{CSc1HP} = \mathbf{562,33 \text{ kJ/kg}}$$

- **La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) cédée dans la désurchauffe HP :**

$$Q_{CDSCHP} = (h_{10} - h_9)$$

$$Q_{CDSCHP} = 3178,1 - 3236,56$$

$$Q_{CDSCHP} = -58,46 \text{ kJ/kg}$$

- **La quantité de chaleur ( $Q_C$ ) reçue dans le second surchauffeur HP :**

$$Q_{CSc2HP} = (h_{11} - h_{10})$$

$$Q_{CSc2HP} = 3516,34 - 3178,1$$

$$Q_{CSc2HP} = 338,24 \text{ kJ/kg}$$

- **La quantité de chaleur reçue par le fluide caloporteur au cours de son passage dans la chaudière de récupération :**

$$Q_C = Q_{CEBP} + Q_{CEVBP} + Q_{CScBP} + Q_{CEMP} + Q_{CEVMP} + Q_{CSc1MP} + Q_{CDScMP} + Q_{CSc2MP} \\ + Q_{CEHP} + Q_{CEVHP} + Q_{CSc1HP} + Q_{CDSCHP} + Q_{CSc2HP}$$

$$Q_C = 444.934 + 2159.88 + 344.4 + 368.142 + 1830.958 + 558.84 - 13.38 + 248.88 \\ + 835.86 + 1162.31 + 562.33 - 58.46 + 338.24$$

$$Q_C = 8782,934 \text{ kJ/Kg}$$

- **La quantité de chaleur ( $Q_{cd}$ ) cédée au niveau du condenseur est :**

$$|Q_{cd}| = (h_{17} - h_1)$$

$$|Q_{cd}| = 2557.39 - 131.596$$

$$|Q_{cd}| = 2425,794 \text{ kJ/Kg}$$

#### III.4.6 Calcul du rendement thermodynamique :

Le calcul du rendement thermodynamique de l'installation se fait par la relation suivante :

$$n_{thcv} = \frac{|W_{net}|}{Q_C - Q_{cd}}$$

$$n_{thcv} = \frac{1302,2}{6357,14}$$

$$n_{thcv} = 0,204$$

$$n_{thcv} = 20,4\%$$

### III.4.7 Calculs de la puissance nette et de rendement total :

$$\mathcal{P}_{Tot} = \mathcal{P}_{ucv} + \mathcal{P}_{uTG}$$

$$\mathcal{P}_{Tot} = 136,1 + 274,65$$

$$\mathcal{P}_{Tot} = 410,75 \text{ MW}$$

### III.4.8 Calcul du rendement total :

$$\eta_{th \text{ cyc combiné}} = \frac{\mathcal{P}_{Tot}}{PCI \cdot Q_{comb}^{Tot}}$$

$$\eta_{th \text{ cyc combiné}} = \frac{410,75 \cdot 10^3}{46479,73 \cdot 15,5}$$

$$\eta_{th \text{ cyc combiné}} = 0,57$$

$$\eta_{th \text{ cyc combiné}} = 57\%$$

## III.5 Tableaux récapitulatifs :

<b>Installation turbine à vapeur de Cap-Djinet</b>	
<b>Travail de du corps HP (kJ/kg)</b>	<b>299.269</b>
<b>Le rendement isentropique du corps HP (%)</b>	<b>84</b>
<b>Le travail de la turbine du corps MP (kJ/kg)</b>	<b>431.40</b>
<b>Rendement isentropique du corps MP (%)</b>	<b>89</b>
<b>Le travail de la turbine du corps BP (kJ/kg)</b>	<b>457.73</b>
<b>Le rendement isentropique du corps BP (%)</b>	<b>84</b>
<b>Le travail total de la turbine à vapeur (kJ/kg)</b>	<b>1188.399</b>
<b>Le rendement isentropique total de la turbine (%)</b>	<b>68</b>
<b>Quantité de chaleur fournie par la chaudière (kJ/kg)</b>	<b>2732.24</b>
<b>Le travail utile (kJ/kg)</b>	<b>1163.6989</b>
<b>La puissance utile (MW)</b>	<b>169.131</b>
<b>Le rendement global (%)</b>	<b>42.6</b>

Tableau III.12 : Tableau récapitulatif des performances de l'installation de Cap-Djinet.

<b>Installation turbine à gaz d'El Hamma II</b>	
<b>Le rendement isentropique du compresseur (%)</b>	<b>87.63</b>
<b>Travail réel du compresseur <math>W_C</math> (kJ/kg)</b>	<b>392.7501</b>
<b>Travail idéal du compresseur (kJ/kg)</b>	<b>344.1554</b>
<b>Le rendement de combustion (%)</b>	<b>93.95</b>
<b>Quantité de chaleur dégagée par la chambre à combustion (kJ/kg)</b>	<b>898.094</b>
<b>Le rendement de la turbine isentropique (%)</b>	<b>89.15</b>
<b>Travail réel de la turbine (kJ/kg)</b>	<b>703.9528</b>
<b>Travail idéal de la turbine (kJ/kg)</b>	<b>789.5980</b>
<b>La puissance de la turbine (MW)</b>	<b>437.999</b>
<b>La puissance du compresseur (MW)</b>	<b>239.5776</b>
<b>Le travail utile (kJ/kg)</b>	<b>311.203</b>
<b>La puissance utile (MW)</b>	<b>198.4214</b>
<b>Le rendement global (%)</b>	<b>33.31</b>

Tableau III.13 : Tableau récapitulatif des performances de l'installation d'El Hamma II.

<b>Installation turbine à gaz de Hadjret Ennous</b>			
<b>TAV</b>		<b>TAG</b>	
<b>Rendement isentropique HP (%)</b>	<b>85</b>	<b>Rendement isentropique de la turbine (%)</b>	<b>96.7</b>
<b>Rendement isentropique MP (%)</b>	<b>85</b>	<b>Rendement isentropique du compresseur TAG (%)</b>	<b>85.2</b>
<b>Rendement isentropique BP (%)</b>	<b>70</b>	<b>Puissance TAG (MW)</b>	<b>447.5</b>
<b>Puissance TAV (MW)</b>	<b>145.24</b>	<b>Puissance utile TAG (MW)</b>	<b>274.49</b>
<b>Puissance des pompes (MW)</b>	<b>9.137</b>	<b>Quantité de chaleur dégagée par la chambre de combustion (kJ/kg)</b>	<b>1249</b>
<b>Puissance utile TAV (MW)</b>	<b>136.1</b>	<b>Rendement thermodynamique TAG (%)</b>	<b>38</b>
<b>Quantité de chaleur (chaudière) (kJ/kg)</b>	<b>8782.934</b>		
<b>Rendement thermodynamique TAV (%)</b>	<b>20.4</b>		
<b>Puissance totale de cycle combiné (MW)</b>		<b>410.75</b>	
<b>Rendement totale de cycle combiné (%)</b>		<b>57</b>	

**Tableau III.14 : Tableau récapitulatif des performances de l'installation de Hadjret Ennous.**

# *CHAPITRE VI*

**Introduction :**

Nous allons faire dans cette partie une comparaison entre la turbine à gaz (TAG) et la turbine à vapeur (TAV) ainsi que leurs combinaisons et vérifier les performances de chaque cycle de production de l'énergie électrique.

**IV.1 Comparaison de point de vue thermodynamique :**

Lorsque le rôle du fluide moteur est joué par une vapeur qui, après sa détente, se dirige dans un condenseur, ce fluide retourne à la source chaude sous forme liquide, et sa compression jusqu'à une pression supérieure au cycle n'absorbe qu'une fraction peu importante du travail fourni par la détente. Ainsi, dans le cas de la vapeur d'eau, la puissance absorbée par la pompe d'alimentation, le ventilateur et le turbocompresseur est de l'ordre de 6 à 9% de la puissance développée par la turbine. Il n'en est pas de même lorsque le fluide moteur est un gaz; celui-ci doit être comprimé à l'état gazeux par un compresseur, qui est l'un des principaux organes de cette installation.

La variation du rendement de la TAG entraîne des répercussions beaucoup plus importantes que dans le cas d'une turbine à vapeur où la puissance utile ne diffère que de quelques centièmes de la puissance fournie par la détente. De même, le rendement du compresseur joue un rôle plus grand que celui de la pompe d'alimentation de la turbine à vapeur.

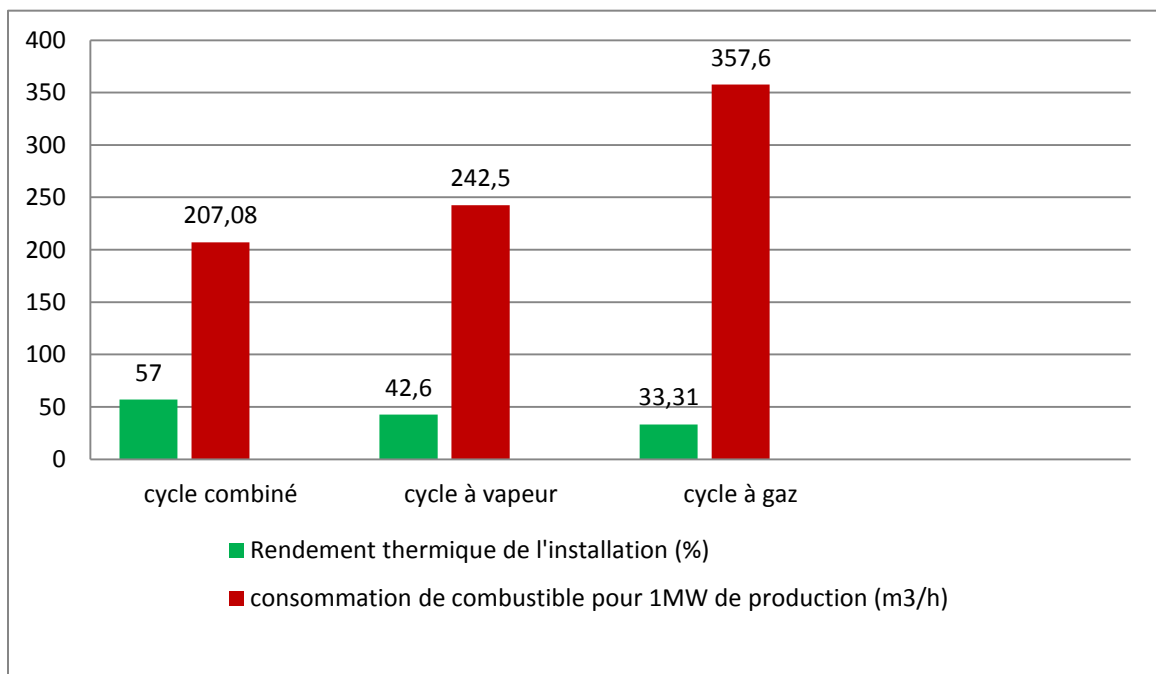
La substitution d'un gaz à un fluide condensable présente encore un autre aspect ; dans le cas de l'eau, toute la chaleur latente qui reste à la fin de la détente est transmise à l'eau dans le condenseur. Elle est ainsi définitivement perdue. Pour réduire cette perte, on munit la turbine de soutirage de vapeur alimentant des réchauffeurs d'eau d'alimentation. La chaleur latente de la vapeur soutirée est ainsi réintroduite dans le cycle thermodynamique, et le rendement se trouve ainsi amélioré. Mais même dans des conditions idéales (nombres de soutirages infinis, réchauffage de l'eau jusqu'à l'ébullition), seule une fraction de la chaleur de la vapeur peut être réintroduite dans le cycle, le reste devrait nécessairement être cédé à la source froide. Au contraire, dans le cas de la TAG, le fluide sortant de la turbine à gaz ne contient que de la chaleur sensible ; ce n'est pas seulement une partie mais, la totalité de cette chaleur qui peut être introduite dans le cycle.

Cela ne veut pas dire qu'une telle turbine à gaz fonctionne sans source froide ; mais contrairement à ce qui au lieu pour une turbine à gaz à cycle simple, le rôle de la source froide est joué, non pas par l'atmosphère, mais par l'eau de réfrigération du compresseur, lequel, dans ce cas particulier doit réaliser une compression adiabatique.

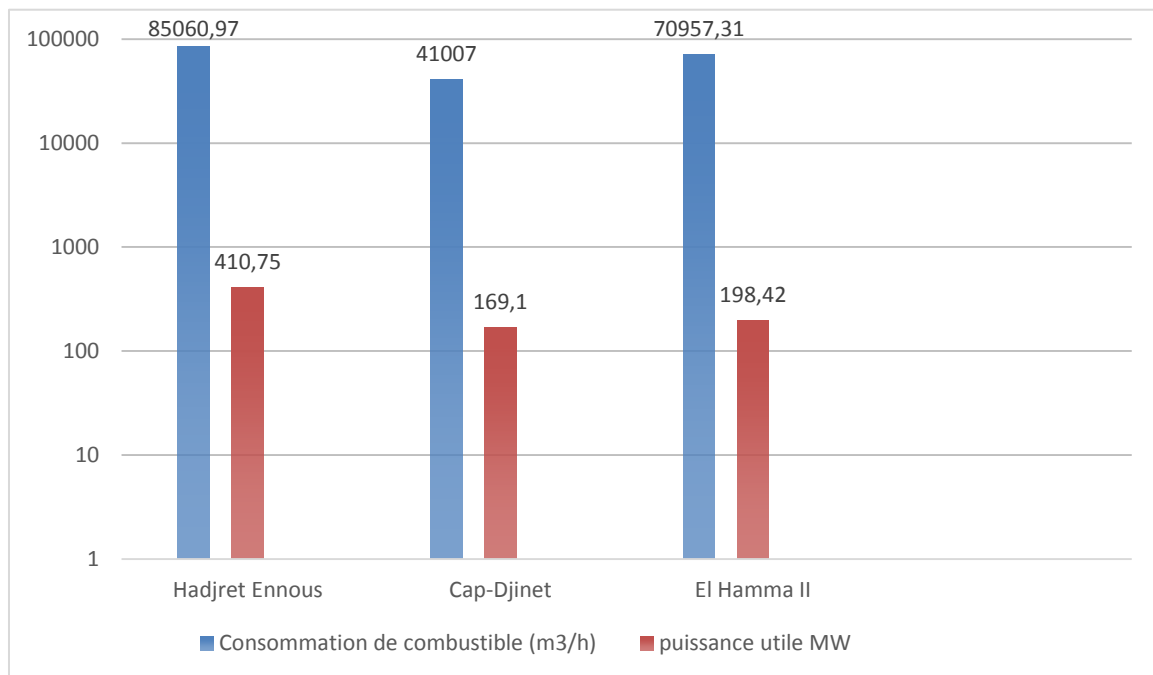
Pour comparer les performances des centrales on a calculé la consommation de combustible de chaque cycle pour produire 1 MW, les résultats sont affichés dans le **Tableau IV.1**

Les centrales	Consommation de combustible (m <sup>3</sup> /h)	Puissance utile (MW)	Consommation de combustible pour 1 MW (m <sup>3</sup> /h)	Le rendement (%)
<b>Hadjret Ennous</b>	<b>85060.97</b>	<b>410.75</b>	<b>207.08</b>	<b>57</b>
<b>Cap-Djinet</b>	<b>41007</b>	<b>169.1</b>	<b>242.5</b>	<b>42.6</b>
<b>El Hamma II</b>	<b>70957.31</b>	<b>198.42</b>	<b>357.60</b>	<b>33.31</b>

**Tableau IV.1 : Tableau comparatif des résultats des trois cycles**



**Figure IV.1 : Comparaison entre le rendement thermique de l'installation et la consommation de combustible pour la production de 1 MW.**



**Figure IV.2: Comparaison entre la consommation de combustible et la puissance utile.**

## IV.2 Interprétation des résultats et explication :

Du tableau ci-dessus, nous avons tiré les conclusions suivantes :

- **La consommation de combustible :** La centrale de Cap-Djinet consomme moins de combustible par rapport aux autres centrales.
- **La consommation de combustible pour 1MW :** La central Hadjret Ennous consomme moins de combustible tandis que la centrale d'EL Hamma consomme plus pour une production de 1MW.
- **Le rendement :** La centrale de Hadjret Ennous a un rendement thermique plus élevé suivi de Cap-Djinet et en dernier celui d'El Hamma.

### IV.3 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à vapeur :

Dans le cas des turbines à vapeur, les facteurs suivants influence l'efficacité globale de la turbine à vapeur ;

- Pertes internes dans les turbines à vapeur.
- Pertes externes dans les turbines à vapeur.

### IV.4 Pertes internes et externes dans les turbines à vapeur :

#### IV.4.1 Pertes internes dans les turbines à vapeur :

Les pertes internes dans les turbines à vapeur sont dues a ;

- Vitesse de la vapeur d'entrée (qui dépend à son tour de la température et de la pression de la vapeur).
- Angle d'aubage.
- Humidité.
- Perte pendant échappement.
- Les fuites.

##### ➤ Vitesse de la vapeur d'entrée :

En pratique, le flux de vapeur à travers la buse n'est pas isentropique, mais accompagné de pertes qui diminuent l'énergie cinétique de la vapeur sortant de la buse.

La diminution de l'énergie cinétique est due aux raisons suivantes :

- Des forces visqueuses entre les particules de vapeur.
- Perte de chaleur de la vapeur avant d'entrer dans la buse.
- Déflexion du flux dans la buse.
- Développement de la couche limite dans la buse.
- Turbulence dans la buse.
- Le frottement dans la buse qui réduit la chute de l'enthalpie.

##### ➤ Angle d'aubage :

L'efficacité maximale de la turbine à vapeur est atteinte à un angle de zéro degrés des aubes d'entrée, car cet angle maintient le frottement au minimum en réduisant la surface de l'aube.

➤ **Humidité :**

La vapeur traversant la turbine BP à une grande vitesse et une grande teneur en humidité. Les particules liquides ont une vitesse inférieure à celle des particules de la vapeur et, par conséquent, les particules liquides obstruent l'écoulement des particules de la vapeur et, par conséquent, une partie de l'énergie cinétique de la vapeur est perdue. Si la fraction de sécheresse de la vapeur descend en dessous de 0,88, l'érosion et la corrosion des aubes peuvent également avoir lieu.

➤ **Perte pendant échappement :**

L'énergie de la vapeur n'est pas entièrement utilisée dans la turbine. La vapeur sortant de la turbine et entrant dans le condenseur porte une partie de l'énergie cinétique et une enthalpie utile, qui est une perte d'énergie directe.

➤ **Les fuites :**

La fuite de vapeur peut se produire entre les étages et le long de l'arbre aux extrémités d'entrée et de sortie de la turbine.

#### **IV.4.2 Pertes externes dans les turbines à vapeur :**

Il y a des pertes d'énergie dans les paliers qui peuvent être réduits en améliorant le système de lubrification.

Une certaine énergie est consommée par des pompes à huile.

➤ **La condensation :**

Le plus grand impact sur le rendement est dû à la condensation dans le condenseur. Pendant ce processus, la chaleur latente de condensation est perdue pour l'eau de refroidissement. C'est la perte majeure et représente près de 40% de l'apport énergétique.

Ce sont quelques-uns des facteurs qui conduisent à une efficacité de 35.6%, c'est faible par rapport à un cycle combiné et légèrement supérieur à celui d'une turbine à gaz.

#### **IV.4.3 Amélioration de cycle par soutirage :**

Le principe de soutirage de vapeur, consiste à extraire à un étage intermédiaire de la turbine une partie de total de vapeur qui a déjà converti en travail une partie de son énergie et à diriger ce débit soutiré dans un réchauffeur d'eau condensée.

**Les avantages sont :**

- ❖ Réaliser des économies importantes de combustible, qui sont encore accrues de l'influence favorable qu'il exerce sur le rendement du cycle.
- ❖ De diminuer la masse de vapeur au condenseur. Il en résulte une diminution de la perte au condenseur.
- ❖ La chaudière doit fournir plus de vapeur mais elle reçoit de l'eau réchauffée, le débit de vapeur soutirée est égal à 30% du débit vapeur totale.
- ❖ De diminuer la dimension de la turbine.

#### **IV.4.4 Avantages et inconvénients de la turbine à vapeur :**

**Les avantages sont :**

- Le coût pour la génération est moins élevé.
- L'exigence de temps pour la construction et la mise en service de centrales thermiques nécessite moins de durée.
- Peut être installé près de l'approvisionnement en carburant et en eau.

**Les inconvénients sont :**

- Le transport de carburant est un problème majeur dans ce type de centrale électrique.
- Le coût de production d'énergie est considérablement élevé par rapport à l'installation hydroélectrique.
- La pollution atmosphérique est un problème majeur qui nécessite des investissements supplémentaires.
- Il ne peut pas être utilisé comme une usine de charge maximale.

#### **IV.5 Influence des facteurs sur les performances de la turbine à gaz :**

### **IV.5.1 Influence des facteurs extérieurs sur les performances de la turbine à gaz :**

Une turbine à gaz emploie de l'air atmosphérique, donc ses performances sont considérablement influencées par tous les facteurs qui ont un effet sur le débit massique de l'air refoulé au compresseur.

Ces facteurs sont :

- La température
- La pression
- L'humidité
- Les poussières

#### ➤ **La température ambiante :**

A mesure que la température d'admission du compresseur augmente, le débit massique d'air diminue (en raison d'une diminution de masse spécifique), par conséquent, le rendement de la turbine et la puissance utile diminuent.

#### ➤ **La pression ambiante :**

Si la pression atmosphérique diminue par rapport à la pression de référence, le débit massique de l'air diminue (en raison d'une diminution de sa masse spécifique) il en est de même la puissance utile.

#### ➤ **L'humidité relative :**

L'air humide est moins dense que l'air sec, donc si l'humidité relative augmente, la puissance débitée diminue et la consommation spécifique augmente.

#### ➤ **Les poussières :**

Lorsque la concentration en poussière dans l'atmosphère augmenté à cause du vent de sable la quantité d'air admise dans le compresseur diminue ce qui fait diminuer la puissance de notre turbine.

### **IV.5.2 Influence des facteurs intérieurs sur les performances de la TAG :**

Outre les facteurs externes décrits dans le paragraphe précédent, il y a d'autres facteurs qui influencent sérieusement sur les performances de la TAG. Ceux-ci peuvent être nommés comme les facteurs intérieurs, parce qu'ils sont liés aux systèmes auxiliaires de la turbine à gaz.

Ils sont cités ci-dessous :

- Chute de pression dans la section d'admission du compresseur.
- Chute de pression dans le système d'échappement de la turbine.
- Type de combustible.

➤ **Chute de pression dans la section d'aspiration du compresseur :**

Les chutes de pression sont provoquées par le système d'admission de la turbine. Ce dernier est composé d'un filtre à air, un silencieux, un coude, des variations de section des tuyauteries...etc. Installés en amont de la bride d'aspiration du compresseur. Quand l'air traverse ce système, il est soumis au frottement qui réduit la pression et poids spécifique. Ces chutes causent une réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique, comme précédemment à cause de l'influence exercée par la pression ambiante.

➤ **Chute de pression dans le système d'échappement :**

Celles-ci sont provoquées par le système d'échappement de la turbine, composé d'un ou plusieurs silencieux, de coudes, diffuseurs...etc., par lesquels les gaz d'échappement traversent ce système sont expulsées à l'atmosphère.

Les gaz d'échappement traversant ce système sont soumis aux pertes dues aux frottements, qui augmentent la valeur de la contre pression, par rapport à la valeur de la pression extérieure ou atmosphérique. Les pertes réduisent la détente dans la turbine, car cette dernière s'arrête à une isobare plus haute que celle de référence, et ceci a comme conséquence la réduction de la puissance utile et l'augmentation de la consommation spécifique.

➤ **Influence du type de combustible :**

On obtient de meilleures performances si l'on emploie le gaz naturel plutôt que le gasoil.

En effet la puissance débitée quand la charge est basse et les autres conditions (température ambiante, chute de pression, ...etc.) Sont identiques et supérieure d'environ 2%, tandis que la consommation spécifique est inférieure de 0,7 jusqu' à 1% selon le modèle de TAG. Ces différences deviendront d'autant plus remarquables si nous comparons les performances obtenues avec du gaz naturel et avec des types de combustible de plus en plus lourds, tel que les combustibles résiduels. Ce comportement est dû au pouvoir calorifique plus élevé des produits générés par la combustion du gaz naturel.

Pour des conditions de fonctionnement réels, les résultats obtenus en guise de déterminer en tous point du cycle de fonctionnement de nos turbines à gaz et à vapeur par la suite du calcul des travaux et puissances ainsi que les rendements ; sont légèrement plus élevé à celles du constructeur, 400MW pour une température ambiante de 30°C, humidité relative de 75%.

### **IV.5.3 Avantages et inconvénients de la turbine à gaz :**

#### **Les avantages sont :**

- Exilant rapport puissance/poids.
- Bon rendement.
- Faibles émissions de polluant.
- Mise en route rapide.
- Les turbines à gaz peuvent être construites relativement plus rapidement et nécessitent moins d'espace (faible encombrement).
- Les turbines à gaz sont soumises à moins de vibrations.
- Le coût d'installation est moins cher.
- Il nécessite moins d'eau par rapport à une centrale de vapeur.

#### **Les inconvénients sont :**

- La majeure partie du travail, environ 66%, est développé dans la turbine, est utilisé pour circuler dans le moteur du compresseur
- Trop de bruit.
- L'efficacité de la charge partielle est médiocre.
- L'unité fonctionne à haute température et pression, de sorte que des métaux spéciaux sont nécessaires pour maintenir l'unité.
- Les dispositifs qui fonctionnent à haute température sont compliqués.
- Combustibles propres donc coûteux (les gaz brûlés se détendent directement dans la turbine).
- Performances dépendant des conditions extérieures (dégradées si T augmente ou si P diminue).

## IV.6 Les facteurs qui influent sur l'installation à cycle combiné de Hadjret Ennous :

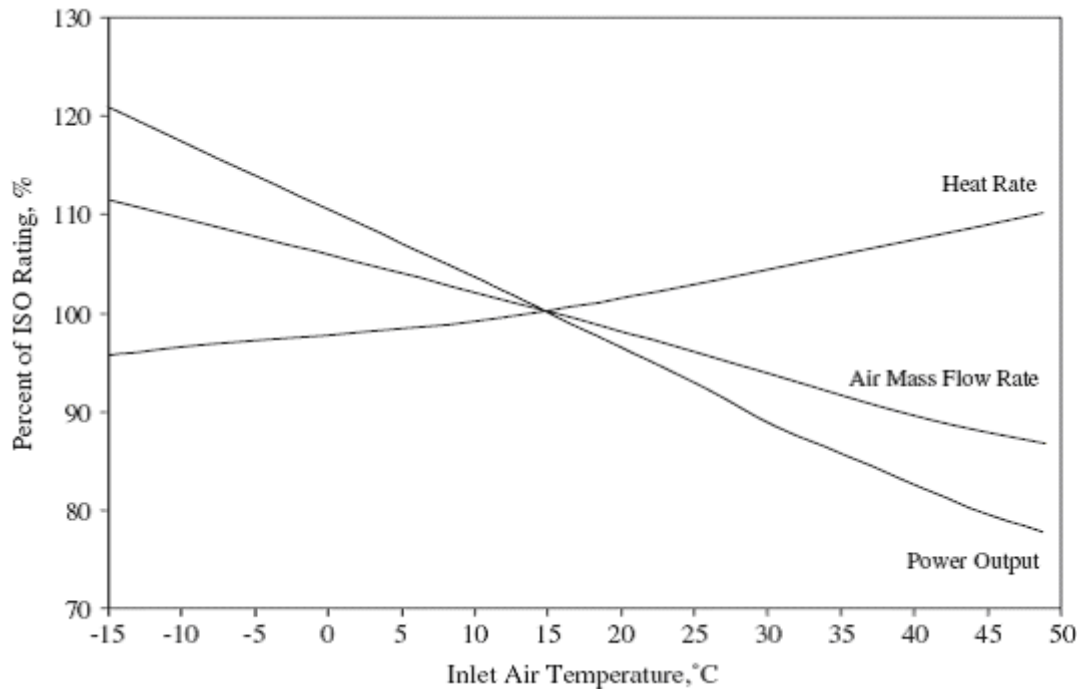
Pour des conditions de fonctionnement réels, les résultats obtenus en guise de déterminer en tous point du cycle de fonctionnement de nos turbines à gaz et à vapeur par la suite du calcul des travaux et puissances ainsi que les rendements ; sont légèrement plus élevés à celles du constructeur, 400MW pour une température ambiante de 30°C, humidité relative de 75%.

- Changement des conditions climatiques (température ambiante 25.5°C, humidité Relative 14.1%).
- Refroidissement d'air à l'admission du compresseur via les chillers 9,1°C.
- Pertes de charges négligées au niveau de la chambre de combustion, du silencieux, dans les surchauffeurs (premier surchauffeur haute pression, premier surchauffeur moyenne pression) et dans les pompes.

### IV.6.1 Système de refroidissement d'air d'admission de la centrale Hadjret Ennous :

Malgré leurs avantages, ces turbines à gaz ont une sensibilité à la variation considérable de la température de l'air ambiant entre l'été et l'hiver fait que leur rendement thermique ainsi que leur puissance délivrée se trouvent fortement affectées (**figure VI.3**).

Cette sensibilité peut être réduite par l'introduction de systèmes de refroidissement d'air à l'admission des turbines en amont du compresseur, permettant d'atténuer l'effet de la température sur les performances des turbines à gaz.



**Figure IV.3: L'influence de la température sur les performances de la turbine à gaz. [10]**

Plusieurs techniques sont utilisées pour refroidir l'air d'admission dans une turbine à gaz.

Parmi les systèmes on trouve le refroidissement par évaporation, le refroidissement par l'utilisation des systèmes de réfrigération (à compression, à absorption) et le refroidissement par stockage de l'énergie thermique.

A la centrale SKH, le système utilisé est du type à refroidissement d'air indirect par réfrigération (Schiller).

Cette installation est constituée d'un circuit fermé et étanche, composant de deux circuits : primaire et secondaire.

Le circuit primaire est le circuit du groupe frigorifique (R134a production de froid) où le fluide moteur ou frigorigène s'écoule, le second est le circuit de transport de froid et il s'appelle circuit du fluide frigoporteur. L'eau déminéralisée est utilisée comme fluide frigoporteur loin d'être nocif à l'installation en cas de fuites.

#### **Les avantages sont:**

- Il peut augmenter les performances de la turbine à gaz mieux que les refroidisseurs par évaporation (par médias et pulvérisation). Le gain en puissance se situe entre 25 et 40MW par tranche.

- Pas sensible à la température humide de l'air ambiant.
- Pas de danger concernant les fuites et les déperditions de fluide frigorigène.

**Les inconvénients sont :**

- Coût d'installation élevé
- Il exige une charge supplémentaire par rapport au système direct afin de faire fonctionner le circuit secondaire (circuit du fluide frigoporteur).le système consomme environ 2MW par tranche.

### **IV.6.2 Influence de la configuration mono arbre [11] :**

Le choix de l'utilisation d'une centrale à un seul arbre ou à deux arbres est largement déterminé par les caractéristiques de la charge entraînée. Si la vitesse de charge est constante, comme dans le cas d'un générateur électrique, une unité à un seul arbre est souvent spécifiée ; Un moteur spécialement conçu pour la production d'énergie électrique utiliserait une configuration à un seul arbre. Une alternative, cependant, est l'utilisation d'un moteur à deux arbres. Si la charge doit être entraînée avec des vitesses variables (compresseurs, pompes).

Les systèmes à cycle combiné à un seul arbre offrent les avantages suivant :

- Simplicité du contrôle de l'unité unique.
- Faible coût de l'usine.
- Utilisation minimale de la superficie.
- Pression multiple et cycle de vapeur de réchauffage.
- Haute fiabilité et disponibilité.

### **IV.6.3 Les avantages et inconvénients de cycle combiné [12] :**

**Les avantages sont :**

- L'efficacité de l'installation à cycle combiné est meilleure ou plus élevée que le cycle de la turbine ou l'installation à cycle de vapeur. L'efficacité de la centrale à cycle combiné sera de l'ordre d'environ 50 à 60%.
- Le coût en capital de la centrale à cycle combiné avec un tir supplémentaire est légèrement supérieur à celui de la simple turbine à gaz et bien au-dessous de celui de la

centrale de turbine à vapeur classique de même capacité. C'est l'un des principaux avantages de la centrale à cycle combiné.

- La centrale à cycle combiné est plus adaptée au démarrage et à l'arrêt rapide que la centrale à vapeur. Par conséquent, ces plantes acceptent rapidement les variations de charge et contribuent au maintien de la stabilité dans le réseau électrique.
- Les besoins en eau de refroidissement de l'installation à cycle combiné sont bien inférieurs à ceux de la centrale de turbine à vapeur normale ayant une même capacité de production. Dans ce type de plantes, presque 2 / 3ème de la puissance est générée par l'installation de turbine à gaz qui nécessite très peu ou pas d'eau de refroidissement. Le système d'eau de refroidissement conventionnel (une fois) ou le système de recyclage est adopté.
- Les centrales à cycle combiné présentent l'avantage d'un rapport élevé de puissance à la surface occupée. Par conséquent, pour la conception d'une exigence d'espace de cycle combiné n'est pas une préoccupation.
- La durée de maintenance (temps d'arrêt) pour la centrale à cycle combiné est significativement faible. Cela améliore la fonctionnalité de disponibilité de l'installation.

#### **Les inconvénients sont :**

- Coût plus élevé.
- Démarrage plus long.
- Trop de bruit.

#### **IV.7 Les Cycles combinés et environnement [13] :**

Les cycles combinés permettent de réduire de 50 % les émissions de CO<sub>2</sub>, de diviser par trois les oxydes d'azote (NOx) et de supprimer les rejets d'oxydes de soufre (SO<sub>2</sub>) par rapport aux moyens de production thermique à flamme « classiques ». En outre, lorsque la combustion utilise du gaz naturel, cela ne produit ni particules de poussières, ni odeurs ; malgré leur nom, la plupart des turbines dites "à gaz" peuvent brûler divers combustibles liquides, et c'est la

teneur en soufre du combustible utilisé qui provoque la présence d'oxydes de soufre à l'échappement. L'utilisation du gaz naturel comme combustible dans les cycles combinés présente donc des avantages notables en termes de pollution atmosphérique.

#### **IV.8 Comparaison de point de vue technologique [14] :**

Les turbines à gaz diffèrent des turbines à vapeur par :

- La pression de fluide utilisée beaucoup plus basses.
- Les températures plus élevées.

Le premier point est favorable pour la construction, les parois sont plus minces et les pièces moins lourdes d'où :

- Plus grande facilité de réalisation.
- Diminution de prix de matériaux identiques.
- Souplesse plus grande des tuyauteries leur permettent de s'adopter aux dilatations sans efforts excessifs sur les machines.
- Limitation des contraintes thermiques transitoires donc possibilité d'une montée de température rapide, qualité particulièrement appréciée pour les groupes de pointe.

Ainsi lorsque l'énergie mécanique est produite à l'aide d'une turbine à vapeur, les produits de la combustion ne décrivent pas un cycle thermodynamique, il ne fournit pas directement de travail, mais après avoir cédé la plus grande partie de leur chaleur à l'eau et sa vapeur, sont rejetés à l'atmosphère où ils se refroidissent jusqu'à la température ambiante. Cette transmission de la chaleur des gaz au fluide moteur est réalisée à l'aide des échangeurs constitués par les tubes de la chaudière, de la surchauffeur de vapeur et de l'économiseur. La présence de tous ces échangeurs augmente notablement l'encombrement et le prix de l'installation.

Une telle séparation entre les fluides chauffant et les fluides chauffés par des surfaces d'échange disparaissent complètement dans une turbine à gaz à circuit ouvert ; la combustion est réalisée sous une pression supérieure à celle de l'atmosphère, et ce sont les produits de la combustion eux-mêmes qui servent de fluide moteur. Les différents échangeurs gaz-eau, gaz-vapeur et gaz-air se trouvent ainsi supprimés, et la chaudière est remplacée par une chambre de combustion qui est un appareil beaucoup simple.

	Turbine à vapeur	Turbine à gaz
<b>Matériaux :</b>	<b>Tuyères :</b> <b>1-</b> acier au Mn (C 0,35 ; Mn 2%). <b>2-</b> acier au Cr Mo Cr (C 0,2 ; Cr13 ; M 0,1). <b>3-</b> acier au Cr Ni W (Cr 18 inoxydable). <b>4-</b> acier à 14% de Cr. <b>Rotors et disques :</b> Acier qui contient généralement 1,5% de Cr ; 0,4% de Mo ; 1% de Mn	<b>Aubes mobiles :</b> <b>1.</b> Super alliages à base de nickel renforcés par durcissement et traitement thermiques. GTD-111, <b>2.</b> les éléments critiques (Cr, Mo, Co, Al, W et Ta) <b>Les étages :</b> Ailetage à base de cobalt GTD-222
<b>Encombrement :</b>	Elle comporte une chaudière, un condenseur, turbopompe alimentaire et d'extraction, ainsi qu'un dégazeur.	Un seul compartiment qui contient toutes les éléments.
<b>Démarrage :</b>	Il nous faut au moins 1heure 30minute pour la démarrer. Sans tenir compte le temps de démarrage de la chaudière.	Démarrage rapide 9 minutes, Démarrage normal 21 minute.

**Tableau IV.2 : Comparaison entre turbine à gaz et turbine à vapeur (Matériaux et fonctionnement).**

#### **IV.9 Comparaison de point de vue maintenance et exploitation :**

Les installations et les équipements ont tendance à se détériorer dans le temps sous l'action de causes multiples (usure, déformations, corrosions...). Ces détériorations peuvent provoquer l'arrêt définitif ou momentané qui influera sur les capacités de production et mettre la sécurité du personnel en danger. On note que :

- Les dépenses de main d'œuvre pour la TAV sont beaucoup plus élevées que celle pour la TAG en matière de nombre d'homme-heure.
- Le taux de défaillance d'une turbine à vapeur est supérieur à celui d'une turbine à gaz car la présence d'une chaudière, économiseur, condenseur et pompe alimentaires donc plus d'interventions.

**Conclusion :**

Ce chapitre, montre une interprétation des résultats obtenus par l'analyse thermodynamique, on a fait aussi une petite comparaison des turbines à gaz et les turbines à vapeur ainsi que les cycles combinés dans différents points, on a aussi cité les avantages et les inconvénients pour chaque cycle.

# *Conclusion générale*

### *Conclusion générale :*

Nous vivons dans un monde en constante évolution où la demande d'énergie augmente continuellement et cela entraîne des conséquences sur l'environnement et les ressources. Par conséquent, en tant qu'ingénieurs en énergie, nous examinons tous les moyens possibles pour économiser les ressources et aussi maximiser la production d'énergie.

Dans ce mémoire, nous avons effectué une étude des performances sur trois centrales et réalisé une étude comparative. D'après les résultats obtenus, nous sommes arrivées aux conclusions suivantes :

- L'étude comparative des trois cycles nous a montrées l'avantage du cycle combinée par rapport aux autres cycles (à vapeur et à gaz), elle combine les avantages d'une turbine à gaz et d'une turbine à vapeur, elle minimise les pertes, et ça c'est idéales non seulement économiquement mais aussi à l'environnement.
- 32.4% d'électricité dérivée totale est produite par cycle combiné, la construction des centrales à cycle combiné est a privilégié pour répondre aux exigences du marché à court et à moyen terme, elle constitue le meilleur choix pour augmenter la capacité de production, elle a largement contribué à soulager les contraintes du système électrique.
- Le cycle combiné permet de récupérer la chaleur rejetée par la turbine à gaz qui se trouve à une température plus élevée en suite les améliorations effectuées dans la partie de la turbine à vapeur sont le placement de refroidisseurs pour refroidir la vapeur à la sortie de la turbine avant d'entrer dans le condenseur, pour augmenter l'efficacité.

## Conclusion générale

---

- Il s'agit d'un mode de production à haute performance énergétique, fonctionnant dans le cadre du marché électrique, et qui utilise uniquement le gaz naturel, étant le combustible le moins émetteur de CO<sub>2</sub> parmi les combustibles fossiles. Moins polluants par rapport à d'autres centrales thermiques au charbon ou au mazout, ce qui constitue un avantage environnemental.
- Contribuant à réduire les quantités de gaz dédiées à la production de l'électricité, donc la conversion du gaz naturel en électricité offre un meilleur rendement. Ainsi, elle satisfait une modernisation pour occuper une grande partie dans le secteur de production de l'énergie.
- Thermodynamiquement, le cycle combiné permet d'augmenter la puissance et le rendement et ça montre que l'efficacité de cycle combiné est de grandes importances dans le développement de l'électricité en Algérie.

Le stage que nous avons entrepris au niveau de la centrale thermique de Cap-Djinet ainsi que les visites significatives et utiles aux centrales de Hamma II et Hadjret ennous sont très bénéfique sur plusieurs plans ; tant en un apport supplémentaire en connaissances pratiques et aussi sur le monde du travail en milieu industriel.

Le résultat de notre projet fin d'étude, montre que la centrale de cycle combinée est la future technologie de production d'électricité en raison de ses plusieurs avantages en Algérie.

# BIBLIOGRAPHIE

[1] : documentation de la centrale de Cap-Djinet KWU, service de formation professionnel.

[2] : manuels d'exploitation et d'entretien section II, description des systèmes, ANSALDO, Ansaldo Energia SPA.

[3]: Documentation de La central de Hadjret Ennous ; Siemens AG - Energy Sector – Germany, “Operational exibility enhancements of combined cycle power plants”.

[4]: [https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine\\_%C3%A0\\_gaz](https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_%C3%A0_gaz).

[5]: <https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine>; Mémoire de Fin d'Etudes : Calcul optimal des soutirages dans une turbine à vapeur d'un cycle hybride (Hassi R'emel).

[6]: <http://www.thermodynamique.com/spip.php?article75>.

[7]: [www.wikipedia.fr/cycle combiné](http://www.wikipedia.fr/cycle combiné).

[8]: [https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en\\_US/documents/technical/ger/ger-3767c-single-shaft-combined-cycle-power-generation-system.pdf](https://powergen.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/documents/technical/ger/ger-3767c-single-shaft-combined-cycle-power-generation-system.pdf).

[9]: Aeroderivative gas turbines for LNG liquefaction plants-part 1: the importance of thermal efficiency, ASME Turboexpo, Berlin, Germany, p. 8, June 9-13, 2008.

[10]: <https://www.turbomachinerymag.com/combined-cycle-power-plants-are-two-shafts-better-than-one/>

[11]: <http://electricalengineeringtutorials.com/advantages-of-combined-cycle-power-plant/>.

[12]: [https://fr.wikipedia.org/wiki/Cycle\\_combin%C3%A9#Cycles\\_combin.C3.A9s\\_gaz\\_et\\_environment](https://fr.wikipedia.org/wiki/Cycle_combin%C3%A9#Cycles_combin.C3.A9s_gaz_et_environment).

[13]: mémoire fin d'étude ”comparaison des rendements des turbines à gaz et à vapeur.