

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



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

*Mémoire de projet de fin d'études pour
l'obtention du Diplôme d'ingénieur d'état en
Génie Mécanique*

**Analyse thermodynamique des équipements énergétiques de
la centrale thermique à vapeur de Ras-Djinet.**

Présenté par :

BOUZIANE Khadidja

Présenté et soutenu publiquement le 22/06/2016 à 10h30

Composition du jury :

Président	Salah LARBI	Pr	ENP
Promoteurs	Hocine BENNOUR	MAA	ENP
	Mohamed CHARIF	Ingénieur	SPE
Examineur	Mohamed LATRECHE	MAA	ENP

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



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

*Mémoire de projet de fin d'études pour
l'obtention du Diplôme d'ingénieur d'état en
Génie Mécanique*

**Analyse thermodynamique des équipements énergétiques de
la centrale thermique à vapeur de Ras-Djinet.**

Présenté par :

BOUZIANE Khadidja

Présenté et soutenu publiquement le 22/06/2016 à 10h30

Composition du jury :

Président	Salah LARBI	Pr	ENP
Promoteurs	Hocine BENNOUR	MAA	ENP
	Mohamed CHARIF	Ingénieur	SPE
Examineur	Mohamed LATRECHE	MAA	ENP

ملخص:

هذه الدراسة عبارة عن تحقيق وبحث حول أسباب إنخفاض فعاليات محطة توليد لكهرباء لرأس جنات، من حيث نقص الحد الأقصى للطاقة المولدة وكفاءة تحويل الطاقة. تم ذلك باستعمال معدلات الديناميكا الحرارية للطاقة وللطاقة المتوفرة. وأظهرت الدراسة أن أكبر الخسائر توجد في المكثف و الجسم ذات الضغط المنخفض لتوربينات التي ترتبط المكثف. بعد تحليل هذا الأخير، تم إعطاء توصيات حول الأداء لهذه المحطة. كما تم إعطاء حلول حول الجسم ذات الضغط المنخفض لتوربينات و المبادل الحراري ذات الضغط العالي.

الكلمات الدالة: الطاقة، الطاقة المتوفرة، المكثف.

Abstract :

This study consists on a survey about performance drops of the steam power plant of Ras-Djinet, namely the maximum power production reached and the efficiency of the plant. This survey has been done using energy end exergy balance forms adapted to different type of systems. The study has shown that the condenser and the low pressure turbine have the hugest amount of energy losses. A thorough analysis has been done on the condenser in order to give usefull solutions mainly about maintenance to improve the plant 's performance. Other solutions for the low pressure turbine and the HP heaters were given.

Keywords: energy, exergy, condenser

Résumé :

La présente étude consiste en une enquête sur les baisses de performances de la centrale électrique à vapeur de Ras-Djinet, à savoir la puissance maximale atteinte par le groupe et le rendement total. Cette inspection sera faite à l'aide des différents bilans énergétiques et exergétiques. L'étude a montré que les plus grandes pertes se font au niveau du condenseur et du corps BP de la turbine qui est relié au condenseur. Après analyse de ce dernier, des recommandations sur sa maintenance sont données afin d'améliorer les performances de cette centrale. D'autres solutions, pour le corps BP et les réchauffeurs HP ont été proposées.

Mots clés : énergie, exergie, condenseur.

DEDICACES

À la plus douce des mamans, merci pour avoir toujours été à mes cotés ,et à mon gentil papa.

À ma tante Noria, à Tonton Salah, à Salah-Eddine et Khaled , à tata Nassima, tata Hanane, tata Fatima vous êtes une famille formidable.

À Bouchra, Faten, Amira, Abdou, Amina et Nadia mes cousines, à Amina et à toute ma famille et mes amis.

A toute la classe de Génie Mécanique,

A tous ceux qui m'aiment ,

BOUZIANE Khadidja

Remerciements

Mes remerciement vont d'abord à Dieu pour m'avoir permis d'effectuer ce travail dans de bonnes conditions .

Mes remerciements sont aussi adressé à tous ceux qui ont contribué à l'élaboration de mon mémoire. Particulièrement, je remercie mon promoteur, M. BENNOUR H, d'avoir accepté de m'encadrer dans ce travail, de m'avoir appris autant de choses sur la thermodynamique et d'avoir été très disponible. De même, je voudrais remercier M. CHARIF M, le parrain de l'entreprise pour l'accueil qui il m'a réservé au sein de la centrale de Ras-Djinet, de m'avoir expliqué en détail tout le fonctionnement de la centrale, de m'avoir aidé à collecter les données nécessaire pour l'élaboration de ce travail et pour sa disponibilité tout au long de cette période.

Mes remerciements les plus sincères vont également à M. LARBI S qui me fait l'honneur de présider mon Jury et M. LATRECHE M qui me fait l'honneur d'évaluer ce travail.

Je tiens également à remercier tous ceux qui ont contribué à ma formation et tous ceux qui m'ont inspiré depuis l'enfance.

Je remercie tout le personnel et les enseignants de l'Ecole Nationale Polytechnique et de la Société Algérienne de Production d'électricité qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Je tiens à remercier ma très chère cousine Bouchra, pour son aide très précieuse à la réalisation de ce travail ainsi que pour son soutien jusqu'à la dernière minute.

Je remercie également mes parents et tonton Salah pour leurs précieux conseils et contributions à ce travail.

Table des matières

Liste des tableaux

Liste des figures

Liste des abréviations

Introduction au problème : 16

Chapitre I:

I.1 Le Groupe Sonelgaz :..... 19

1.1 Présentation générale du groupe : 19

1.2 Société Algérienne de Production de l'Electricité (S .P. E) : 20

I.1.2.1 Organisation de SPE :..... 20

1.3 Programme de développement de la production de l'électricité : 20

I.2 La centrale de Ras-Djinet :..... 21

2.1 Localisation :..... 21

2.2 Réseau électrique de la centrale : 23

2.3 Description du cycle de la centrale : 25

Chapitre III:

III.1 Introduction : 37

III.2 Réchauffeurs BP : 40

III.3 Réchauffeur BP I : 41

III.3.1 Bilan d'énergie pour le réchauffeur BPI : 42

III.3.2 Bilan d'exergie pour le réchauffeur BPI : 43

III.4 Réchauffeur BPII : 43

III.4.1 Bilan d'énergie du réchauffeur BPII : 43

III.4.2 Bilan d'exergie du réchauffeur BP II : 44

III.5 Réchauffeur BP III : 44

III.5.1 Bilan d'énergie du réchauffeur BPIII : 44

III.5.2 Bilan d'exergie du réchauffeur BPIII : 45

III.6 La bêche alimentaire : 45

III.6.1 Bilans d'énergie et d'exergie 46

III.6.1.1 Bilan d'énergie : 46

III.6.1.2 Bilan d'exergie : 47

III.7 Les pompes alimentaires : 47

III.7.1	Les Bilans :	48
III.7.1.1	Bilan d'énergie :	49
III.7.1.2	Bilan d'exergie :	49
III.8	Les réchauffeurs HP :	50
III.8.1	Réchauffeur HP V :	51
III.8.1.1	Bilan d'énergie :	51
III.8.1.2	Bilan d'exergie :	52
III.8.2	Réchauffeur HP VI :	53
III.8.2.1	Bilan d'énergie :	53
III.8.2.2	Bilan d'exergie :	54
III.9	La chaudière :	54
III.10	Résultats des calculs :	56

Chapitre IV:

Aucune entrée de table des matières n'a été trouvée. Chapitre V:

V.1	Introduction :	71
V.2	Caractéristique du condenseur :	71
V.3	Fonctionnement du condenseur :	76
V.4	Fonctionnement des éjecteurs.....	77
V.5	Régulation du niveau :	80
V.5.1	Le siphonage :	81
V.5.2	Le casse-vide :	81
V.6	Partie bilan thermique du condenseur :	82
V.6.1	Bilan d'énergie :	82
V.6.2	Calcul de la chaleur évacuée par l'eau de mer :	83
V.6.3	Bilan d'exergie :	83
V.7	Résultats des calculs :	84

Chapitre VI:

VI.1	Introduction	86
VI.2	Partie : Poste d'eau	86
VI.3	Partie 2 : Condenseur	87
VI.3.1	Biofilm :	90
VI.3.1.1	Définition du biofilm :	90
VI.3.1.2	Formation d'un biofilm :	90

VI.3.1.3	Dangers du biofilm :	92
VI.3.1.4	Moyens de lutte contre le biofilm :	93
VI.3.2	Calculs et analyse sur le condenseur :	93
VI.3.2.1	Evaluation du coefficient global d'échange de chaleur :	93
VI.3.2.2	Calcul de la NUT et l'efficacité :	97
VI.3.2.3	Evaluation de la dégradation de la puissance :	98
VI.3.3	Les recommandations concernant le condenseur :	99
VI.4	Partie 3 : Turbine	100
VI.4.1	Analyses des rendements des turbines :	102
VI.5	Partie 4 : Rendements :	103
VI.5.1	Le rendement global de la centrale :	103
VI.5.2	Estimation de la destruction d'exergie :	104
VI.5.3	Analyse de l'influence de la température de l'eau de mer	106
Conclusion		107
Référence bibliographique		109

Liste des tableaux :

Chapitre III :

Tableau III.1: Mesures prises à la centrale	38
Tableau III.2: Caractéristique dimensionnelle des réchauffeurs BP	41
Tableau III.3 : Caractéristique dimensionnelle des réchauffeurs HP	51
Tableau III.4: Donnée du combustible	55
Tableau III.5: valeurs de débits et des exergies détruites	57

Chapitre IV :

Tableau IV.1: Résultats des calculs.....	68
-------------------------------------------------	----

Chapitre V :

Tableau V.1: Caractéristiques dimensionnelles du condenseur.....	71
Tableau V.2: Résultats des calculs sur le condenseur	84

Chapitre VI :

Tableau VI.1: Comparaison de la valeur du coefficient global d'échange de chaleur avec celle obtenue avec un condenseur à 5kpa.....	96
Tableau VI.2: Comparaison de la NUT	98
Tableau VI.3: les différents écarts entre l'enthalpie projetée idéal et l'enthalpie projetée réel	101
Tableau VI.4: Pression de soutirages idéals pour les mêmes conditions d'entrée sortie de l'ensemble du corps MP-BP	102
Tableau VI.5: Rendement globale de la centrale en utilisant la définition.....	103
Tableau VI.6: Estimation des destructions de l'exergie.....	105

Liste des figures :

Chapitre I :

Figure I.1: Répartition de la capacité de production de l'électricité par type de centrale en 2015	19
Figure I.2: Localisation de Ras-Djinet	21
Figure I.3: Localisation de la centrale électrique de Ras-Djinet.....	22
Figure I.4: Disposition de la centrale (I.5)	22
Figure I.5: Schéma de distribution électrique de la centrale de Ras-Djinet	24
Figure I.6: Schéma synoptique de la centrale de Ras-Djinet.....	26

Chapitre III :

Figure III.1: Schéma générale du post d'eau	40
Figure III.2: Réchauffeur RBP	41
Figure III.3 : Volume de contrôle du réchauffeur BPI	42
Figure III.4 : Volume de contrôle réchauffeur BPII.....	43
Figure III.5: Volume de contrôle réchauffeur BPIII.....	44
Figure III. 6: La bâche alimentaire	46
Figure III.7: Volume de contrôle Bâche alimentaire	46
Figure III.8: Coupe de la pompe nourricière.....	48
Figure III.9 : Coupe de la pompe principale	48
Figure III.10: Volume de contrôle de la pompe alimentaire	49
Figure III.11: Schéma général des réchauffeurs HP	50
Figure III.12: Volume de contrôle réchauffeur HP5	51
Figure III.13: Volume de contrôle du réchauffeur HP6.....	53

Chapitre IV :

Figure IV.1: Disposition des différents corps de turbines et des soutirages	60
Figure IV.2: Volume de contrôle du corps HP de la turbine.....	61
Figure IV.3: Corps MP de la turbine	63
Figure IV.4: Volume de control corps M de la Turbine.	63
Figure IV.5: Corps BP de la turbine	65
Figure IV.6: Volume de contrôle du corps BP	66

Chapitre V :

Figure V.1: Boites à eau d'entrée	72
Figure V.2: Boites à eau de sortie	73
Figure V.3: Schéma de principe général du condenseur	73
Figure V.4: Demi-coupe frontale du condenseur	74
Figure V.5: Schéma montrant les circuits reliés au condenseur	76
Figure V.6: Schéma général d'un éjecteur	77
Figure V.7: Schéma fonctionnel d'un éjecteur à 2 étages (éjecteurs de services).....	78
Figure V.8: Synchronisation des 4 éjecteurs	79
Figure V.9: Schéma de régulation du niveau.....	80
Figure V.10 : Volume de contrôle pour l'analyse du condenseur	82

Chapitre VI :

Figure VI.1: Schéma proposé pour le post d'eau	87
Figure VI.2: les étapes de formation d'un biofilm	90
Figure VI.3: Développement du biofilm et son extension au bout d'un mois	92
Figure VI.4: Evolution des températures dans le condenseur	94
Figure VI.5: Diagramme T-s du cycle	100

Figure VI.6: Diagramme h-s du cycle	100
Figure VI.7: Diagramme h-s de la détente	101
Figure VI.8: Puissance max atteinte en fonction de la température de l'eau de mer	106

Liste des abréviations

Nomenclature des grandeurs physiques

$\dot{\alpha}$: Débit de soutirage en t/h.

BP: Basse pression.

ΔP : Différence de pression en bar.

ΔT_{LM} : Différence de température moyenne logarithmique en °C.

E_c : Energie cinétique du système en kj.

E_p : Energie potentielle du système en kj.

ε : L'efficacité du condenseur.

h : Enthalpie spécifique en kj/kg.

h_s : Enthalpie isentropique du fluide en kj/kg.

$h_{r,p}$: Enthalpie spécifique du réactif r et du produit p respectivement.

HP: Haute pression.

\dot{M} : Débit massique en t/h.

\dot{M}_{ext} : Débit d'eau d'extraction en t/h.

\dot{M}_{eau} : Débit d'eau de mer de refroidissement du condenseur en t/h .

\dot{M}_g : Débit du gaz de combustion en s.m³/h

MP: Moyenne pression.

μ : Potentiel chimique en kj/mole.

N : nombre de mole du constituant.

η_{is} : Rendement isentropique de la turbine.

$\eta_{is,n-m}$: Rendement isentropique de la turbine entre l'étage n et m.

η_{isp} : rendement isentropique de la pompe .

η_{carnot} : rendement du cycle de Carnot.

η_{ex} : Rendement exergétique de la turbine.

η_{int} : Rendement interne du cycle.

η_{aux} : Rendement des auxiliaires.

η_m : Rendement mécanique.

η_{elec} : Rendement électrique.

η_{ic} : rendement interne de la chaudière.

NUT : Nombre d'unité de transfert.

P : pression en bar absolue.

P_0 : Pression de l'état de référence utilisé pour l'exergie en bar.

P_{BA} : Puissance Borne-Alternateur en MW.

P_{BU} : Puissance Borne-Usine en MW.

P_{cs} : Le pouvoir calorifique supérieur du combustible en kcal/kWh.

$\dot{Q}_{éch}$: Flux de chaleur échangé avec l'extérieure en kW.

\dot{Q}_f : Taux de chaleur évacuée par l'eau de mer en kW.

\dot{Q}_c : Taux de chaleur reçu par l'eau dans la chaudière en kW.

\dot{Q}_{comb} : Taux de chaleur du combustible en kW.

$|W|_{rs}$: Puissance isentropique reçu en kW.

$|W|_r$: Puissance reçue par le système en kW.

$|W|_p$: Puissance produite par le système en kW.

$|W|_{p,t}$: Puissance totale produite dans les turbines en kW.

s : Entropie spécifique du fluide en kJ/(kg.K)

$S_{r,p}$: Entropie spécifique du réactif r et du produit p respectivement.

T : Température en °C.

T_0 : Température de référence pour l'exergie en °C.

$T_{f,c}$: Température de la source froide et la source chaude du cycle de Carnot respectivement.

T_{mp} : Température moyenne pondérée des fluides chauds à l'entrée du condenseur en °C.

v : Volume spécifique du fluide en m³/kg.

ψ_{ch} : Exergie chimique.

ψ : Exergie physique du fluide en kJ.

$\psi_{i,e}$: Exergie physique du fluide i à l'entrée et e à la sortie respectivement en kW..

$\dot{\psi}_p$: Exergie perdue par le système vers le milieu extérieur.

$\dot{\psi}^d$: Exergie détruite.

$\dot{\psi}_{BP}^d$: Exergie détruite dans le réchauffeur BP en kW.

$\dot{\psi}_{HP}^d$: Exergie détruite dans le réchauffeur HP en kW.

$\dot{\psi}_{Comb}^d$: Exergie du combustible en kW.

$\dot{\psi}_{PA}^d$: Exergie détruite dans les pompes alimentaires en kW.

$\dot{\Psi}_Q$: exergie de la chaleur échangée en kW.

$\dot{\Psi}_{BA}^d$: Exergie détruite dans la bache alimentaire en kW.

$\dot{\Psi}_{poste\ d'eau}^d$: Exergie détruite dans tout le poste d'eau en kW.

$\dot{\psi}_t^d$: Destruction d'exergie totale dans les turbines en kW.

$\dot{\psi}_c^d$: Taux de destruction d'exergie dans le condenseur en kW.

Nomenclature des positions d'organes

- 1: Entrée (vapeur) de la turbine HP.
- 2: Sortie (vapeur) de la turbine HP.
- 3: Entrée (vapeur) turbine MP.
- 4: Entrée (vapeur) turbine BP.
- 5: Entrée (vapeur) condenseur.
- 6: Sortie (condensat principal) condenseur.
- 7_I:Entrée (condensat principal) au réchauffeur BPI.
- 7_{II}:Entrée (condensat principal) au réchauffeur BPII.
- 7_{III}:Entrée (condensat principal) au réchauffeur BPIII.
- 7_{IV}:Entrée (condensat principal) à la bêche alimentaire.
- 8: Sortie (condensat principal) de la bêche alimentaire.
- 7_V:Entrée (condensat principal) au réchauffeur HPV
- 7_{VI}:Entrée (condensat principal) au réchauffeur HPVI.
- 7_{VII}:Entrée (condensat principal) au réchauffeur BPVI.
- 9₀:Entrée (condensat secondaire) au condenseur.
- 9_I:Sortie (condensat secondaire) du réchauffeur BPI.
- 9_{II}:Sortie (condensat secondaire) du réchauffeur BPII.
- 9_{III}:Sortie (condensat secondaire) du réchauffeur BPIII.
- 9_V:Sortie (condensat secondaire) du réchauffeur HPV.
- 9_{VI}:Sortie (condensat secondaire) du réchauffeur HPVI.
- 10: Entrée (condensat principal) chaudière
- I: Soutirage 1.
- II: Soutirage 2.
- III :Soutirage 3.
- IV :Soutirage 4.
- V: Soutirage 5.

VI: Soutirage 6.

BPI: Réchauffeur BPI

BPII: Réchauffeur BPII

BPIII: Réchauffeur BPIII

HPV: Réchauffeur HPV

HPVI: Réchauffeur HPVI

i: Indice d'entrée.

e: Indice de sortie.

E: Entrée eau de mer au condenseur.

S:Sortie eau de mer du condenseur.

PA: pompe alimentaire

Introduction au problème :

La centrale de Ras-Djinet, en activité depuis 1986, dispose d'une capacité de production totale design de 672 MW. Aujourd'hui, cette capacité n'est que de 568 MW. Il est important de conserver un rendement optimal pour subvenir aux besoins des consommateurs tout en économisant du combustible et réduisant les émissions de polluants chimiques et thermiques dans le milieu ambiant. La conservation d'un bon rendement passe par une gestion rigoureuse de la maintenance et une exploitation rationnelle des équipements de la centrale, afin de prolonger leur durée de fonctionnement à un haut niveau de performance.

Le rendement actuel de la centrale est proche de 33,6%, alors qu'il affichait une valeur de près de 41% au cours des premières années qui ont suivi la mise en route de la centrale. La puissance maximale qui pouvait être produite culminait à 176 MW aux bornes alternateur pour chacune des quatre tranches, alors qu'aujourd'hui, aucun groupe ne peut dépasser les 150 MW.

L'été venu, lorsque la consommation bat son plein, les performances des groupes se dégradent davantage, leur puissance ne pouvant dépasser 130 MW. Il est indéniable qu'une corrélation existe entre ces baisses de performances, qui sont exacerbées en été, et les conditions climatiques, mais ce serait une erreur d'imputer aux seules conditions climatiques la responsabilité de cette dégradation. Une centrale thermique est un complexe industriel qui doit être réglé comme une horloge, dont la santé de chaque élément est indispensable pour la bonne marche de l'ensemble, de celui qui, de prime abord pourrait nous sembler insignifiant à celui pour lequel nous sommes disposés à attacher la plus haute importance. Cela fait une trentaine d'années que la centrale électrique de Ras-Djinet est en fonctionnement. Nombreux sont les équipements dont les performances se sont dégradées avec le temps et n'arrivent plus aujourd'hui à remplir pleinement leur rôle. Ceux de ces équipements qui sont directement au contact de l'eau de mer, subissent quotidiennement, pour certains depuis près de trente ans, la corrosion sévère de cette dernière. Partout où l'eau de mer circule, la rugosité a dû atteindre des proportions très importantes, occasionnant des pertes de charge qui augmentent l'autoconsommation de l'énergie au sein de la centrale. Des ventilateurs qui ne marchent plus, des pompes dont le rendement pourrait avoir baissé de plus de la moitié...

La présente étude est une enquête sur les causes de cette baisse de puissance et de rendement. Nous allons étudier en détail toutes les parties du groupe 1 et évaluer les pertes dans chacune de ces parties de connaître les endroits où il faut éventuellement investir pour améliorer les performances du système, spécialement en été.

Après une brève présentation de la centrale thermique de Ras-Djinet au chapitre I, le chapitre II sera consacré aux rappels des différents bilans et équations thermodynamiques qui nous serviront d'outils d'analyse. Ces équations seront appliquées dans le chapitre III au poste d'eau sans inclure le condenseur ; dans le chapitre IV au "poste turbine" et dans le chapitre V au condenseur.

Le choix de commencer par le poste d'eau est conditionné par le calcul des débits des soutirages, sans lesquels il n'est pas possible de calculer la puissance produite par les turbines ; le condenseur fait l'objet d'un chapitre à part en raison de son rôle déterminant pour le rendement et de sa sensibilité aux conditions ambiantes. Dans le dernier chapitre (chapitre VI), une analyse des résultats obtenus par l'application des bilans dans les chapitres de III à V, nous permettra de tirer certaines conclusions, de faire des comparaisons avec le niveau de performance garanti par le constructeur et de faire des propositions susceptibles d'améliorer le niveau de performance actuel.

CHAPITRE I : Présentation de l'entreprise

I.1 Le Groupe Sonelgaz :

1.1 Présentation générale du groupe :

Le Groupe Sonelgaz (Société algérienne de l'électricité et du gaz) est l'opérateur national du domaine de la fourniture des énergies électriques et gazières en Algérie. Le taux de couverture en électricité du pays est près de 99 % et le taux de pénétration du gaz naturel est à 55%.

La société Sonelgaz spa possède 41 filiales et 7 sociétés en participation. La répartition du parc de production de Sonelgaz spa[14] est représentée par la figure suivante qui montre la répartition de la production suivant différents types de centrales.

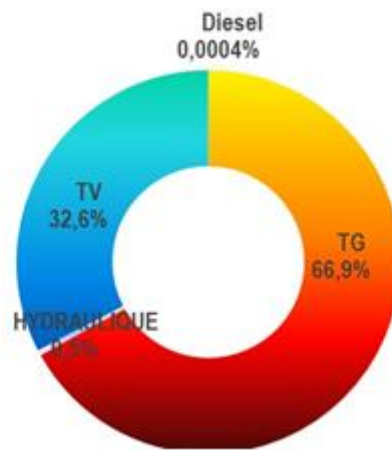


Figure I.1: Répartition de la capacité de production de l'électricité par type de centrale en 2015

Les Filiales de l'industrie énergétique sont :

1. Société algérienne de production de l'électricité (SPE)
2. Shariket Kahraba oua Takat Moutadjadida (SKTM)
3. Société algérienne de gestion du réseau de transport de l'électricité (GRTE)
4. Société algérienne de gestion du réseau de transport du gaz (GRTG)
5. Opérateur système électrique (OS)
6. Compagnie d'engineering de l'électricité et du gaz (CEEG)
7. Société de distribution de l'électricité et du gaz d'Alger (SDA)
8. Société de distribution de l'électricité et du gaz du Centre (SDC)
9. Société de distribution de l'électricité et du gaz de l'Est (SDE)

10. Société de distribution de l'électricité et du gaz de l'Ouest (SDO)

11. Sharikat Kahraba Skikda (SKS)

1.2 Société Algérienne de Production de l'Electricité (S .P. E) :

C'est la filiale responsable de la production de l'électricité. Elle dispose d'un parc de 8400 MW, comportant trois pôles de production, elle est présente partout dans le pays.

I.1.2.1 Organisation de SPE :

La société SPE comporte [13] :

- Un niveau Central : chargé de la politique générale d'investissement, de la maintenance, de l'exploitation, de la commercialisation et du développement de la Ressource Humaine. Il coordonne les activités des Pôles de production.
- Trois Pôles de production : Turbines Vapeur/Turbines Gaz (TV/TG) répartis à travers le territoire national, disposant de leur propre patrimoine et dotés d'une large autonomie de gestion.

1.3 Programme de développement de la production de l'électricité :

La capacité de production additionnelle nationale prévue sur la période 2015-2025 est de 27 800 MW (tous réseaux confondus) dont 15 385 MW décidés.

I.2 La centrale de Ras-Djinet :

2.1 Localisation :

La centrale de production d'électricité est située à Ras-Djinet, commune de la wilaya de Boumerdès située dans la daïra de Bordj Ménaiel (à l'est d'Alger à une longitude de 3.75° Est et une latitude de 36.85° Nord).



Figure I.2: Localisation de Ras-Djinet

La figure I.2 ci-dessus est une carte de la wilaya de Boumerdès indiquant les différentes communes dont Ras-Djinet.

La centrale électrique est située en bord de mer. Le climat de la région est très humide, chaud en été et pas très froid en hiver. La figure ci-dessous montre une image du site de la centrale.



Figure I.3: Localisation de la centrale électrique de Ras-Djinet

Cette unité de production d'électricité dont la disposition est illustrée dans la figure I.4 utilise un cycle de turbine à vapeur. Elle est constituée de 4 tranches identiques. Le constructeur a prévu que chacune de ces tranches produise 176 MW dont 8 MW seront destinés à la consommation de ses propres auxiliaires (pompes, ventilateurs ...etc.), tandis que les 168 MW qui restent seront envoyés dans le réseau.



Figure I.4: Disposition de la centrale (I.5)

2.2 Réseau électrique de la centrale :

La production se fait à : 15,5 kV et 50 Hz

Chaque tranche est dotée d'un transformateur élévateur qui porte la tension à 235 kV.

Le schéma électrique de la page suivante montre les différents transformateurs et postes de départ de la centrale.

Une partie de la production électrique de chaque tranche de la centrale est destinée à l'alimentation des auxiliaires comme nous l'avions mentionné plus haut. Elle représente près de 5 à 10% de la production totale.

Les réseaux des groupes sont interconnectés de sorte qu'une tranche peut alimenter les auxiliaires d'une autre. Ce réseau peut aussi être alimenté de l'extérieur de l'usine avec une tension de 63 kV venant du poste de distribution dans la commune de Si Mustapha.

Les équipements de la centrale sont alimentés sous différentes tensions, c'est la raison pour laquelle il y a plusieurs transformateurs.

Il existe des équipements qui fonctionnent avec le courant continu comme par exemple, ceux de la régulation. Pour transformer le courant alternatif en courant continu, on utilise des redresseurs et pour le reconvertir en courant alternatif, on utilise des onduleurs.

Chaque deux groupes adjacents, (1 et 2) et (3 et 4), sont gérés par une salle de commande où sont observés les paramètres de température, de pression et de débit, de degré d'ouverture des vannes, de tension, d'intensité du courant et de puissance, ainsi que certains paramètres chimiques.

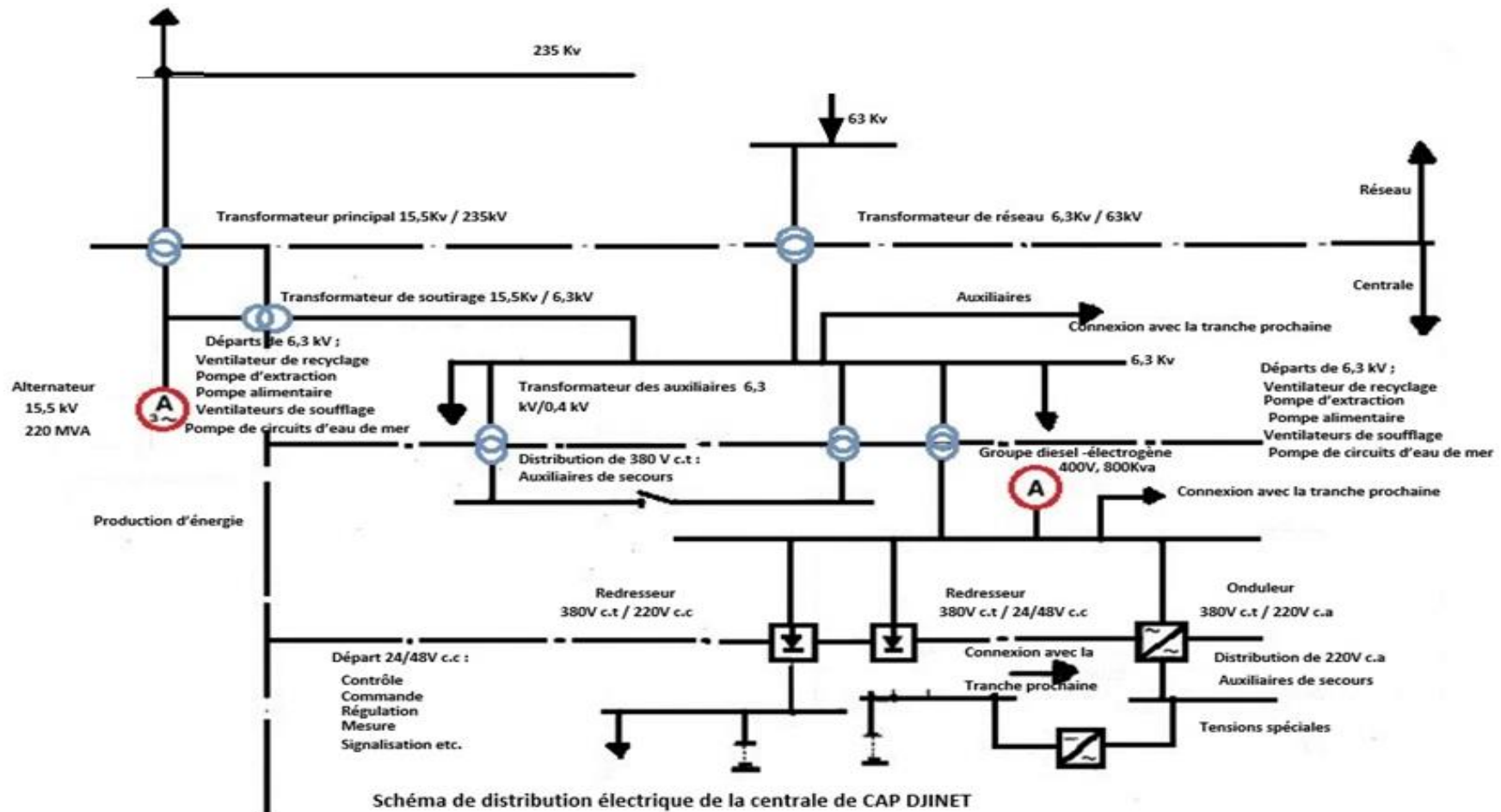


Figure I.5: Schéma de distribution électrique de la centrale de Ras-Djinet

2.3 Description du cycle de la centrale :

La centrale à vapeur suit le cycle de Rankine-Hirn, elle se compose principalement de trois postes : le poste turbine, le poste d'eau (condenseur inclus) et la chaudière.

Elle contient aussi d'autres auxiliaires nécessaires pour son fonctionnement, nous pouvons citer : les galeries de l'eau de mer, les pompes circulatrices, la station de dessalement, la station de déminéralisation, les réfrigérants NORIA avec leur circuit, les dispositifs de graissage (pompes, caisses à huile...etc.), les éjecteurs et pompes à vide, la station de compression d'air, le poste de détente du gaz, les pompes des diesel de secours, les bacs de stockage de fuel et le canal de rejet. Le schéma de la figure I.6 ci-après montre le circuit principale eau-vapeur ainsi que celui des gaz de combustions.

L'eau de mer est dessalée, déminéralisée, puis stockée dans des bacs d'où elle alimente les bâches tampons. Elle servira d'appoint en intégrant le circuit principal au niveau du condenseur. Aspirée par les pompes d'extraction à partir du condenseur, le condensat principal passera par les différents réchauffeurs BP du poste d'eau avant d'aboutir à la bêche alimentaire. A partir de la, elle sera portée à haute pression par les pompes alimentaires qui l'envoient à travers les réchauffeurs HP dans la chaudière.

Dans la chaudière, elle passera d'abord par l'économiseur qui se trouve en fin de parcours des fumées. Ensuite, elle passera au ballon-chaudière pour être envoyée dans les écrans vaporisateurs en face et à côté des 8 bruleurs. Elle repasse dans le ballon où la phase vapeur sera séparée de la phase liquide. La vapeur passe dans les surchauffeurs, d'où elle quitte la chaudière pour attaquer le corps HP. Après avoir quitté ce dernier, elle repasse par les resurchauffeurs qui se trouvent dans la chaudière où elle remonte en température avant de revenir à la turbine pour s'attaquer au corps MP, elle passe ensuite directement au corps BP. Pendant son trajet à travers les turbines, elle sera détendue en transmettant son énergie à la turbine qui en tournant entraîne l'alternateur qui transforme cette énergie mécanique en électricité. Les turbines sont parcourues de soutirages servant de sources chaudes aux différents réchauffeurs du poste d'eau. La chaudière est alimentée, via un gazoduc à 6 bars, en gaz naturel provenant de Hassi-Rmel.

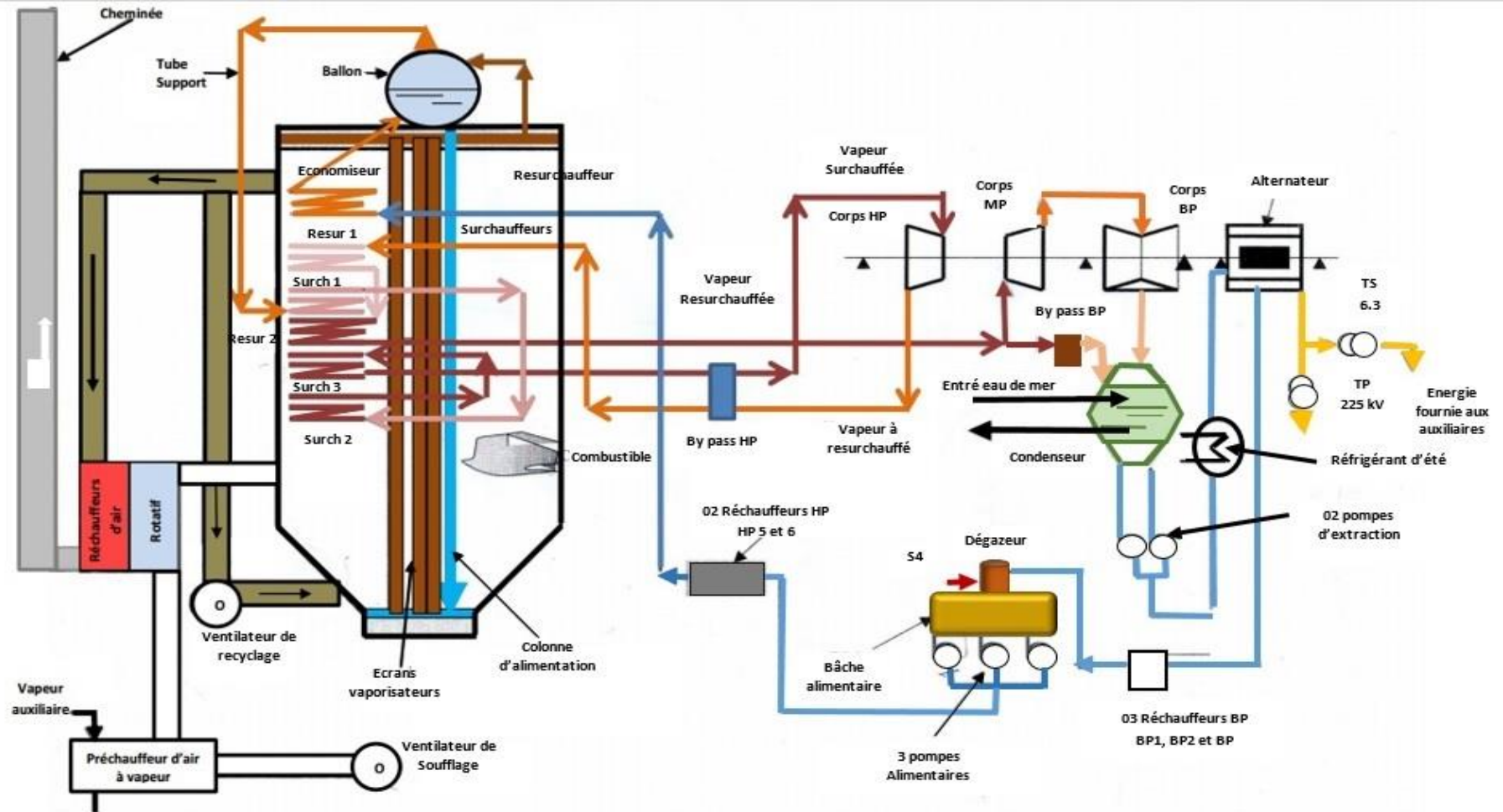


Figure I.6: Schéma synoptique de la centrale de Ras-Djinet

Chapitre II : Rappels sur la thermodynamique des volumes de contrôles et hypothèses d'analyse

II.1 Introduction :

Pour une analyse concrète des phénomènes qui se passent dans la centrale et pour situer les endroits susceptibles d'engendrer une baisse de performance, l'approche thermodynamique est basée sur les bilans d'énergie et d'exergie, qui seront appliqués à différents systèmes de la centrale. Le but de ce chapitre est de rappeler les notions et les outils de la thermodynamique, nécessaires pour accomplir cette analyse ainsi que les hypothèses faites et la manière dont nous avons appliqué ces bilans sur les systèmes étudiés.

Nous avons analysé séparément pratiquement chaque composant du circuit principal. Tous ces composants sont des systèmes ouverts qui seront donc modélisé en volume de contrôle.

Nous nous sommes intéressés à un seul régime de fonctionnement de la tranche 10 (première tranche) avec des paramètres opératoires qui évoluent très peu pendant le fonctionnement, ce qui justifie l'hypothèse de la permanence de ce régime dans l'écriture des bilans.

Dans toutes les situations qui seront analysées, les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.

Pour réduire au maximum les pertes de chaleur vers le milieu ambiant, tous les équipements sont calorifugés. Dans nos bilans, nous allons donc considérer que tous les processus étudiés sont adiabatiques.

Ces hypothèses nous permettront de simplifier les équations des bilans énergétiques et exergitiques.

II.2 Analyse énergétique :

Dans l'analyse énergétique, Il s'agit d'appliquer le premier principe de la thermodynamique à chaque volume de contrôle représentant un des systèmes considéré en le simplifiant par application des hypothèses précédentes.

Le Premier principe de la thermodynamique appliqué à un volume de contrôle donne :

$$Q_{éch} + \sum \dot{M}_i (h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + gZ_i) + |W|_r = \sum \dot{M}_e (h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e) + |W|_p + \frac{d(U + E_c + E_p)}{dt} \quad (2.1)$$

Avec :

$Q_{éch}$: Chaleur Echangée avec l'exterieur

$\dot{M}_{i,e}$: Débit massique du fluide à l'entrée (i) et à la sortie (e) respectivement

$h_{i,e}$: Enthalpie spécifique du fluide à l'entrée (i) et à la sortie (e) respectivement

$V_{i,e}$: Vitesse du fluide à l'entrée (i) et à la sortie (e) respectivement

$Z_{i,e}$: Hauteur du fluide à l'entrée (i) et à la sortie (e) respectivement

g : Accélération de la pesaunteur

$|W|_r$: Puissance reçue par le système

$|W|_p$: Puissance produite par le système

U : Energie interne du système

E_c : Energie cinétique du système

E_p : Energie potentielle du système

Le régime étant permanent par hypothèse, on a:

$$\frac{d(U + E_c + E_p)}{dt} = 0$$

Et les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle étant négligeables, on peut poser :

$$\sum \dot{M}_i (\frac{1}{2} V_i^2 + gZ_i) = \sum \dot{M}_e (\frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e)$$

Les systèmes étant analysés sous l'hypothèse de l'adiabacité, on a encore:

$$\dot{Q}_{éch} = 0$$

Toutes ces considérations résumeraiient l'équation du bilan en :

$$\sum \dot{M}_i(h_i) + |W|_r = \sum \dot{M}_e(h_e) + |W|_p \quad (2.2)$$

II.2.1 Bilan d'énergie pour un échangeur :

Appliquons ce bilan pour un échangeur de chaleur. Comme dans ce cas, il n'y a ni puissance produite, ni puissance reçue, l'équation (2.2) se réduit à :

$$\sum \dot{M}_i(h_i) = \sum \dot{M}_e(h_e) \quad (2.3)$$

II.2.2 Bilan d'énergie pour une turbine :

Dans le cas d'une turbine, comme il n'y a pas de puissance reçue, l'équation (2.2) conduit à :

$$\sum \dot{M}_i(h_i) = \sum \dot{M}_e(h_e) + |W|_p \quad (2.4)$$

II.2.3 Bilan d'énergie pour une pompe :

Dans le cas d'une pompe, comme il n'y a pas de puissance produite, l'équation (2.2) conduit à :

$$|W|_r + \sum \dot{M}_i(h_i) = \sum \dot{M}_e(h_e) \quad (2.5)$$

II.2.4 Rendements isentropique :

II.2.4.1 Rendement isentropique de la turbine :

Le rendement isentropique d'une turbine est défini comme étant le rapport entre la chute d'enthalpie (qui représente dans un régime adiabatique le travail spécifique de la turbine) et la chute d'enthalpie qui serait obtenue si la détente était isentropique.

$$\eta_{is} = \frac{h_i - h_e}{h_i - h_{es}} \quad (2.6)$$

Avec :

h_i : Enthalpie à l'entrée de la turbine

h_e : Enthalpie à la sortie de la turbine

h_{es} : Enthalpie à la sortie après une détente isentropique.

On peut également définir le rendement isentropique pour une partie quelconque de la turbine entre deux sections n et m :

$$\eta_{is,n-m} = \frac{h_n - h_m}{h_n - h_{ms}} \quad (2.7)$$

II.2.4.2 Le rendement isentropique pour une pompe :

Dans le cas d'une pompe, le rendement isentropique est défini comme le rapport de la puissance d'une compression isentropique $|W|_{rs}$ sur celui de la compression actuelle $|W|_r$:

$$\eta_{isp} = \frac{|W|_{rs}}{|W|_r} \quad (2.8)$$

II.3 Analyse exergetique :

Nous allons dans cette partie définir l'exergie et expliquer son importance dans l'étude, avant de présenter le bilan d'exergie.

II.3.1 Définition de l'exergie :

L'exergie est la partie utilisable de l'énergie, c'est le maximum de travail qu'on peut extraire d'une énergie. Cette grandeur permet donc d'analyser la qualité de l'énergie. Pour faire un calcul exergetique, il faut considérer un milieu ambiant sans gradient de température ou de pression, sans différence de potentiel chimique, ni d'exergie cinétique ou potentielle, c'est à dire qu'on doit considérer qu'il est impossible d'extraire du milieu ambiant un quelconque travail étant donnée sa stabilité. Dans la présente étude, le milieu ambiant considéré est l'air atmosphérique ayant dans les conditions de température T_0 prise égale à 25 °C, et de pression P_0 égale à 1 atm et avec une composition chimique constante. Les bilans d'exergie nous permettront de calculer les taux de destruction d'exergie dans chaque système étudié et d'en déduire par conséquent les systèmes à améliorer.

Chaque forme d'énergie a une forme d'exergie qui lui est associée :

L'énergie cinétique, l'énergie potentielle et le travail sont égaux à leurs exergies respectives étant donné que les énergies mécaniques sont complètement transformables en travail.

II.3.2 L'exergie chimique :

L'exergie d'une réaction chimique est donnée par l'expression suivante :

$$\psi_{ch} = \sum (h_r - T_0 s_r)_{\text{réactif}} - \sum (h_p - T_0 s_p)_{\text{produit}} \quad (2.9)$$

$h_{r,p}$: Enthalpie spécifique du réactif r et du produit p respectivement

$s_{r,p}$: Entropie spécifique du réactif r et du produit p respectivement

Avec :

T_0 : Température ambiante de l'état de référence.

L'exergie physique que transporte un fluide en écoulement est :

$$\psi = h - T_0 s \quad (2.10)$$

L'exergie d'un système est donnée par l'expression :

$$\psi = U + P_0 v - T_0 S - \sum \mu_i N_i$$

μ_i : Potentiel chimique du composant i

N_i : Nombre de mole du composant i

Pour une composition chimique fixe :

$$\psi = U + P_0 v - T_0 S$$

L'exergie qu'on peut tirer d'une chaleur échangée est obtenu en appliquant un cycle de Carnot entre la source de cette chaleur est le milieu ambiant, elle sera donc donnée par :

$$\dot{\Psi}_Q = \dot{Q}_{éch} (\eta_{carnot})$$

C'est à dire :

$$\dot{\Psi}_Q = \dot{Q}_{éch} \left(1 - \frac{T_f}{T_c}\right)$$

Avec :

$\dot{\Psi}_Q$: Exergie de la chaleur

η_{carnot} : Le rendement de Carnot

$T_{f,c}$: Température de la source froide et de la source chaude du cycle de Carnot respectivement

Deux cas de figure peuvent se présenter :

- 1) La température T_s de la source est supérieure à la température de référence T_0 . Dans ce cas $T_c = T_s$ et $T_f = T_0$
- 2) La température T_s de la source est inférieure à la température de référence T_0 . Dans ce cas $T_c = T_0$ et $T_f = T_s$.

L'exergie, contrairement à l'énergie n'est pas conservée à chaque fois qu'il y a un processus, elle se dégrade, une partie est perdue vers l'environnement et une autre est détruite, le bilan d'exergie s'écrit alors de la façon suivante pour un système ouvert, sans variation d'énergie cinétique ni potentielle et dans un régime permanent :

$$|W|_r + \sum \dot{M}_i \psi_i = |W|_p + \sum \dot{M}_e \psi_e + \dot{\psi}_p + \dot{\psi}^d \quad (2.11)$$

Avec :

$\psi_{i,e}$: Exergie physique du fluide i à l'entrée et e à la sortie respectivement

$\dot{\psi}_p$: Exergie perdue par le système vers le milieu extérieur

$\dot{\psi}^d$: Exergie détruite

Etant donné que dans toute l'étude les systèmes sont supposés adiabatiques, il n'y aura par conséquent pas de perte d'exergie sous forme de chaleur vers l'environnement ce qui implique :

$$\dot{\psi}_p = 0$$

L'équation (2.11) prendra la forme suivante :

$$|W|_r + \sum \dot{M}_i \psi_i = |W|_p + \sum \dot{M}_e \psi_e + \dot{\psi}^d \quad (2.12)$$

II.3.3 Bilan d'exergie pour un échangeur :

En remarquant, comme pour le cas du bilan d'énergie, que dans le cas d'un échangeur de chaleur. Il n'y a ni puissance produite, ni puissance reçue, nous pouvons mettre le bilan d'exergie sous la forme :

$$\sum \dot{M}_i \psi_i = \sum \dot{M}_e \psi_e + \dot{\psi}^d$$

Ou encore :

$$\dot{\psi}^d = \sum \dot{M}_i \psi_i - \sum \dot{M}_e \psi_e \quad (2.13)$$

II.3.4 Bilan d'exergie pour une turbine :

Dans le cas d'une turbine, sachant qu'il n'y a pas de puissance reçue, l'expression (2.12) se met sous la forme :

$$\dot{\psi}^d = \sum \dot{M}_i \psi_i - \sum \dot{M}_e \psi_e - |W|_P \quad (2.14)$$

II.3.5 Bilan d'exergie pour une pompe

Dans le cas d'une pompe il n'y a pas de puissance produite, par conséquent le bilan d'exergie donne :

$$\dot{\psi}^d = |W|_r + \sum \dot{M}_i \psi_i - \sum \dot{M}_e \psi_e \quad (2.15)$$

II.3.6 Le rendement exergetique :

II.3.6.1 Le rendement exergetique d'une turbine :

Le rendement exergetique est défini comme le rapport entre la puissance produite et la décroissance d'exergie à travers la turbine :

$$\eta_{ex} = \frac{|W|_p}{\sum \dot{M}_i \psi_i - \sum \dot{M}_e \psi_e} \quad (2.16)$$

II.3.6.2 Le rendement exergetique pour une pompe :

Cela représente l'augmentation réelle de l'exergie du fluide sur l'augmentation qui aurait pu être s'il n'y avait pas de destruction d'exergie, c'est à dire la transformation de toute la puissance reçue en exergie pour le fluide.

$$\eta_{ex} = \frac{\sum \dot{M}_e \psi_e - \sum \dot{M}_i \psi_i}{|W|_r} \quad (2.17)$$

**Chapitre III : Bilan
d'énergie et bilan d'exergie
du post d'eau**

III.1 Introduction :

Le poste d'eau comprend en principe tous les équipements qui interviennent dans le cycle thermodynamique et qui sont traversés par l'eau du procédé entre la sortie des turbines et l'entrée de la chaudière. Il y aura donc principalement le condenseur, le poste de réchauffage basse pression qui va jusqu'à la bêche alimentaire et le poste de réchauffage haute pression qui relie cette dernière à la chaudière. On relève trois niveaux de pression dans ce poste : tout d'abord, il y'a celui de l'eau recueillie au niveau du condenseur à la pression de condensation. Ensuite, il y a celui assuré par les pompes d'extraction dans le circuit basse pression et enfin celui garanti par les pompes alimentaires dans le circuit haute pression.

Dans ce chapitre, nous allons aborder les différents composants du poste d'eau à l'exception du condenseur qui fera l'objet d'une étude plus détaillée dans le chapitre V.

Etant donné que les mesures qu'il est possible d'obtenir au niveau de la centrale ne sont pas suffisantes pour effectuer les bilans d'énergie, nous avons été amenés à adopter certaines hypothèses conformément aux règles recommandées par les praticiens. Au niveau de la centrale, les mesures utilisables sont disponibles sur les fiches de contrôle systématique. Nous avons pu compter sur les valeurs concernant les paramètres suivants :

- Les pressions et températures de tous les soutirages.
- Les pressions aux refoulements des pompes d'extraction et des pompes alimentaires.
- Le débit d'eau dans le circuit BP.
- Les températures à l'entrée et à la sortie du poste d'eau.
- La pression de l'eau alimentaire à la sortie du dernier réchauffeur.

Ces mesures sont portées au tableau (III.1) [12] ci-après :

Tableau III.1: Mesures prises à la centrale

	RBP I	RBP II	RBP III	Bâche alimentaire	RHP V	RHP VI	Unités
Pression vapeur de soutirage	0.122	0.5	1.6	5.36	14.5	33	bar
Température vapeur de soutirage	59	120	195	288	420	338	°C
Pression de refoulement pompe d'extraction						18	bar
Pression de refoulement pompe alimentaire						178	bar
Pression de l'eau alimentaire après réchauffeur HP6						172	bar
Température entrée poste d'eau						51.5	°C
Température après la pompe alimentaire						165	°C
Température sortie poste d'eau						235	°C
Débit condensat principale						400	t/h

Le rôle des réchauffeurs BP et HP consiste à diminuer la charge sur la chaudière en ramenant l'eau à une température assez élevée, cela permettra une économie d'énergie appréciable. Ces soutirages servant au réchauffage d'eau, permettent aussi de soulager les turbines, où la vapeur en se détendant gagne en volume.

L'eau d'extraction provenant du condenseur, passe par les réfrigérants d'été si sa température dépasse les 35°C, va au réfrigérant du gaz H₂ utilisé pour le refroidissement de l'alternateur. Elle y gagne à peu près 4,5° à 7,5°C. Etant donné le grand débit d'eau d'extraction que nous avons et la température assez élevée à la sortie du condenseur, il serait judicieux de considérer que notre condensat principal gagne environs 3°C seulement.

Ensuite, ce condensat principal passe par le condenseur de buées (qui sert à condenser la vapeur de fuite utilisée pour l'étanchéité de la turbine). La vapeur condensée est dirigée vers le condenseur, tandis que le condensat principale ayant gagné 0,5°C continue vers les chambres des éjecteurs de service où il gagne encore 0,5°C. Il finit par parcourir le réfrigérant de condensat secondaire où sa température, monte de 0,5°C avant d'attaquer le premier réchauffeur BPI. Ce dernier est alimenté en vapeur soutirée qui, en se

condensant et se mélangeant au condensat des autres réchauffeurs BP, forme le condensat secondaire du poste BP (qui sera envoyé au réfrigérant de condensat puis au condenseur).

L'eau continue vers le deuxième réchauffeur BPII où elle sera réchauffée par une vapeur soutirée du corps BP avec une plus grande pression et une plus grande température. Cette vapeur se condense et se mélange au condensat du dernier réchauffeur avant d'être envoyée au réchauffeur BPI. Finalement, le condensat principal est envoyé au réchauffeur BPIII où il sera réchauffé par une vapeur soutirée du corps BP à une pression et température plus grandes que celles du précédent soutirage, cette vapeur se condense puis part vers le réchauffeur BPII.

L'eau, après avoir parcouru le circuit BP, entre dans la bêche alimentaire qui sert comme réservoir pour les pompes alimentaires, cette bêche est chauffée par le quatrième soutirage prenant source de la sortie du corps MP des turbines, elle reçoit aussi le condensat secondaire du circuit HP.

L'eau est aspirée par deux pompes alimentaires, elle est refoulée à très haute pression, elle continue par parcourir le réchauffeur HPV puis le réchauffeur HPVI.

Le réchauffeur HPVI est alimenté en vapeur soutirée à la sortie du corps HP, cette dernière se condense et sera envoyée vers le réchauffeur HPV.

Le réchauffeur HPV est alimenté en vapeur provenant d'un soutirage du corps MP. Cette vapeur, en se condensant et se mélangeant au condensat provenant du réchauffeur HPV, forme le condensat secondaire du circuit HP qui sera envoyé à la bêche alimentaire. A la sortie du réchauffeur HPVI l'eau est envoyée à la chaudière.

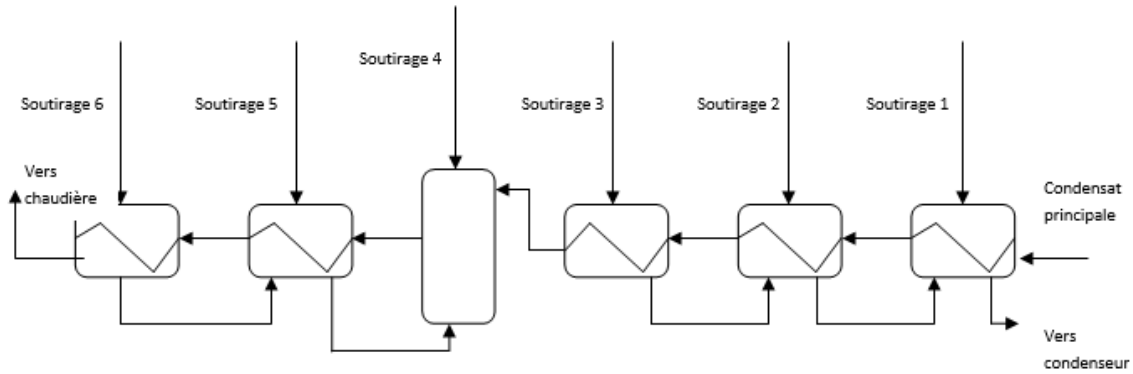


Figure III.1: Schéma générale du post d'eau

Les bilans d'énergie effectués pour chaque réchauffeur auront pour objectif de déterminer les débits de soutirages ($\dot{\alpha}_i$). Les hypothèses porteront sur l'estimation des températures de l'eau à la sortie des réchauffeurs et celles des condensats secondaires au niveau des réchauffeurs à surface. Hubrecht[2] suggère de prendre comme différence de température entre le condensat quittant un réchauffeur et l'eau qui entre dans ce même réchauffeur une valeur de 5°C à 8°C. Il recommande également de considérer que la température de l'eau à la sortie d'un réchauffeur est égale à la température de saturation correspondant à la pression de la vapeur soutirée pour ce réchauffeur. Ces considérations sont justifiées lorsque des désurchauffeurs sont associés aux réchauffeurs alimentés par de la vapeur surchauffée, ce qui n'est pas le cas de la centrale de Ras-Djinet. En examinant les données disponibles dans la documentation du constructeur, nous avons constaté que pour certains réchauffeurs, l'écart entre les températures du condensat secondaire et de l'eau, estimé entre 5° à 8° C par Hubrecht[2] prend des proportions plus importantes, et que la température de l'eau à la sortie des réchauffeurs est de 3°C à 5°C inférieure à la température de saturation de la vapeur de soutirage. Nous avons donc tenu compte de toutes ces observations pour estimer au cas par cas les températures manquantes de l'eau et des condensats secondaires.

III.2 Réchauffeurs BP :

Les réchauffeurs BP sont des échangeurs à surface de type "tubes et calandre" avec deux passes côtés tubes. Un schéma général de ces échangeurs est présenté à la figure III.2. [3] Le condensat principal circule à l'intérieur des tubes en "U" et entre et sort donc du même côté du réchauffeur, où les deux boîtes à eau d'entrée et de sortie sont

séparées au moyen d'une plaque métallique. Au fur et à mesure que la vapeur provenant du soutirage se condense sur la surface extérieure des tubes, le condensat secondaire se forme et s'accumule dans le pot à condensat, où il est mélangé au condensat secondaire provenant des réchauffeurs aval et qui arrive par le côté de l'échangeur opposé à celui qui abrite les boîtes à eau.

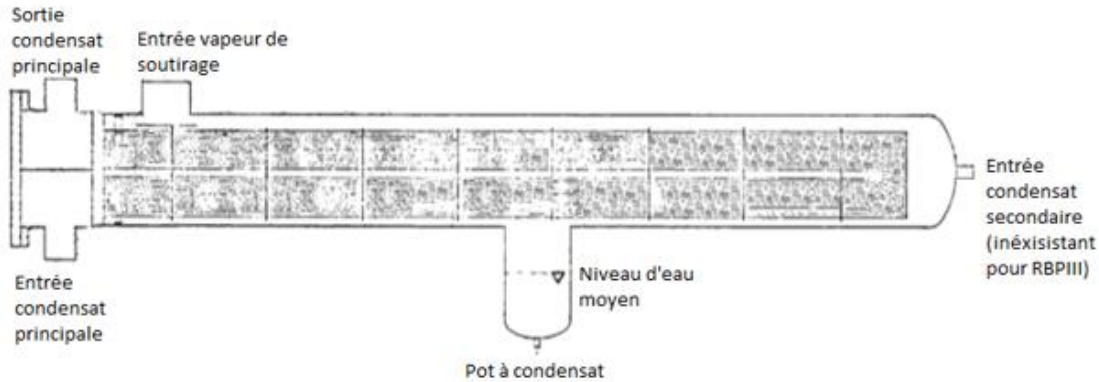


Figure III.2: Réchauffeur RBP

Le tableau III.2 ci-dessous [3] présente les dimensions des trois réchauffeurs BP

Tableau III.2: Caractéristique dimensionnelle des réchauffeurs BP

Réchauffeur	Volume coté tube (L)	Volume coté calandre (L)	Diamètre calandre (mm)	Surface de chauffe (m ²)	Longueur totale du réchauffeur (mm)
BPI	1400	9000	900	252	7400
BPII	1700	4900	900	372	10000
BPIII	1400	3600	900	287	8900

III.3 Réchauffeur BP I :

Le volume de contrôle de la figure III.3 représente le modèle à utiliser pour les bilans énergétiques et exergetiques du réchauffeur BPI. Nous y avons porté les propriétés thermodynamiques pertinentes pour l'établissement de ces bilans au niveau de toutes les entrées et sorties du volume de contrôle, ainsi que le débit du condensat principal. Les

valeurs de ces propriétés sont exprimées dans les unités correspondantes présentées sur la légende qui accompagne la figure. L'ordre de présentation des propriétés thermodynamiques ainsi que les unités demeurent les mêmes dans toute la suite de la présente étude.

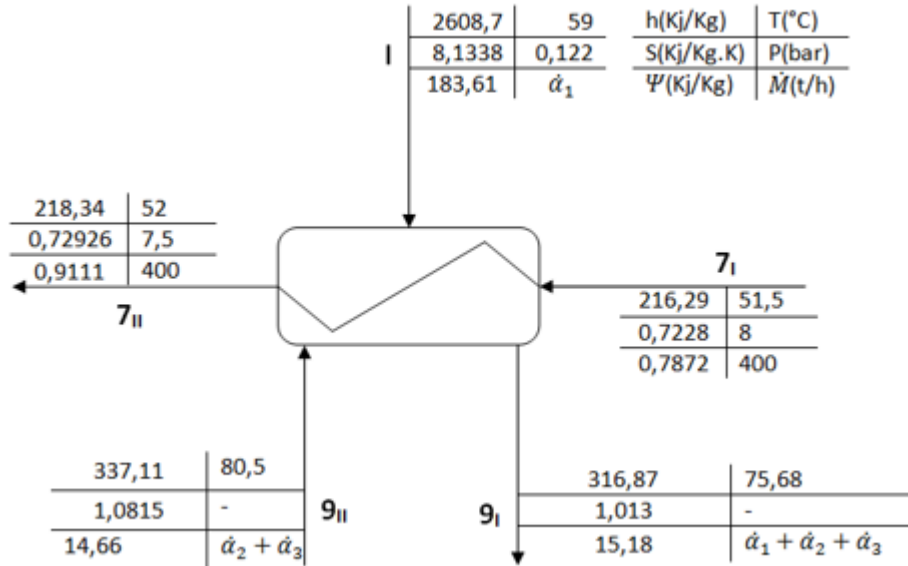


Figure III.3 : Volume de contrôle du réchauffeur BPI

III.3.1 Bilan d'énergie pour le réchauffeur BPI :

L'équation (2.3) s'applique pour tous les réchauffeurs. Dans le cas du réchauffeur BPI, nous avons trois entrées (7_I , I et 9_{II}) et deux sorties (7_{II} et 9_I), nous pouvons donc écrire :

$$\dot{M}_{7_I} h_{7_I} + \dot{\alpha}_1 h_I + (\dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3) h_{9_{II}} = \dot{M}_{7_{II}} h_{7_{II}} + (\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3) h_{9_I}$$

Avec : $\dot{M}_{7_I} = \dot{M}_{7_{II}} = \dot{M}_{ext}$: Débit d'extraction, l'équation ci-dessus

Devient :

$$(h_I - h_{9_I}) \dot{\alpha}_1 + (h_{9_{II}} - h_{9_I}) \dot{\alpha}_2 + (h_{9_{II}} - h_{9_I}) \dot{\alpha}_3 = \dot{M}_{ext} (h_{7_{II}} - h_{7_I}) \quad (3.1)$$

III.3.2 Bilan d'exergie pour le réchauffeur BPI :

L'équation (2.11) établie dans le chapitre II pour le bilan d'exergie qui s'applique aux réchauffeurs permet de déterminer le taux de destruction d'exergie dans le réchauffeur BPI comme suit :

$$\dot{\Psi}_{BPI}^d = [\dot{M}_{ext}\Psi_{7I} + \dot{\alpha}_1\Psi_I + (\dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3)\Psi_{9II}] - [\dot{M}_{7II}\Psi_{7II} + (\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3)\Psi_{9I}] \quad (3.2)$$

III.4 Réchauffeur BPII :

Le volume de contrôle utilisé pour les bilans du réchauffeur BPII est présenté à la figure III.4 ci-dessous :

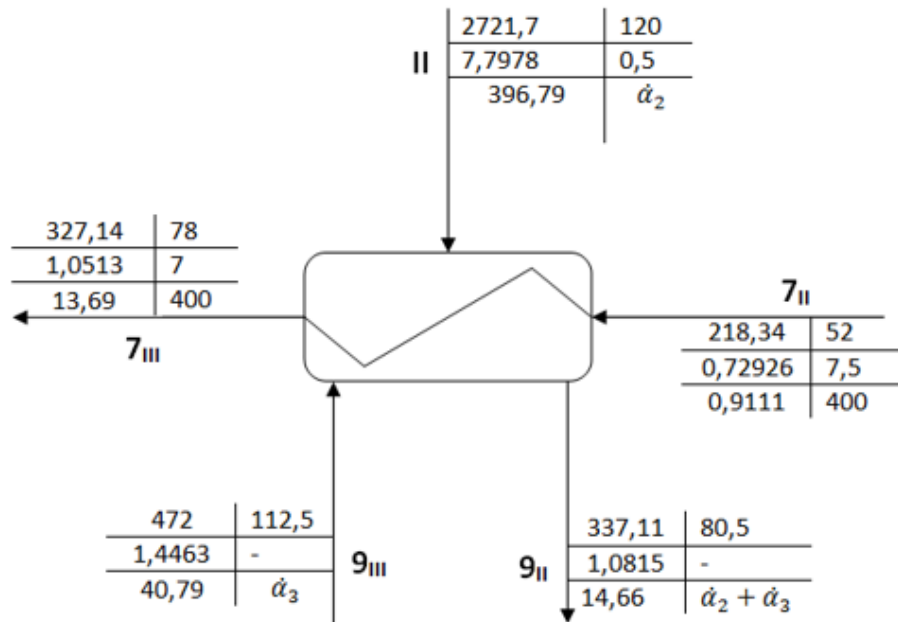


Figure III.4 : Volume de contrôle réchauffeur BPII

III.4.1 Bilan d'énergie du réchauffeur BPII :

L'équation générale (2.3) du bilan d'énergie pour un réchauffeur appliquée au réchauffeur BPII permet d'écrire :

$$\dot{M}_{7II}h_{7II} + \dot{\alpha}_2h_{II} + \dot{\alpha}_3h_{9III} = \dot{M}_{7III}h_{7III} + (\dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3)h_{9II}$$

Avec : $\dot{M}_{7II} = \dot{M}_{7III} = \dot{M}_{ext}$,

L'équation du bilan peut se mettre sous la forme :

$$(h_{II} - h_{9II})\dot{\alpha}_2 + (h_{9III} - h_{9II})\dot{\alpha}_3 = \dot{M}_{ext}(h_{7III} - h_{7II}) \quad (3.3)$$

III.4.2 Bilan d'exergie du réchauffeur BP II :

L'équation générale (2.11) du bilan d'exergie pour un réchauffeur, appliquée dans ce cas, donne le taux de destruction d'exergie :

$$\dot{\Psi}_{BP II}^d = [\dot{M}_{ext}\Psi_{7II} + \dot{\alpha}_2\Psi_{II} + \dot{\alpha}_3\Psi_{9III}] - [\dot{M}_{7III}\Psi_{7III} + (\dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3)\Psi_{9II}] \quad (3.4)$$

III.5 Réchauffeur BP III :

Pour ce réchauffeur, l'écriture des bilans va s'appuyer sur le modèle présenté à la figure III.5 ci-après :

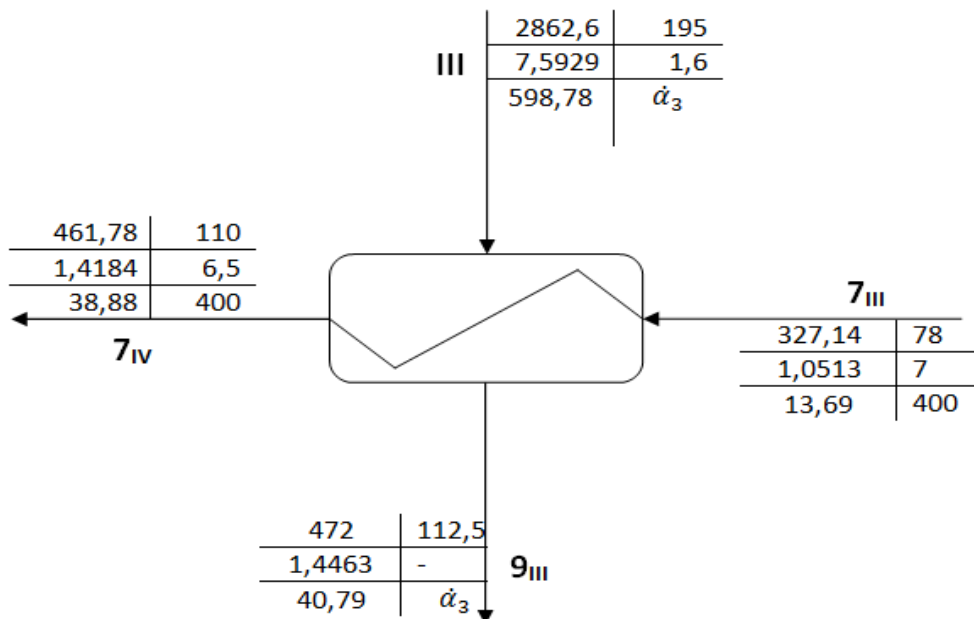


Figure III.5: Volume de contrôle réchauffeur BP III

III.5.1 Bilan d'énergie du réchauffeur BP III :

L'équation générale (2.3) donne dans ce cas :

$$\dot{M}_{7III}h_{7III} + \dot{\alpha}_3h_{III} = \dot{M}_{7IV}h_{7IV} + \dot{\alpha}_3h_{9III}$$

A partir de cette équation, il est cette fois-ci possible de déterminer directement le débit de vapeur soutirée pour le BPIII. Soit, en notant que :

$$\dot{M}_{7II} = \dot{M}_{7III} = \dot{M}_{ext}$$

$$\dot{\alpha}_3 = \dot{M}_{ext} \frac{h_{7IV} - h_{7III}}{h_{III} - h_{9III}} \quad (3.5)$$

En revenant à présent à l'équation (3.3), on détermine le débit de vapeur soutirée pour le réchauffeur BPII, soit $\dot{\alpha}_2$.

De même, à présent que $\dot{\alpha}_2$ et $\dot{\alpha}_3$ sont connus, l'équation (3.1) permettra de déterminer le débit de vapeur $\dot{\alpha}_1$ soutiré pour le réchauffeur BPI. A ce stade, on peut déterminer les taux de destruction d'exergie $\dot{\Psi}_{BPI}^d$ et $\dot{\Psi}_{BPII}^d$ en utilisant les équations (3.2) et (3.4) respectivement. Le taux de destruction d'exergie dans le dernier réchauffeur du poste BP, se calculera directement ci-après :

III.5.2 Bilan d'exergie du réchauffeur BPIII :

L'équation générale du bilan d'exergie (2.11) appliquée au BPIII, donne :

$$\dot{\Psi}_{BPIII}^d = [\dot{M}_{ext} \Psi_{7III} + \dot{\alpha}_3 \Psi_{III}] - [\dot{M}_{ext} \Psi_{7IV} + \dot{\alpha}_3 \Psi_{9III}] \quad (3.6)$$

III.6 La bêche alimentaire :

La bêche alimentaire est un échangeur de chaleur à mélange, utilisée comme un réservoir et un dégazeur de l'eau alimentaire dans le circuit. Sa forme est celle d'un cylindre horizontal aux bords sphériques. La bêche reçoit le condensat principal du circuit BP qui ressort du réchauffeur BPIII au niveau du pulvérisateur (point A), la vapeur du soutirage 4 (soutirage provenant de la sortie du corps MP de la turbine) pénètre dans la bêche à travers le point B puis parcourt les tubes plongeurs jusqu'en bas pour se mélanger avec l'eau alimentaire au fond et la réchauffer. Ce chauffage se fait jusqu'à la température de saturation de l'eau alimentaire ce qui facilite l'élimination des gaz dissous, lesquelles poussés par la vapeur vont monter jusqu'en haut et partiront par l'évent dans l'endroit le plus froid (des deux côté du pulvérisateur).

Ce ballon reçoit aussi le condensat des réchauffeurs aval (les réchauffeurs HP).

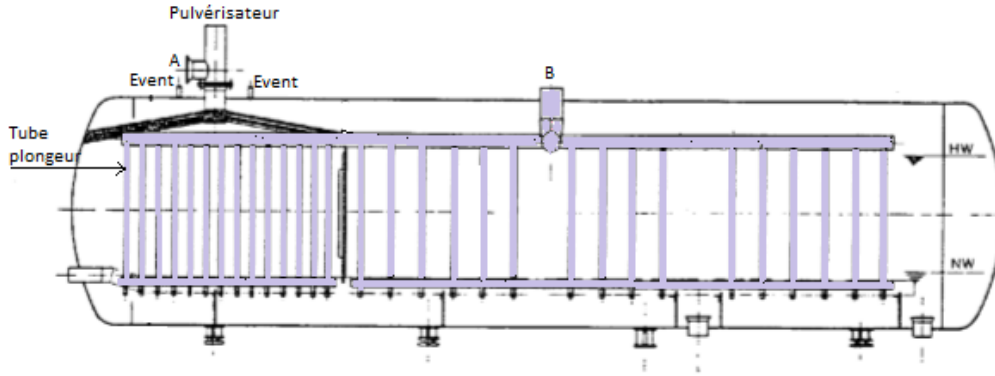


Figure III. 6: La bâche alimentaire

III.6.1 Bilans d'énergie et d'exergie

Le modèle présenté sur la figure III.7 sera utilisé pour les calculs des bilans énergétiques et exergetiques de la bâche.

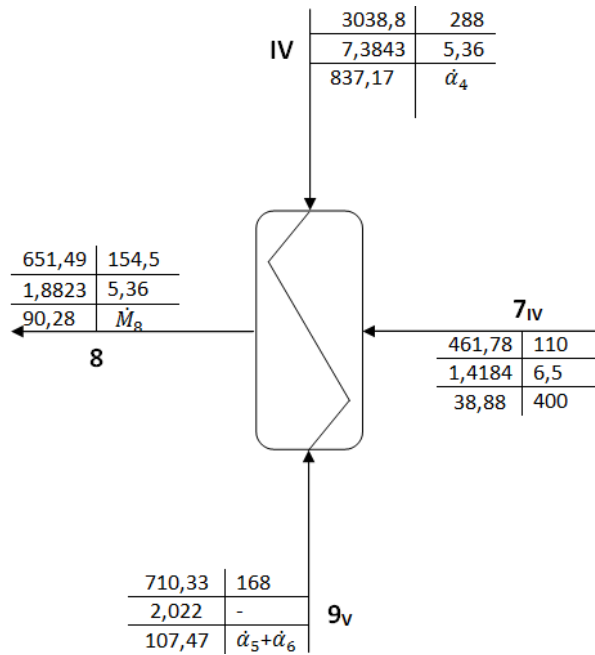


Figure III.7: Volume de contrôle Bâche alimentaire

III.6.1.1 Bilan d'énergie :

L'équation générale du bilan d'énergie (2.3) pour les réchauffeurs s'appliquera à la bâche alimentaire de la manière suivante :

$$\dot{M}_{7IV}h_{7IV} + \dot{\alpha}_4h_{IV} + (\dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)h_{9V} = \dot{M}_8h_8$$

La conservation de la masse implique que :

$$\dot{M}_{7IV} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6 = \dot{M}_8$$

Et étant donné que : $\dot{M}_{7IV} = \dot{M}_{ext}$

Cela rendrait l'équation ci-dessus sous la forme :

$$\dot{M}_{ext}h_{7IV} + \dot{\alpha}_4h_4 + (\dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)h_{9V} = (\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)h_8$$

Donc :

$$(h_{IV} - h_8)\dot{\alpha}_4 + (h_{9V} - h_8)\dot{\alpha}_5 + (h_{9V} - h_8)\dot{\alpha}_6 = \dot{M}_{ext}(h_8 - h_{7IV}) \quad (3.8)$$

III.6.1.2 Bilan d'exergie :

L'application de l'équation générale (2.13) du bilan d'exergie pour les échangeurs de chaleur à la bêche alimentaire impliquerait :

$$\dot{\Psi}_{BPII}^d = \dot{M}_{ext}\Psi_{7IV} + \dot{\alpha}_4\Psi_4 + (\dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)\Psi_{9V} - (\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)\Psi_8 \quad (3.9)$$

III.7 Les pompes alimentaires :

Les pompes alimentaires sont en nombre de trois, deux travaillent en parallèle tandis que la troisième est gardée en réserve. Chacune de ces pompes fournit la moitié du débit totale de l'eau alimentaire. La pompe alimentaire est composée d'un ensemble d'éléments montés en série : une pompe nourricière-un moteur électrique-un réducteur de vitesse-un coupleur hydraulique-une pompe principale.

La pompe nourricière (fig III.8)[3] est la première pompe à aspirer l'eau de la bêche alimentaire, c'est une pompe centrifuge à un étage, elle se trouve à 10 m de profondeur de la bêche alimentaire, elle porte la pression du liquide de 5 à 11 bars. Elle est entraînée par un moteur alimenté sous une tension de 6,3 kV. Ce même moteur doit entraîner également la pompe principale (fig III.9)[3]. Mais comme cette dernière ne

doit pas tourner à la même vitesse que la pompe nourricière, le moteur transmet son mouvement à la pompe principale par l'entremise d'un réducteur et d'un coupleur hydraulique qui assure le réglage de sa vitesse. La pompe principale est une pompe centrifuge à 6 étages.

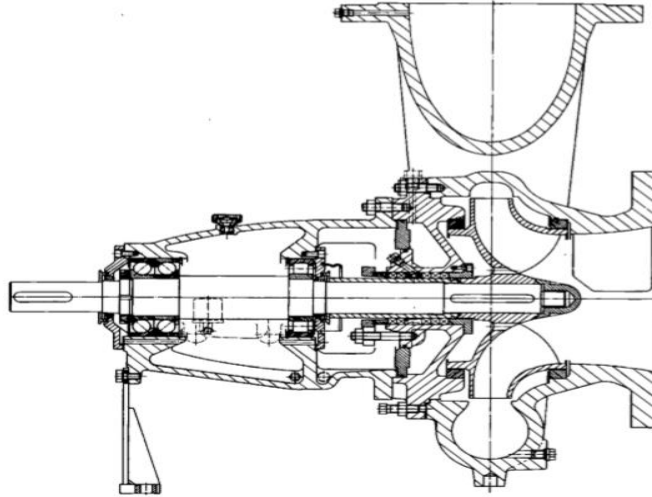


Figure III.8: Coupe de la pompe nourricière

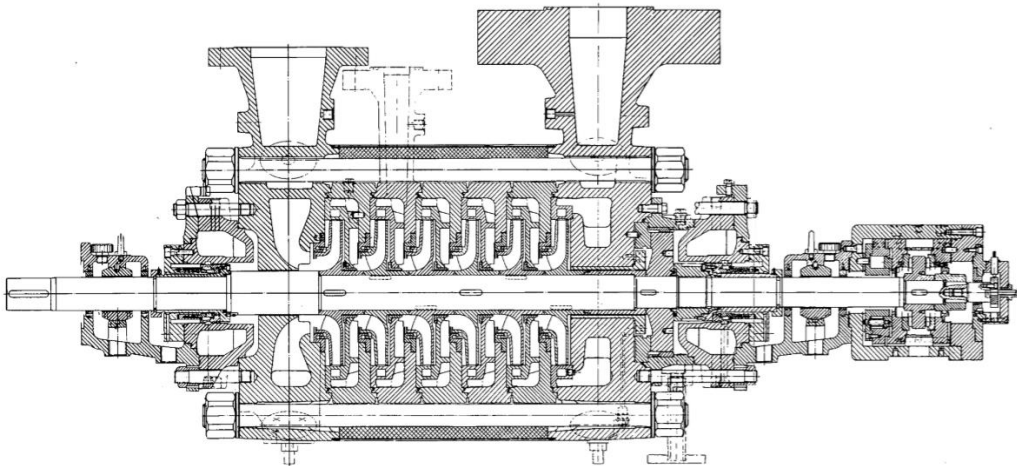


Figure III.9 : Coupe de la pompe principale

III.7.1 Les Bilans :

La présente figure III.10 présente le modèle qui sera utilisé pour les bilans énergétique et exergetique du poste "pompe alimentaire".

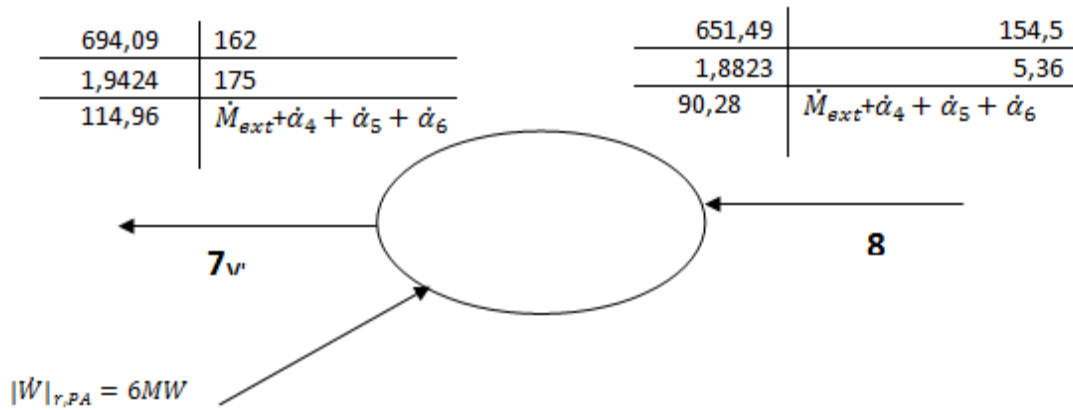


Figure III.10: Volume de contrôle de la pompe alimentaire

Dans cette figure nous avons représenté l'ensemble de la pompe nourricière, du moteur, du réducteur de vitesse, du coupleur hydraulique et de la pompe principale en un seul poste appelé "pompe alimentaire".

III.7.1.1 Bilan d'énergie :

Le bilan se fera à partir de l'équation générale du bilan appliquée à une pompe :

$$\dot{M}_8 h_8 + |\dot{W}|_{r,p} = \dot{M}_{7v'} h_{7v'}$$

Etant donné que :

$$\dot{M}_{7v'} = \dot{M}_8 = \dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6$$

Le bilan donnera :

$$(\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6) h_8 + |\dot{W}|_{r,p} = (\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6) h_{7v'} \quad (3.10)$$

III.7.1.2 Bilan d'exergie :

L'application de l'équation générale (2.15) du bilan d'exergie à la pompe alimentaire donne :

$$\psi_{BPII}^d = [(\dot{m}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6) \Psi_8] - [(\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6) \Psi_{7v'}] + |\dot{W}|_{r,p} \quad (3.11)$$

III.8 Les réchauffeurs HP :

Les réchauffeurs HP sont des échangeurs à surface de type "tubes et calandre" disposés, verticalement avec deux passes côté tube. La figure (III.11) représente le schéma général de ces réchauffeurs.

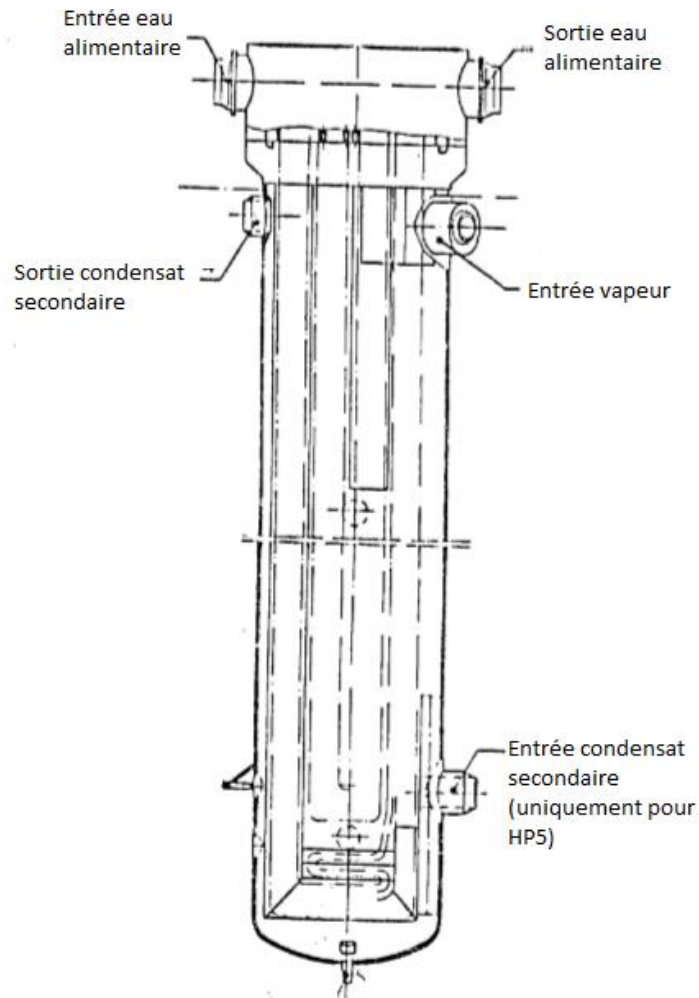


Figure III.11: Schéma général des réchauffeurs HP

Le tableau III.3 ci-dessous présente les dimensions des trois réchauffeurs HP

Tableau III.3 : Caractéristique dimensionnelle des réchauffeurs HP

Réchauffeur	Volume coté tube (L)	Volume coté calendre (L)	Diamètre calendre (mm)	Surface de chauffe (m ²)	Hauteur totale du réchauffeur (mm)
HPV	2716	6363	1650	492	8600
HPVI	2791	6376	1700	557	8800

III.8.1 Réchauffeur HP V :

La figure (III.12) montre le volume de contrôle du réchauffeur HP5 qui sera utilisé dans les bilans.

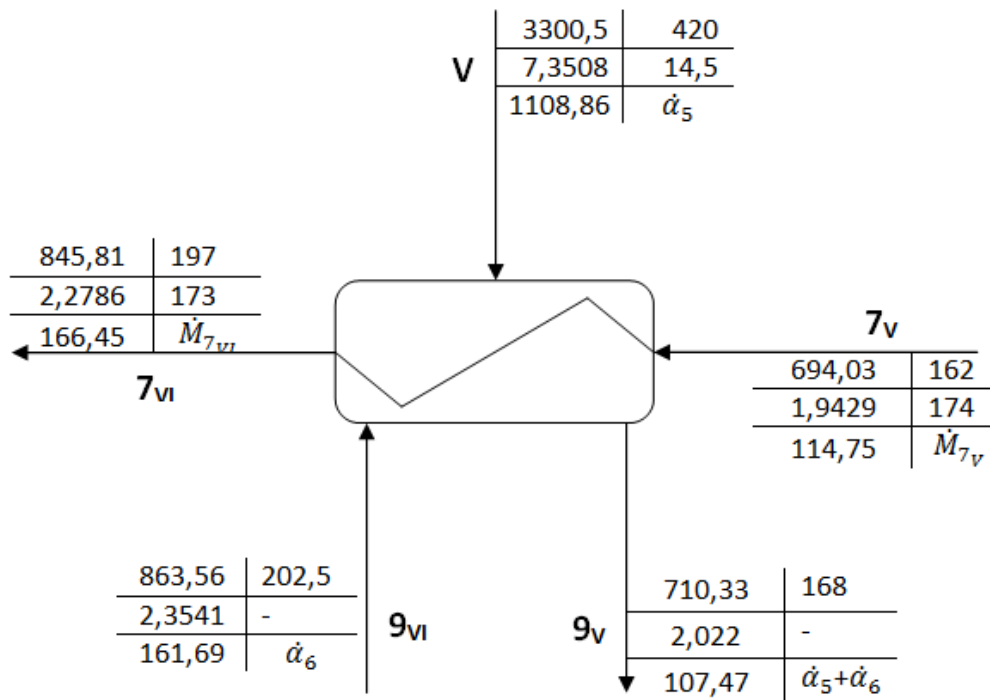


Figure III.12: Volume de contrôle réchauffeur HP5

Figure III.12 :

III.8.1.1 Bilan d'énergie :

L'équation (2.3) appliquée au réchauffeur HP5 peut s'écrire sous la forme :

$$\dot{M}_{7V}h_{7V} + \dot{\alpha}_5 h_V + \dot{\alpha}_6 h_{9VI} = \dot{M}_{7VI}h_{7VI} + (\dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)h_{9V}$$

Et étant donné que :

$$\dot{M}_{7V} = \dot{M}_{7VI} = \dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6$$

L'équation donne :

$$\begin{aligned} (\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)h_{7V} + \dot{\alpha}_5 h_V + \dot{\alpha}_6 h_{9VI} \\ = (\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)h_{7VI} + (\dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)h_{9V} \end{aligned}$$

Equation qui peut se mettre également sous la forme :

$$\begin{aligned} (h_{7V} - h_{7VI})\dot{\alpha}_4 + (h_{7V} + h_V - h_{7VI} - h_{9V})\dot{\alpha}_5 + (h_{9VI} + h_{7V} - h_{7VI} - h_{9V})\dot{\alpha}_6 = \\ \dot{M}_{ext}(h_{7VI} - h_{7V}) \quad (3.12) \end{aligned}$$

III.8.1.2 Bilan d'exergie :

L'équation générale du bilan d'exergie pour un réchauffeur (2.13), permet d'écrire pour le HPV :

$$\begin{aligned} \Psi_{HPV}^d = [(\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)\Psi_{7V} + \dot{\alpha}_5\Psi_V + \dot{\alpha}_6\Psi_{9VI}] \\ - [(\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)\Psi_{7VI} + (\dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)\Psi_{9V}] \quad (3.13) \end{aligned}$$

III.8.2 Réchauffeur HP VI :

Les bilans d'énergie et d'exergie seront faits sur la base des données de la figure III.13

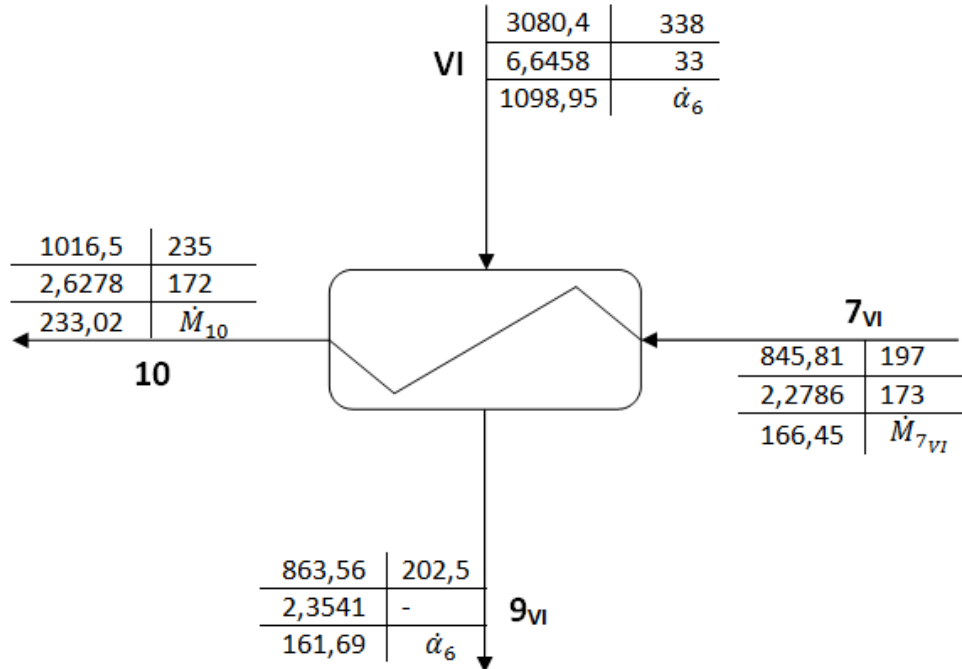


Figure III.13: Volume de contrôle du réchauffeur HP6

III.8.2.1 Bilan d'énergie :

L'équation (2.3) appliquée au réchauffeur HPVI donne :

$$\dot{M}_{7_{VI}} h_{7_{VI}} + \dot{\alpha}_6 h_{VI} = \dot{M}_{10} h_{10} + \dot{\alpha}_6 h_{9_{VI}}$$

Etant donné que :

$$\dot{M}_{7_{VI}} = \dot{M}_{10} = \dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6$$

Nous aurons :

$$(\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6) h_{7_{VI}} + \dot{\alpha}_6 h_{VI} = (\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_4 + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6) h_{10} + \dot{\alpha}_6 h_{9_{VI}}$$

Qu'on peut encore mettre sous la forme :

$$\begin{aligned} (h_{7_{VI}} - h_{10})\dot{\alpha}_4 + (h_{7_{VI}} - h_{10})\dot{\alpha}_5 + (h_{7_{VI}} + h_{VI} - h_{9_{VI}} - h_{10})\dot{\alpha}_6 \\ = \dot{M}_{ext}(h_{10} - h_{7_{VI}}) \end{aligned} \quad (3.14)$$

III.8.2.2 Bilan d'exergie :

Le bilan d'exergie se fera en appliquant l'équation (2.13) au volume de contrôle de la figure III.13, cela donnerait :

$$\begin{aligned} \dot{\Psi}_{HPVI}^d = [(\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_{4'} + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)\Psi_{7_{VI}} + \dot{\alpha}_6\Psi_{VI}] \\ - [(\dot{M}_{ext} + \dot{\alpha}_{4'} + \dot{\alpha}_5 + \dot{\alpha}_6)\Psi_{10} + \dot{\alpha}_6\Psi_{9_{VI}}] \end{aligned} \quad (3.15)$$

A ce stade nous obtenons un système de 3 équations à 3 inconnues avec les équations (3.8, 3.12 et 3.14)

$$\begin{cases} (h_{4'} - h_8)\dot{\alpha}_4 + (h_{9_V} - h_8)\dot{\alpha}_5 + (h_{9_V} - h_8)\dot{\alpha}_6 = \dot{M}_{ext}(h_8 - h_{7_{IV}}) \\ (h_{7_V} - h_{7_{VI}})\dot{\alpha}_4 + (h_{7_V} + h_V - h_{7_{VI}} - h_{9_V})\dot{\alpha}_5 + (h_{9_{VI}} + h_{7_V} - h_{7_{VI}} - h_{9_V})\dot{\alpha}_6 = \dot{M}_{ext}(h_{7_{IV}} - h_{7_V}) \\ (h_{7_{VI}} - h_{10})\dot{\alpha}_4 + (h_{7_{VI}} - h_{10})\dot{\alpha}_5 + (h_{7_{VI}} + h_{VI} - h_{9_{VI}} - h_{10})\dot{\alpha}_6 = \dot{M}_{ext}(h_{10} - h_{7_{VI}}) \end{cases}$$

La solution de ce système nous permet d'obtenir les valeurs de $\dot{\alpha}_4$, $\dot{\alpha}_5$ et $\dot{\alpha}_6$. Ce qui nous permettra ensuite de calculer les différentes exergies détruites au moyen des équations (3.9, 3.13 et 3.15).

III.9 La chaudière

L'eau d'alimentation à sa sortie du réchauffeur HPVI aboutit dans la chaudière qui la transforme en vapeur en utilisant la chaleur libérée par le combustible (le gaz naturel). La connaissance de l'état de cette eau à l'entrée de la chaudière et l'état de la vapeur surchauffée à sa sortie ainsi que celui de la vapeur à resurchauffer qui sort du corps HP et de sa sortie resurchauffé de la chaudière, nous permet de calculer le taux de chaleur que reçoit l'eau dans la chaudière. Si de plus nous connaissons la quantité de combustible utilisée, nous pouvons déterminer le rendement interne de la chaudière.

La quantité de chaleur reçue par l'eau dans la chaudière est égale à :

$$\dot{Q}_c = (\dot{M}_1 h_1 - \dot{M}_{10} h_{10}) + \dot{M}_2 h_2 - \dot{M}_3 h_3$$

Comme :

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_{10}$$

Et :

$$\dot{M}_2 = \dot{M}_3$$

Donc :

$$\dot{Q}_c = \dot{M}_1(h_1 - h_{10}) + \dot{M}_2(h_2 - h_3)$$

Le rendement interne de la chaudière se calcule comme suit :

$$\eta_{ic} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_{comb}}$$

$$\eta_{ic} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{M}_g Pcs}$$

Avec :

\dot{Q}_{comb} : Chaleur apportée par le combustible

\dot{M}_g : Le débit du combustible

Pcs: Le pouvoir calorifique supérieur du combustible.

Les données utilisées sont regroupées dans le tableau III.4 ci-dessous :

Tableau III.4: Donnée du combustible

Grandeur	Désignation	Unité	Valeur
Débit du combustible	\dot{M}_g	$s.m^3/h$	38647,7
Pouvoir calorifique supérieur du combustible	Pcs	kcal/kWh	11,06

III.10 Résultats des calculs :

Les équations (3.1, 3.3 et 3.5) nous permettent de calculer les débits de soutirage 1, 2 et 3.

Cependant, en observant l'état thermodynamique du soutirage 1 ($T=59^{\circ}\text{C}$ et $P=0,122\text{bar}$), nous remarquons qu'à cette pression la température de condensation est de $49,74^{\circ}\text{C}$. Or, l'eau d'extraction, qui représente dans ce premier réchauffeur la source froide, est à $51,5^{\circ}\text{C}$, il est alors impossible de condenser la vapeur de soutirage.

L'évacuation étant faite au moyen d'un purgeur de liquide, cette vapeur reste coincée dans le réchauffeur ce qui arrête le soutirage, c'est la raison pour laquelle le soutirage I a un débit nul.

Nous avons par contre estimé l'élévation de la température de l'eau d'extraction passant par ce réchauffeur, à $0,5^{\circ}\text{C}$. Elle est due au passage du condensat secondaire.

A partir des équations (3.3 et 3.5) nous retrouvons les valeurs de débits des autres soutirages (II et III).

Les résultats des calculs obtenus par l'application des bilans d'énergie aux différents éléments composant le poste d'eau, soit les différents débits; ainsi que ceux obtenus par application des bilans d'exergie c'est à dire les taux de destruction d'exergie dans les différents éléments du poste d'eau sont données au tableau de débits ainsi que des exergies détruites sont regroupés dans le tableau III.5 ci-dessous.

Tableau III.5: valeurs de débits et des exergies détruites

Grandeur	Désignation	Unité	Valeur
Débit du soutirage I	$\dot{\alpha}_1$	(t/h)	0
Débit du soutirage II	$\dot{\alpha}_2$	(t/h)	17,99
Débit du soutirage III	$\dot{\alpha}_3$	(t/h)	22,53
Débit du soutirage IV	$\dot{\alpha}_4$	(t/h)	30,19
Débit du soutirage V	$\dot{\alpha}_5$	(t/h)	26,75
Débit du soutirage VI	$\dot{\alpha}_6$	(t/h)	38,12
Exergie détruite dans le Réchauffeur BPI	ψ^d_{BPI}	(kW)	20,70
Exergie détruite dans le Réchauffeur BPII	ψ^d_{BPII}	(kW)	653,05
Exergie détruite dans le Réchauffeur BPIII	ψ^d_{BPIII}	(kW)	693,03
Exergie détruite dans la bêche alimentaire	ψ^d_{BA}	(kW)	861,80
Exergie détruite dans la pompe alimentaire	ψ^d_{PA}	(kW)	2605,92
Exergie détruite dans le Réchauffeur HPV	ψ^d_{HPV}	(kW)	907,86
Exergie détruite dans le Réchauffeur HPVI	ψ^d_{HPVI}	(kW)	768,85
Exergie détruite dans tout le poste d'eau	$\psi^d_{\text{poste d'eau}}$	(kW)	6511,21
Chaleur reçu par l'eau dans la chaudière	\dot{Q}_c	(kW)	387032,13
Rendement interne de la chaudière	η_{ic}	/	0,9055

**Chapitre IV : Bilan d'énergie
et bilan d'exergie appliqués
au « Post Turbine »**

IV.1 Introduction :

Le poste turbine est responsable de la production de puissance à partir de l'énergie thermique (l'enthalpie) véhiculée par la vapeur, qui sera transformée en énergie mécanique, puis électrique et transmise plus tard au réseau. Il est aussi responsable de la production de puissance nécessaire au fonctionnement des auxiliaires du groupe, comme les pompes alimentaires qui consomment 75% de la puissance de ces auxiliaires, des différents ventilateurs et des autres pompes, ainsi que tout instrument électrique de la centrale. C'est pour cela qu'il est important d'analyser cette partie du cycle, de manière à repérer les éléments nécessitant une amélioration.

Dans ce chapitre, Nous allons procéder à l'étude des trois corps de turbine de la même manière que nous l'avions effectuée dans le chapitre précédent. Nous allons donc appliquer le bilan d'énergie puis d'exergie sur chaque corps de turbine. Cela nous permettra de calculer la puissance produite au niveau des différents corps en utilisant les débits de soutirage calculés au chapitre précédent. Nous calculerons également la destruction d'exergie au niveau de chaque corps de turbine ainsi que leurs rendements isentropiques et exergetiques.

IV.2 Description du poste "turbine"

Le poste turbine comporte trois corps (HP, MP et BP) et six soutirages de vapeur (I, II, III, IV, V, VI) qui vont réchauffer l'eau d'extraction pour le corps BP et d'alimentation pour le corps HP.

Les rotors des trois corps sont couplés à un même arbre avec l'alternateur et l'excitatrice qu'ils entraînent à 3000 tr/mn, cette vitesse doit rester fixe afin de produire du courant à une fréquence constante (50Hz). La figure IV.1 montre la disposition des différents corps et des soutirages :

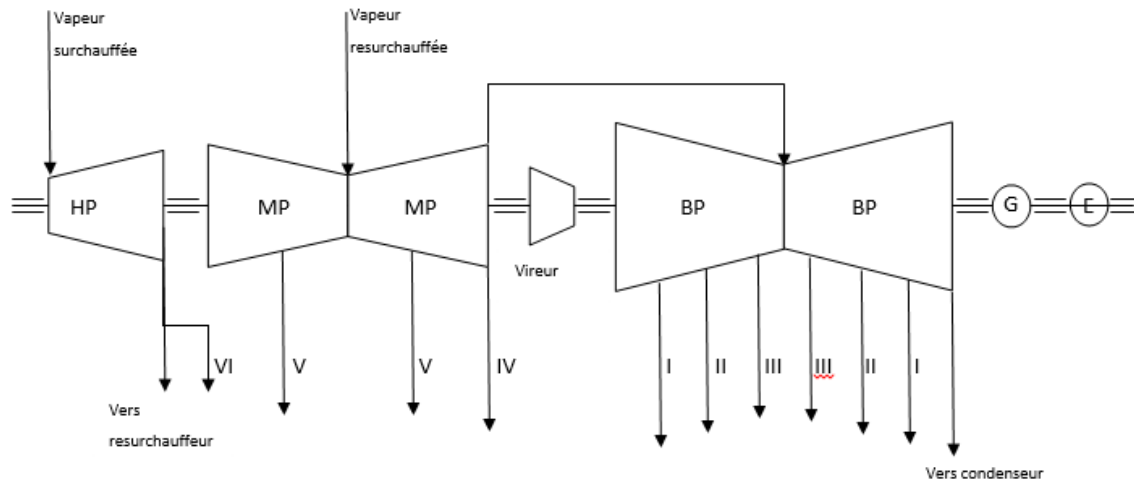


Figure IV.1: Disposition des différents corps de turbines et des soutirages

Les turbines de la centrale de Ras-Djinet à l'instar de la majorité des turbines utilisées pour entrainer un alternateur, sont des turbines axiales à plusieurs étages. Il y a un vireur (turbine à huile située entre le corps BP et MP).

Entre les différents corps de turbine, du vireur, de l'alternateur et de l'excitatrice, se trouvent 7 paliers, ce sont les supports de l'arbre, ils sont munis de deux orifices d'admission, l'un pour l'huile de lubrification (7 bars) et l'autre pour l'admission de l'huile de soulèvement (120 bars).

En régime de marche normale, la pompe d'injection d'huile est couplée à l'arbre de la turbine.

En régime transitoire (arrêt ou démarrage de la turbine), une autre pompe s'occupe du graissage, elle se déclenche ou s'arrête quand la vitesse atteint les 2900 tr/min (l'autre pompe s'arrête).

IV.2.1 Séquence de démarrage des turbines

La pompe de soulèvement, la deuxième pompe de graissage et le vireur se mettent en marche dès le démarrage. Le vireur s'arrêtera dès que la vitesse de l'arbre atteint 240 tr/min. La deuxième pompe de graissage qui refoulait l'huile à 160 bars s'arrêtera à 540 tr/min.

La deuxième pompe de graissage reste en marche jusqu'à arriver à 2900 tr/min, là elle s'arrête et la première pompe (celle entraînée par la turbine) commence à fonctionner.

IV.2.2 Séquence d'arrêt des turbines :

- A 2900 tr/mn, la première pompe de graissage s'arrête et sera remplacée par la deuxième.
- A 540 tr/min, la pompe de soulèvement se déclenche et refoule l'huile à 160 bars.
- A une vitesse de rotation de 240tr/min, le vireur démarre et fait tourner l'arbre jusqu'à la vitesse de 160 tr/min, la vitesse reste constante jusqu'à ce que le corps HP atteigne une température de 100° C afin de protéger la turbine d'un refroidissement hétérogène qui pourrait endommager l'arbre à cause du phénomène de flexion résultant de cette hétérogénéité.

Nous allons maintenant exposer les particularités de chacun des corps.

IV.3 Le corps HP

Le corps HP est à un seul flux, constitué de 24 étages, avec le premier étage à action et les autres à réaction avec un degré de réaction de 50%.

La figure IV.2 montre le volume de contrôle du corps HP qui sera utilisé pour les bilans.

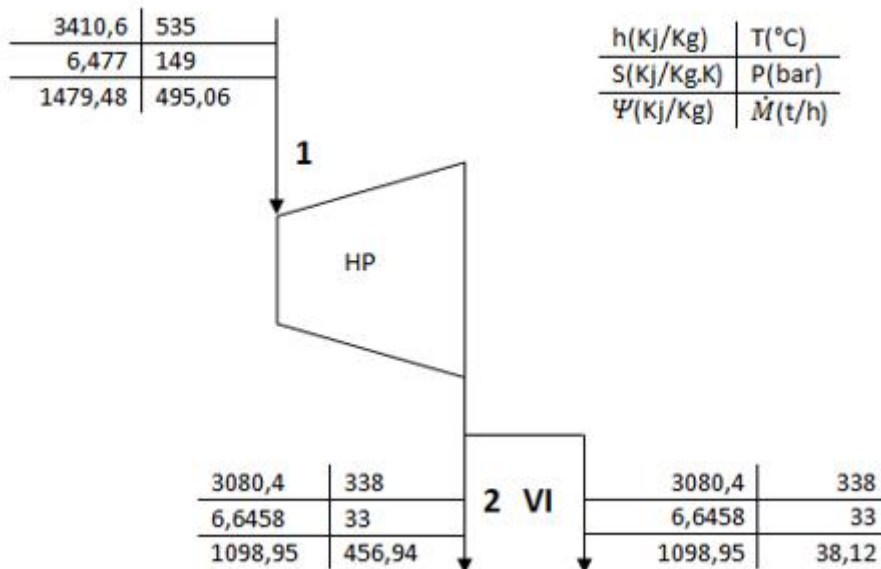


Figure IV.2: Volume de contrôle du corps HP de la turbine

IV.3.1 Bilan énergétique :

La puissance de la turbine peut être calculée à partir de l'équation générale du bilan d'énergie d'une turbine (2.4) :

$$\sum \dot{M}_i(h_i) = \sum \dot{M}_e(h_e) + |W|_P$$

D'où on a la puissance : $|W|_P = \sum \dot{M}_i(h_i) - \sum \dot{M}_e(h_e)$ (4.1)

En appliquant cette équation au corps HP de la turbine, nous aurons :

$$|W|_{P,HP} = \dot{M}_1 h_1 - \dot{M}_2 h_2 - \dot{\alpha}_6 h_{VI} \quad (4.2)$$

Où $\dot{\alpha}_6$: représente le débit destiné au préchauffeur HPVI et \dot{M}_2 celui qui doit repasser par le resurchauffeur

IV.3.2 Rendement isentropique :

L'équation générale du rendement isentropique d'une turbine (2.6) appliquée au corps HP donnera :

$$\eta_{is,HP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (4.3)$$

IV.3.3 Bilan exergétique :

En appliquant l'équation générale du bilan d'exergie d'une turbine (2.14) au corps HP, nous obtenons l'équation suivante :

$$\dot{\psi}_{HP}^d = \dot{M}_1 \psi_1 - \dot{M}_2 \psi_2 - \dot{\alpha}_{VI} \psi_{VI} - |W|_{P,HP} \quad (4.4)$$

IV.3.4 Rendement exergétique du corps HP :

L'équation générale du rendement exergétique d'une turbine (2.16) appliquée au corps HP donne :

$$\eta_{ex} = \frac{|W|_{p,HP}}{\dot{M}_1 \psi_1 - (\dot{M}_2 \psi_2 + \dot{\alpha}_{VI} \psi_{VI})} \quad (4.5)$$

IV.4 Le corps MP

Le corps MP est à double flux, à 19 étages de chaque côté. Il est montré à la figure IV.3 ci-dessous :



Figure IV.3: Corps MP de la turbine

Le modèle utilisé pour les bilans est présenté à la figure IV.4 ci-dessous

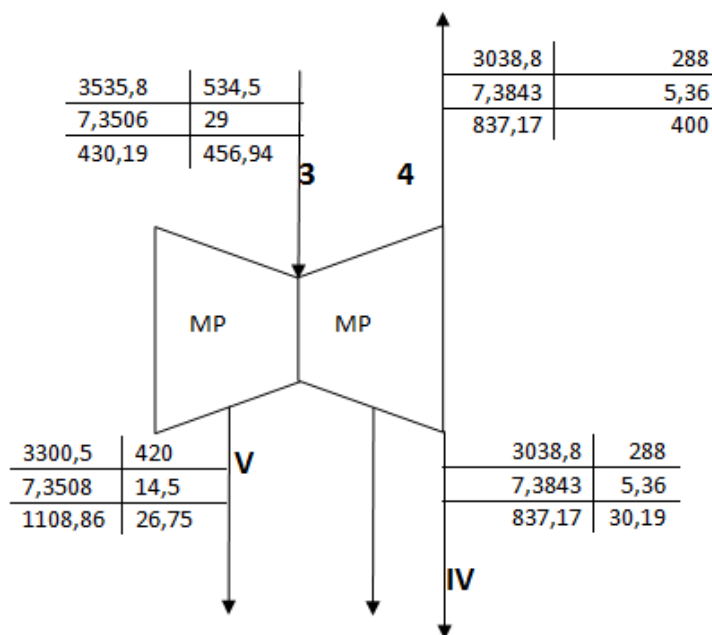


Figure IV.4: Volume de control corps M de la Turbine.

IV.4.1 Bilan énergétique :

Notons que ce corps comporte deux soutirages $\dot{\alpha}_4$ et $\dot{\alpha}_5$. Connaissant la valeur de la pression de la vapeur à la sortie du resurchauffeur 30 bar, nous avons estimé une perte de charge de 1 bar entre celle-ci et l'entrée du corps MP, cela fait donc 29 bar à ce niveau.

Appliquons l'équation (4.1) au corps MP de la turbine, pour avoir :

$$|W|_{P,MP} = \dot{M}_3 h_3 - \dot{M}_4 h_4 - \dot{\alpha}_5 h_V - \dot{\alpha}_4 h_{IV} \quad (4.6)$$

IV.4.2 Bilan exergetique :

L'équation générale du bilan d'exergie d'une turbine (2.14), donnerai pour le corps MP :

$$\dot{\psi}_{MP}^d = \dot{M}_3 \psi_3 - \dot{M}_4 \psi_4 - \dot{\alpha}_5 \psi_V - \dot{\alpha}_4 \psi_{IV} - |W|_{P,MP} \quad (4.7)$$

IV.4.3 Le rendement isentropique :

L'expression du rendement isentropique d'une turbine (2.6) donne pour le corps MP :

$$\eta_{is,MP} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (4.9)$$

Nous pouvons également calculer les rendements isentropiques, correspondant à la partie allant de l'entrée jusqu'au soutirage et là jusqu'à la sortie en utilisant l'équation (2.7) ; cela résulte dans les expressions suivantes :

$$\eta_{is,3-V} = \frac{h_3 - h_V}{h_3 - h_{Vs}} \quad (4.10)$$

Et

$$\eta_{is,V-4} = \frac{h_3 - h_V}{h_3 - h_{Vs}} \quad (4.11)$$

IV.4.4 Rendement exergetique du corps MP :

En appliquant l'équation (2.16) sur le corps MP, on obtient :

$$\eta_{ex,MP} = \frac{|W|_{p,MP}}{\dot{M}_3\psi_3 - (\dot{M}_4\psi_4 + \dot{\alpha}_5\psi_V + \dot{\alpha}_4\psi_{IV})} \quad (4.8)$$

IV.5 Le corps BP

Comme le corps MP, le corps BP est à double flux, à 8 étages de chaque côté. L'image ci-dessous est une photo de ce corps BP désassemblé pour la révision générale du groupe deux :



Figure IV.5: Corps BP de la turbine

Le volume de contrôle du corps BP est présenté à la figure IV.6 ci-dessous.

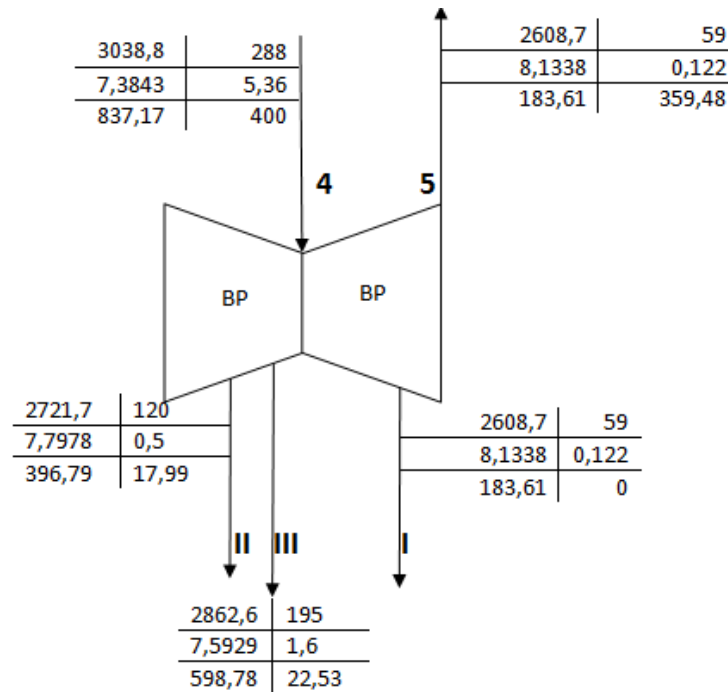


Figure IV.6: Volume de contrôle du corps BP

IV.5.1 Bilan énergétique :

L'équation (4.1) donnant la puissance produite par une turbine peut être appliquée au corps BP pour conduire à l'expression :

$$|W|_{P,BP} = \dot{M}_4 h_4 - \dot{M}_5 h_5 - \dot{\alpha}_3 h_{III} - \dot{\alpha}_2 h_{II} - \dot{\alpha}_1 h_I \quad (4.12)$$

IV.5.2 Bilan exergetique :

L'équation (2.14) appliquée au corps BP, conduit à l'expression du taux de destruction d'exergie :

$$\dot{\psi}_{BP}^d = \dot{M}_4 \psi_4 - \dot{M}_5 \psi_5 - \dot{\alpha}_3 \psi_{III} - \dot{\alpha}_2 \psi_{II} - \dot{\alpha}_1 \psi_I - |W|_{P,BP} \quad (4.13)$$

IV.5.3 Le rendement isentropique :

L'application de l'équation générale du rendement isentropique d'une turbine (2.6) sur le corps BP donnera :

$$\eta_{is,BP} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (4.14)$$

Les rendements isentropiques des parties générés par la présence des soutirages destinés aux préchauffeurs BP sont donnés par les expressions suivantes :

$$\eta_{is,4-III} = \frac{h_4 - h_{III}}{h_4 - h_{IIIs}} \quad (4.15)$$

$$\eta_{is,4-II} = \frac{h_{III} - h_{II}}{h_{III} - h_{IIs}} \quad (4.16)$$

Et

$$\eta_{is,4-I} = \frac{h_{II} - h_I}{h_{II} - h_{Is}} \quad (4.17)$$

IV.5.4 Rendement exergetique du corps BP :

Le rendement exergetique du corps BP peut être calculé par l'application de l'expression générale (2.16) :

$$\eta_{ex,BP} = \frac{|W|_{p,BP}}{\dot{M}_4\psi_4 - (\dot{M}_5\psi_5 + \dot{\alpha}_3\psi_{III} + \dot{\alpha}_2\psi_{II} + \dot{\alpha}_1\psi_I)} \quad (4.18)$$

IV.5.5 Bilans de l'ensemble du poste "Turbine" :

La puissance totale produite est :

$$|W|_{P,t} = |W|_{P,HP} + |W|_{P,MP} + |W|_{P,BP} \quad (4.19)$$

Le taux de destruction total d'exergie est :

$$\dot{\psi}^d_t = \dot{\psi}^d_{HP} + \dot{\psi}^d_{MP} + \dot{\psi}^d_{BP} \quad (4.20)$$

IV.5.6 Résultats des calculs :

Les différentes puissances et taux de destruction d'exergie, ainsi que les différents rendements calculés dans ce chapitre pour le poste "Turbine" sont donnés au tableau IV.1 suivant :

Tableau IV.1: Résultats des calculs

Grandeur	Désignation	Unité	Valeur
Puissance du corps HP	$ W _{P,HP}$	(MW)	45,41
Puissance du corps MP	$ W _{P,MP}$	(MW)	61,14
Puissance du corps BP	$ W _{P,BP}$	(MW)	45,64
Puissance totale de la turbine	$ W _{P,t}$	(MW)	152,18
Rendement isentropique du corps HP	$\eta_{is,HP}$	/	0,7679
Rendement isentropique du corps MP	$\eta_{is,MP}$	/	0,9636
Rendement isentropique du corps BP	$\eta_{is,BP}$	/	0,6397
Rendement isentropique (entrée corps MP-soutirage V)	$\eta_{is,3-V}$	/	0,9996
Rendement isentropique (entrée corps BP-soutirage III)	$\eta_{is,4-III}$	/	0,6557
Rendement isentropique (entrée corps BP-soutirage II)	$\eta_{is,III-II}$	/	0,6784
Rendement isentropique (entrée corps BP-soutirage I)	$\eta_{is,II-I}$	/	0,6397
Exergie détruite dans le corps HP	ψ^d_{HP}	(kW)	6920,91
Exergie détruite dans le corps MP	ψ^d_{MP}	(kW)	1201,10
Exergie détruite dans le corps BP	ψ^d_{BP}	(kW)	23319,35
La destruction totale de l'exergie	ψ^d_t	(kW)	31441,35
Le rendement exergetique HP	$\eta_{ex,HP}$	/	0,8677
Le rendement exergetique MP	$\eta_{ex,MP}$	/	0,9807
Le rendement exergetique BP	$\eta_{ex,BP}$	/	0,6618

Comme nous l'avons mentionné dans le chapitre précédent, le soutirage I du corps BP ne se fait pas, ce qui nous mène à considérer que cet état reste invariable jusqu'à la sortie de la turbine, raison pour laquelle, nous avons les mêmes états thermodynamiques à la sortie de cette dernière et au soutirage I.

**Chapitre V : Bilan d'énergie
et bilan d'exergie appliqués
au condenseur**

V.1 Introduction :

La condensation est la dernière transformation que subit la vapeur dans le cycle. Elle s'obtient grâce à l'eau de mer, utilisée comme fluide de refroidissement.

Le condenseur permet une économie en eau déminéralisée et en énergie (énergie de dessalement et déminéralisation). Il permet également la récupération de toutes les vapeurs et autres eaux de purges (contournement, barrage, préchauffage...). Son enceinte étant maintenue sous vide, réalise les conditions nécessaires à la vapeur pour se détendre jusqu'à des pressions très basses, ce qui va se traduire par un accroissement du travail produit par la turbine. Enfin, c'est aussi l'endroit où le condensat est dégazé.

Le condenseur de la centrale de Ras-Djinet est un échangeur de chaleur à surface à double corps constitué de faisceaux tubulaires à passage unique.

Notons cependant, qu'il s'y produit un mélange de tous les condensats récupérés à différents endroits de l'installation avec celui résultant de la condensation de la vapeur principale qui a lieu à l'intérieur du condenseur lui-même.

V.2 Caractéristique du condenseur :

Le tableau ci-dessous [3] donne certaines caractéristiques dimensionnelles du condenseur :

Tableau V.1: Caractéristiques dimensionnelles du condenseur

Type	Condenseur à caisson
Surface d'échange	10101 m ²
Diamètre extérieur des tubes	19 mm
Epaisseur des tubes	0,7 mm
Matériau des tubes	Titane
Nombre de tubes	14850
Hauteur de la boîte à eau	2700 mm
Largeur de l'enveloppe à vapeur	6700 mm
Masse du condenseur vide	258,5 t

L'eau de refroidissement circule à l'intérieur des tubes et la vapeur se condense sur leur surface externe. Il est situé juste en dessous du corps BP, ce qui lui permet de recevoir la vapeur verticalement. Ses tubes sont transversaux par rapport à l'axe du rotor de la turbine. L'eau de mer est amenée grâce aux pompes de circulation (une pompe pour chaque demi corps) dans la boîte à eau d'entrée, elle passe ensuite dans les tubes et ressort de l'autre côté du condenseur après avoir été recueillie dans la boîte à eau de sortie. Pour garantir que tous les tubes soient remplis d'eau, l'entrée se fait par la partie la plus basse et la sortie par la partie la plus haute.

La photo ci-dessous montre les boîtes à eau d'entrée et l'arrivée de la vapeur au condenseur.



Figure V.1: Boîtes à eau d'entrée

La photo suivante montre la boîte à eau de sortie.



Figure V.2: Boîtes à eau de sortie

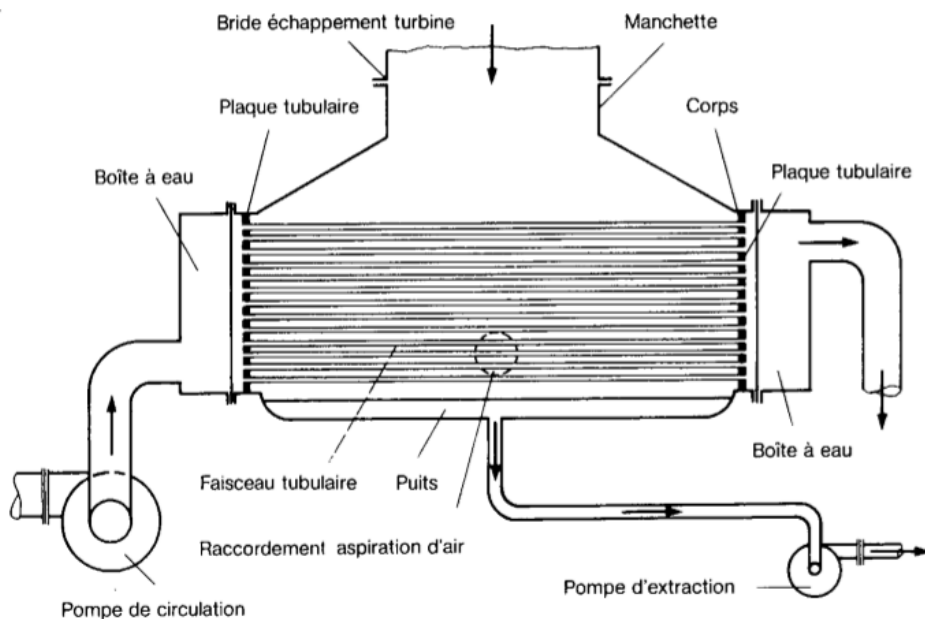


Figure V.3: Schéma de principe général du condenseur

Il y'a quatre plaques tubulaires (en alliage de cuivre et d'aluminium) qui relient les tubes aux boîtes à eau et séparent celles-ci du compartiment vapeur (voir figure V.3 ci-dessus[4]). Les tubes sont regroupés en neuf faisceaux diagonaux dans chaque demi-condenseur (dix-huit en tout). Il y a des saignées entre les faisceaux tubulaires permettant de diriger la vapeur.

Un dixième faisceau tubulaire appelé réfrigérant d'air, est situé dans la partie inférieure du compartiment vapeur. Il est protégé du ruissellement des gouttelettes chaudes de condensat au moyen d'une tôle, ce qui favorise la condensation de la vapeur qui reste encore dans l'air qui le traverse, aspiré par les éjecteurs.

La vapeur se condense au contact des tubes, leur disposition décalée favorise la condensation en gouttes et permet d'éviter que la condensation se fasse en film, ce qui améliore le coefficient d'échange globale U . Le condensat est recueilli au puits avant d'être réinjecté dans le circuit par la pompe d'extraction. Pour chaque condenseur, il y a deux pompes d'extraction, l'une est en service pendant que l'autre est en réserve.

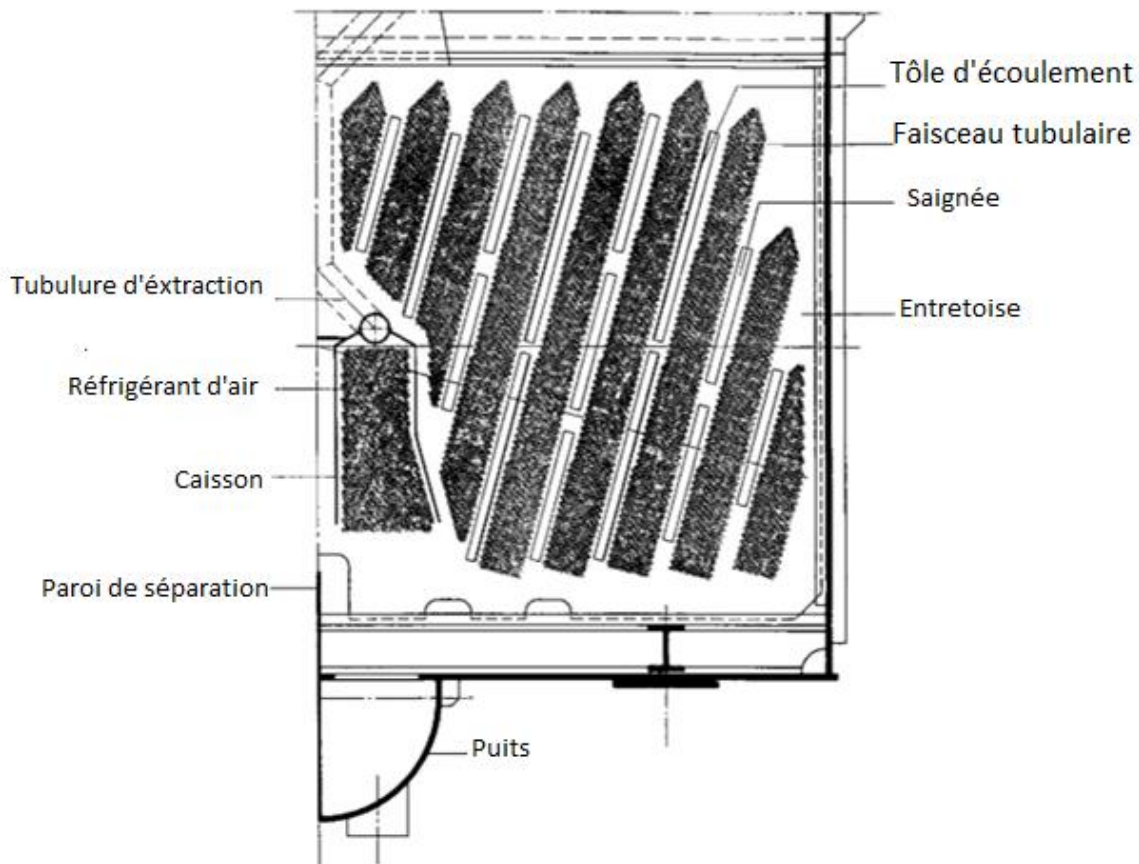


Figure V.4: Demi-coupe frontale du condenseur

Le condensat principal, une fois extrait du condenseur est envoyé vers le réfrigérant d'hydrogène utilisé pour le refroidissement de l'alternateur. Il est à noter que, dès que la température du condensat extrait est supérieure à 35°C , il devient nécessaire de le faire transiter par les deux réfrigérants d'été qui utilisent un débit prélevé au refoulement des

pompes circulatrices en amont du condenseur, afin d'abaisser la température du condensat et de lui permettre de refroidir efficacement l'hydrogène. Après le réfrigérant, le condensat principal transite par le condenseur de buées où il servira à condenser la vapeur auxiliaire utilisée pour l'étanchéité des turbines, puis par les chambres des éjecteurs de service où il servira à condenser la vapeur auxiliaire utilisée comme fluide moteur par ces éjecteurs. Ces condensats vont ensuite rejoindre le condenseur. Ils sont évalués à environ 400 Kg/h pour le condensat provenant des buées et à 350 kg/h pour celui de la vapeur motrice des éjecteurs, soit au total 0.75 t/h, c'est pourquoi, leur impact est ignoré dans le bilan de matière et d'énergie de cette étude. Finalement, avant d'arriver au premier réchauffeur basse pression, le condensat principal passera par le réfrigérant du condensat secondaire où il commence par être préchauffé. Depuis sa sortie du condenseur, le condensat principal aura gagné environs 3 °C à travers le réfrigérant d'hydrogène, 0,5 °C à travers le condenseur de buées, encore 0,5 °C à travers les chambres des éjecteurs et enfin 0,5 °C à travers le réfrigérant du condensat secondaire. Ainsi donc, entre le condenseur et le réchauffeur BPI, le condensat principal subit une montée en température de 4,5 °C. Le condensat secondaire, après avoir traversé le réfrigérant de condensat où il se refroidit d'environ 7 °C parvient au condenseur où il va rejoindre le condensat principal.

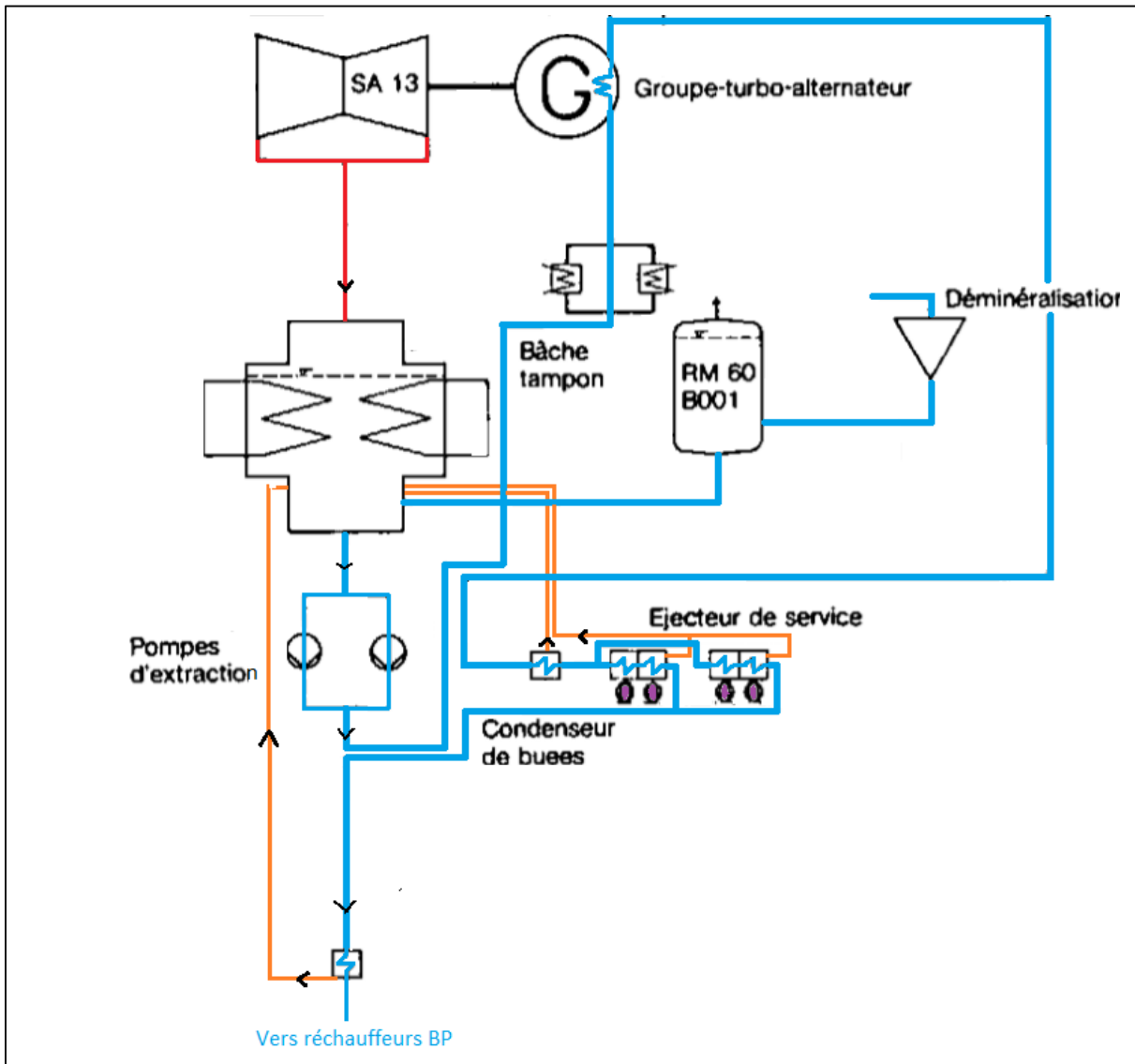


Figure V.5: Schéma montrant les circuits reliés au condenseur

V.3 Fonctionnement du condenseur :

La vapeur sortant de la turbine traverse un diffuseur lui permettant d'augmenter un tout petit peu sa pression et de ralentir avant d'attaquer le condenseur par sa manchette et d'entrer en contact avec les fronts triangulaires des faisceaux tubulaires. Cette forme permet à la vapeur de se diviser en deux flux, l'un passe par les saignées jusqu'à arriver au fond du condenseur et l'autre partie traverse les faisceaux tubulaires. Au contact des tubes froids, la vapeur se condense.

Les tubes sont désaxés de manière à séparer le film de condensat en gouttelettes. Les gouttelettes continuent leur chemin jusqu'au puits du condenseur où elles se réunissent pour former le condensat. La vapeur qui arrive à la surface du condensat (dirigée par les saignées) sert à le réchauffer et à le dégazer.

Le vide dans le condenseur est assuré par quatre éjecteurs : deux de démarrage et deux de service. Les deux premiers sont mis en marche uniquement lors du démarrage pour aider les deux de service afin d'atteindre le vide nécessaire dans le condenseur. Une fois ce niveau atteint, un seul éjecteur de service sera en principe suffisant pour le maintenir. La conduite d'aspiration de ces éjecteurs est en haut du réfrigérant d'air.

V.4 Fonctionnement des éjecteurs

Les figures (V.6) [3] et (V.7) montrent le schéma de principe d'un éjecteur.

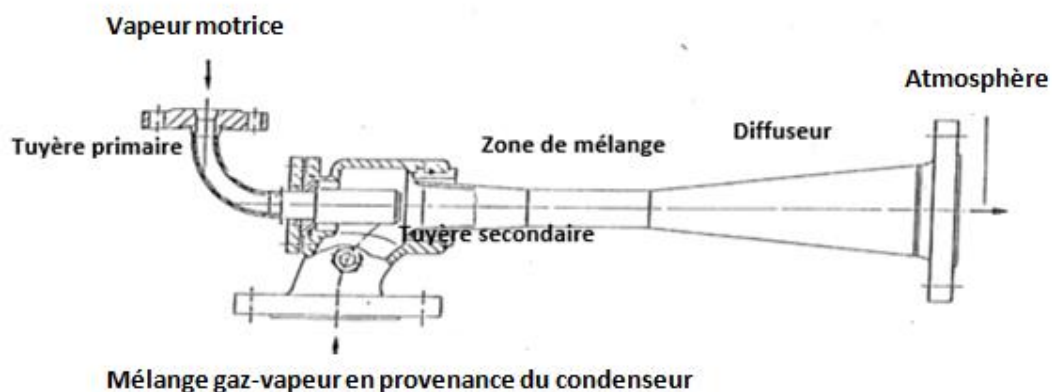


Figure V.6: Schéma général d'un éjecteur

Il comporte principalement une tuyère primaire où la vapeur motrice est accélérée, une tuyère secondaire, reliée à l'espace où on désire faire le vide par laquelle un mélange de vapeur et d'incondensables est aspiré dans le sillage créé par l'écoulement à grande vitesse de la vapeur motrice, une section où a lieu le mélange des deux écoulements et enfin, un diffuseur qui convertit l'énergie cinétique de l'écoulement résultant en pression. Ce dernier, pour lui faire atteindre la valeur qui règne dans l'espace d'éjection où une bonne partie de la vapeur

accrochée aux gaz incondensables sera éventuellement récupérée par refroidissement à l'aide du condensat principal, les gaz incondensables seront enfin évacués vers l'atmosphère.

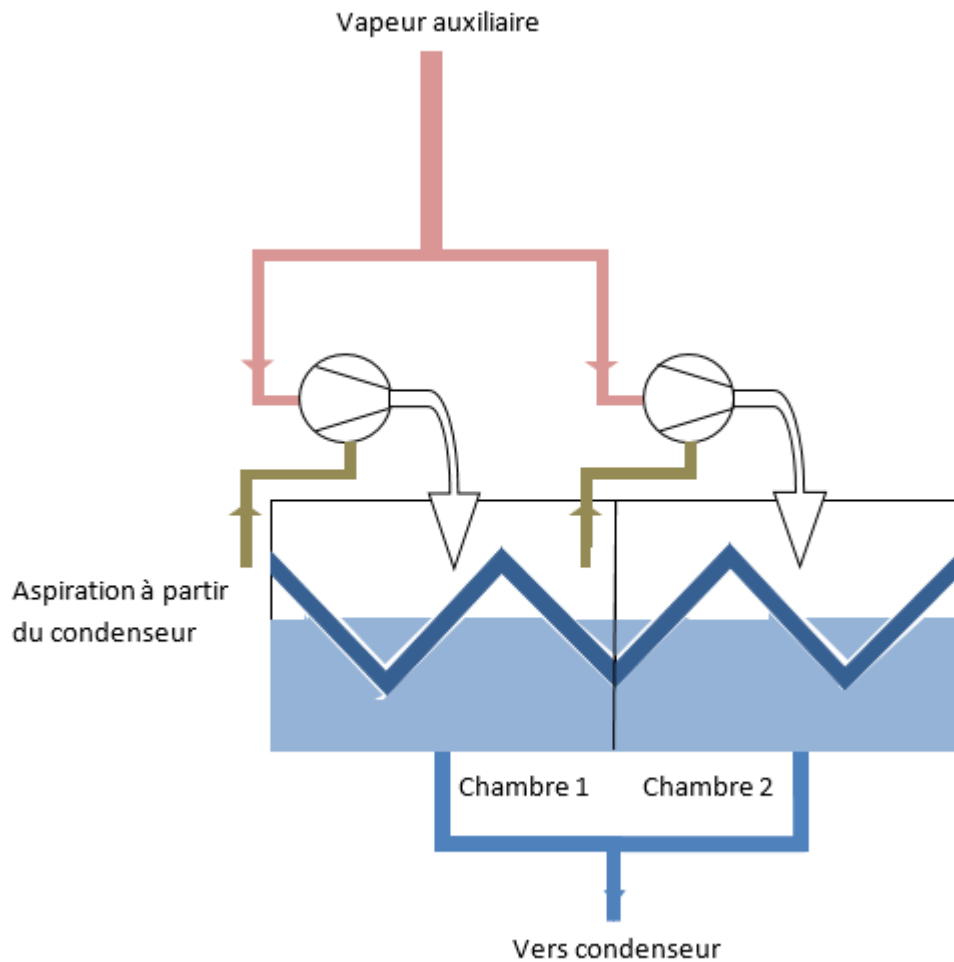


Figure V.7: Schéma fonctionnel d'un éjecteur à 2 étages (éjecteurs de services)

Les éjecteurs de service sont munis de chambres de récupération de condensats auxiliaires, tandis que les éjecteurs de démarrage, qui sont censés ne fonctionner que rarement n'en sont pas pourvus et éjectent donc directement dans l'atmosphère sans refroidissement et récupération de la vapeur. Un éjecteur de service comporte deux étages de compression en série comme le montre le schéma de la figure V.7.

Le vide est produit suivant le diagramme de la figure V.8 [3] ci-après:

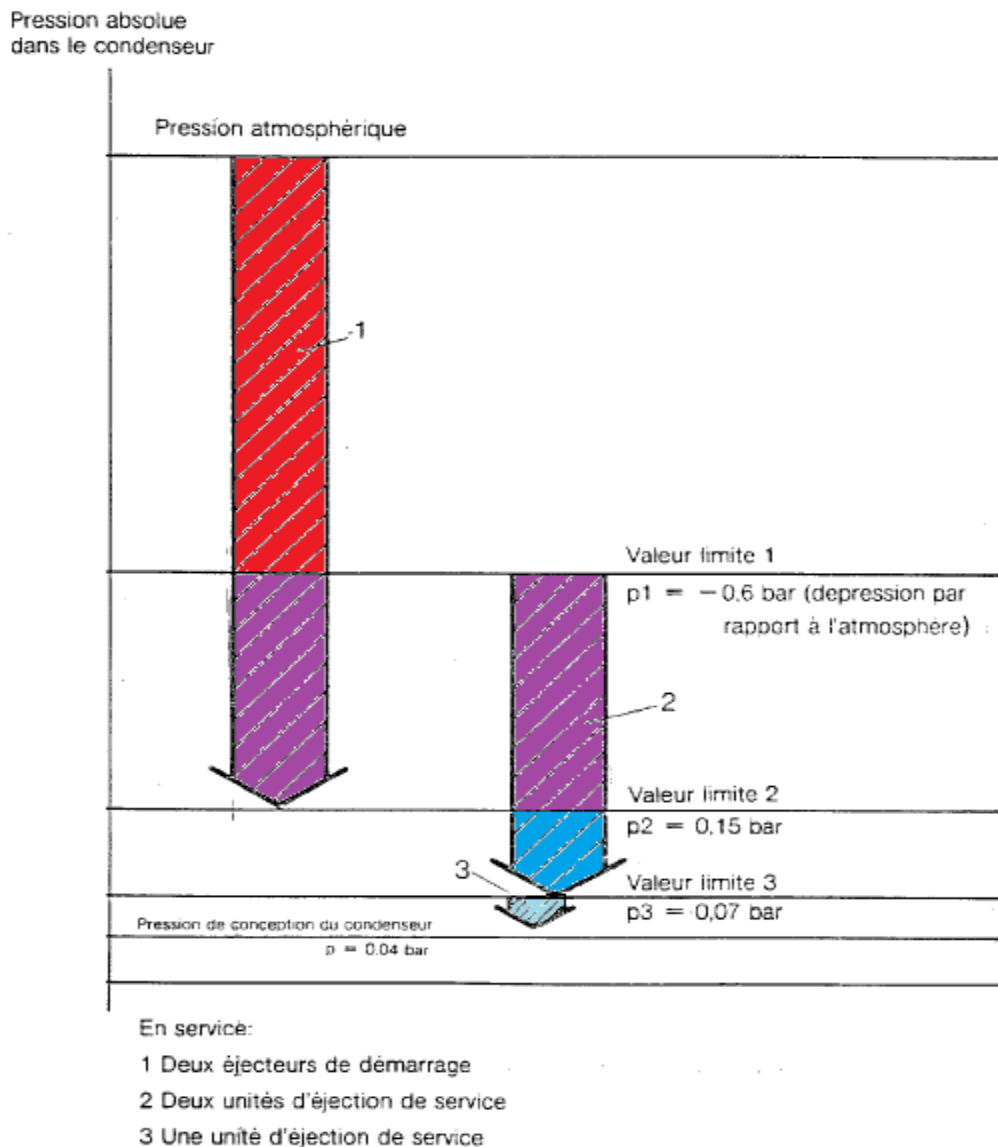


Figure V.8: Synchronisation des 4 éjecteurs

- A la pression atmosphérique on met en marche les 2 éjecteurs de démarrage.
- A Lorsque le vide au condenseur atteint (0,4 bar abs) on met en marche les 2 éjecteurs de service.
- A la pression de 0,15 bar on arrête les éjecteurs de démarrage.
- A la pression de 0,07 bar on arrête un des éjecteurs de service.
- Le dernier éjecteur de service devrait continuer tout seul pour atteindre et maintenir une pression de 0,04 bar.

V.5 Régulation du niveau :

La régulation du niveau dans le condenseur se fait en réglant celui de la bache alimentaire.

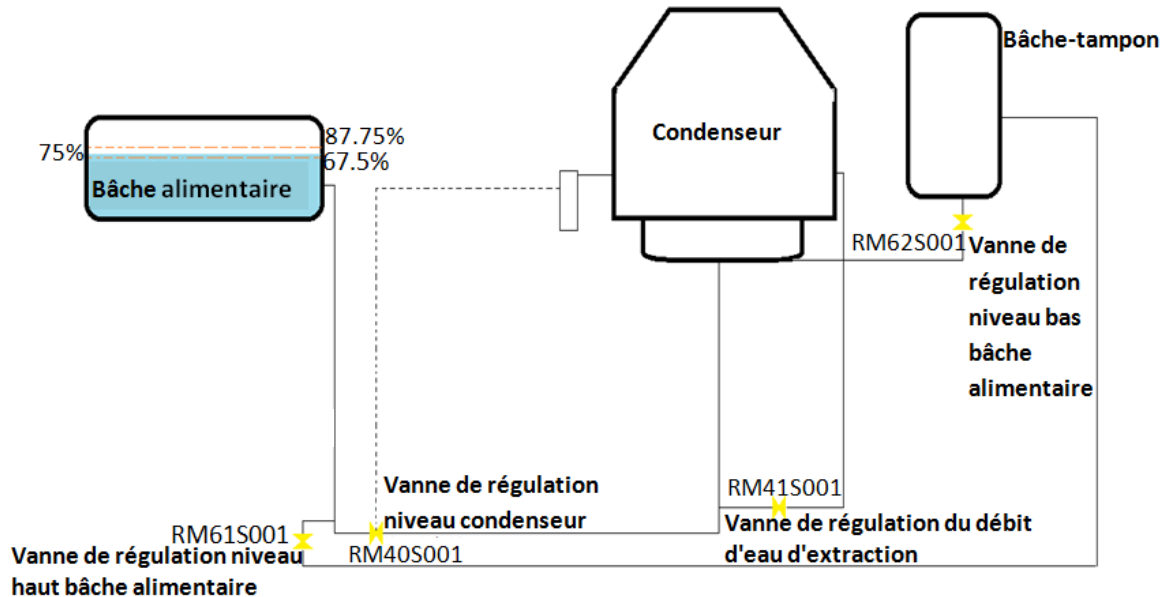


Figure V.9: Schéma de régulation du niveau

Tout d'abord, le remplissage du condenseur se fait par l'eau d'appoint via la vanne RM62S001 (voir figure V.9 ci-dessus).

La pompe d'extraction ne démarre qu'une fois le niveau devient suffisant.

Cependant, pour éviter le phénomène de cavitation pouvant arriver à cause d'une dépression brusque au condenseur, cette eau doit revenir au condenseur via la vanne RM41S001 pour cela la vanne Rm40S001 doit être fermée. On procède ainsi jusqu'à ce qu'un débit de 100 t/h soit atteint dans la conduite, puis on ferme la vanne de débit nul RM41S001 sachant que la vanne RM 40S001 s'ouvre automatiquement davantage quand le niveau du condenseur est plus haut.

Le remplissage de la bache alimentaire se poursuivra à 75%, un signal est alors envoyé pour fermer la vanne de régulation niveau bas bache alimentaire qui n'est autre que la vanne RM62S001.

- Si le niveau de la bache alimentaire arrive à 87,75%, soit 17% plus haut que le niveau nominal, la vanne de régulation niveau haut de la bache alimentaire, RM61S001, s'ouvre, elle renvoie l'eau vers la bache tampon.
- Si le niveau de la bache alimentaire atteint 67,5% soit 10% de moins que le niveau nominal, la vanne de niveau haut bache alimentaire (RM62S001) s'ouvre.
- Si le niveau bas arrive au condenseur, la vanne RM40SOO1 se ferme.
- Si le niveau de la bache alimentaire atteint un très bas point, les pompes alimentaires se déclenchent.
- Si le niveau du condenseur devient très bas les pompes d'extraction se déclenchent.

V.5.1 Le siphonage :

Il consiste à purger l'eau de mer de refroidissement en différents points, car elle contient des bulles d'air qui réduisent sa surface de contact avec les tubes.

Les purges sont regroupées dans un ballon de purges qui les sépare de l'air qui sera envoyé à l'atmosphère grâce à une pompe à vide.

V.5.2 Le casse-vide :

Ce système permet de faire entrer l'air atmosphérique dans le condenseur afin de freiner rapidement la turbine lors de l'arrêt du groupe, au passage de vitesses précises (il y a deux vitesses) ; ce sont les fréquences propres de l'arbre ; un passage prolongé dans cette zone pourrait nous enduire dans une résonance néfaste.

V.6 Partie bilan thermique du condenseur :

Le volume de contrôle qui sera utilisé pour expliciter les bilans d'énergie et d'exergie du condenseur est présenté à la figure V.10 ci-dessous.

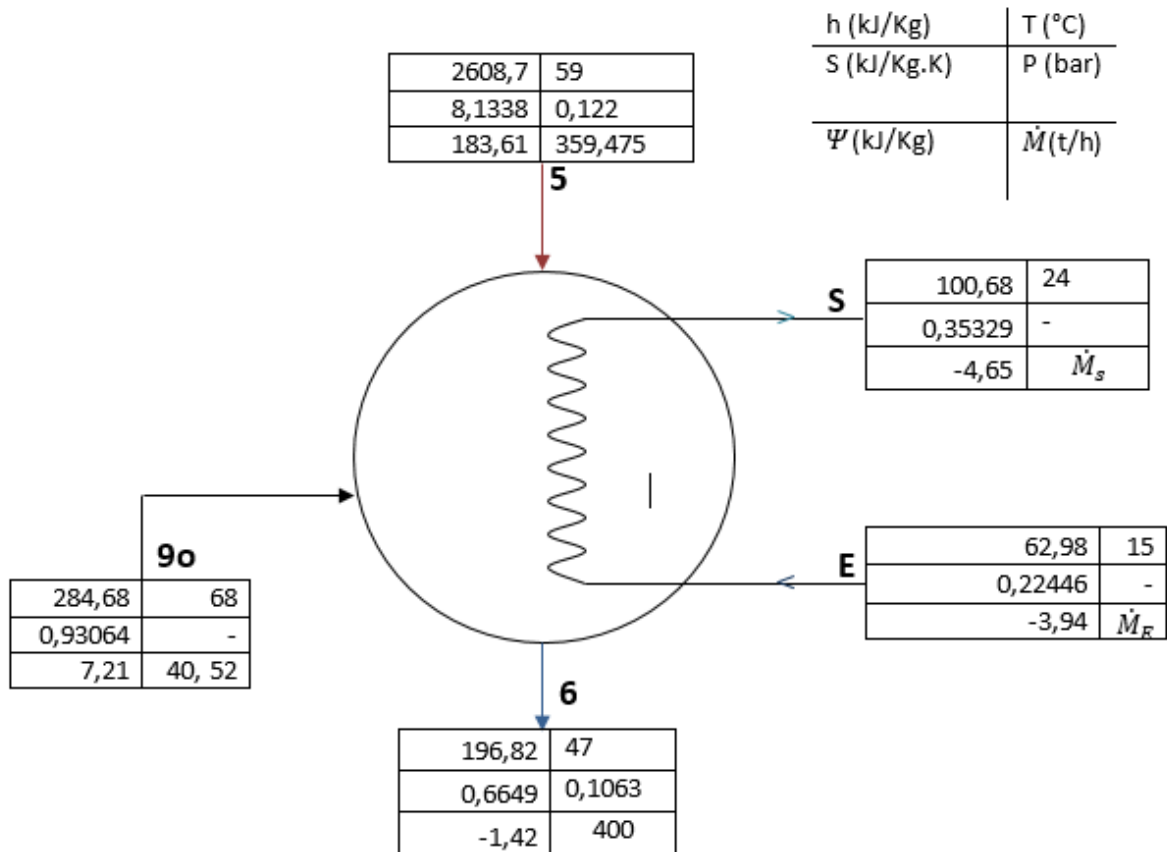


Figure V.10 : Volume de contrôle pour l'analyse du condenseur

V.6.1 Bilan d'énergie :

Nous allons utiliser le bilan d'énergie afin de calculer le débit d'eau de refroidissement (eau de mer) nécessaire à la condensation de la vapeur.

L'équation (2.3) appliquée au volume de contrôle de la figure V.10 donne :

$$\dot{M}_5 h_5 + \dot{M}_{9_0} h_{9_0} + \dot{M}_E h_E = \dot{M}_6 h_6 + \dot{M}_S h_S$$

Avec :

$$\dot{M}_6 = \dot{M}_{ext}$$

Et
$$\dot{M}_{9_0} = \dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3$$

On aura :
$$\dot{M}_5 = \dot{M}_6 - \dot{M}_{9_0} = \dot{M}_{ext} - (\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3)$$

On a également :

$$\dot{M}_E = \dot{M}_S = \dot{M}_{eau}$$

Le bilan d'énergie ci-dessus nous donne le débit d'eau de refroidissement :

$$\dot{M}_{eau} = \dot{M}_{ext} \frac{h_5 - h_6}{h_S - h_E} - (\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3) \left(\frac{h_5 - h_{9_0}}{h_S - h_E} \right) \quad (5.1)$$

V.6.2 Calcul de la chaleur évacuée par l'eau de mer :

Elle est équivalente à la chaleur cédée à la chaleur cédée par la vapeur principale pour se condenser et les condensats secondaires et auxiliaires :

$$\dot{Q}_f = \dot{M}_5 h_5 + \dot{M}_{9_0} h_{9_0} - \dot{M}_6 h_6 \quad (5.2)$$

V.6.3 Bilan d'exergie :

L'équation générale du bilan d'exergie (2.13) appliquée au condenseur s'écrit :

$$\begin{aligned} \dot{\psi}_c^d = & [(\dot{M}_{ext} - \dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3)\psi_5 + (\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3)\psi_{9_0} + \dot{M}_{eau}\psi_E] \\ & - [\dot{M}_{ext}\psi_6 + \dot{M}_{eau}\psi_S] \quad (5.3) \end{aligned}$$

V.7 Résultats des calculs :

Les équations 5.1 et 5.2 nous ont permis de trouver les résultats suivants :

Tableau V.2: Résultats des calculs sur le condenseur

Grandeur	Désignation	Unité	Valeur
Débit d'eau de refroidissement	\dot{M}_{eau}	(t/h)	23092,24
Chaleur évacuée par l'eau de mer	\dot{Q}_f	kW	241827,0687
Taux de destruction d'exergie dans le condenseur	ψ_c^d	kW	23008,26374

Chapitre VI : Analyse des performances des différents postes étudiés et calcul des performances de la centrale

VI.1 Introduction

Dans cette partie, nous allons analyser les postes traités dans les chapitres 3, 4 et 5 pour pouvoir apporter des améliorations à ces postes qui entraîneront une hausse de performance.

Nous allons consacrer une partie pour chaque poste, l'analyse du rendement globale se fera également dans une des parties, nous clôturerons le chapitre par une analyse de l'influence de la température de l'eau de mer sur les performances.

VI.2 Partie : Poste d'eau

Le premier constat à évoquer dans le poste d'eau est l'indisponibilité du réchauffeur BPI. Etant donnée la très grande difficulté d'atteindre des niveaux de vides acceptables malgré l'utilisation de deux éjecteurs au lieu d'un seul, il serait logique de croire qu'il y a des ouvertures permettant des entrées d'air dans le circuit entre le corps BP et le réchauffeur BPI, du côté vapeur, ces fuites sont probablement soit dans le compartiment vapeur de cet échangeur ou dans la conduite du premier soutirage qui le réchauffe.

Le deuxième constat peut se faire en observant le soutirage cinq se trouvant dans une zone fortement surchauffée et à une température plus grande que celle du soutirage six qui le succède. Une autre disposition permettra une économie en exergie détruite. Cette disposition consiste à mettre en œuvre deux désurchauffeurs des soutirages, l'un du soutirage six le dHPVI juste après le réchauffeur HPVI puis le désurchauffeur dHPV, ce dernier maillon de la chaîne de ces échangeurs recevrait la vapeur du soutirage cinq, qui en sort à une température près de celle du soutirage six avant d'attaquer le réchauffeur HPV

Les résultats de calcul de l'exergie totale détruite au poste d'eau dans les différents réchauffeurs est de 6,51 MW, ce qui représente un grand potentiel perdu, pouvant être amélioré par la précédente méthode. Le schéma ci-dessous montre la proposition précédente.

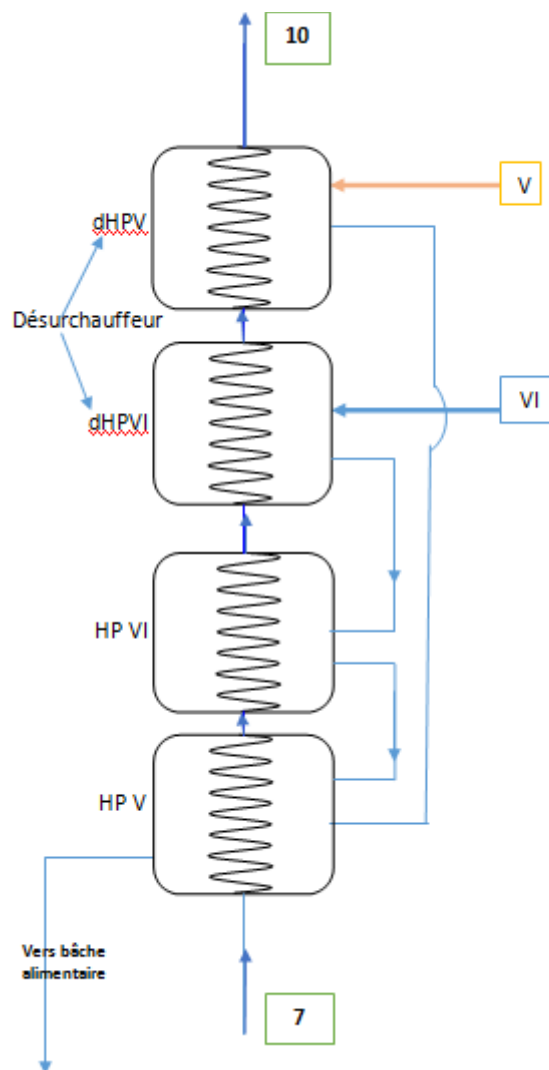


Figure VI.1: Schéma proposé pour le post d'eau

VI.3 Partie 2 : Condenseur

Il est à signaler que le condenseur de la centrale électrique de Ras Djinet ne fonctionne plus comme l'avait prévu le constructeur, nous pouvons d'abord constater que la pression qui y règne est de l'ordre de 0,1 bar alors qu'elle pourrait être entre 0,04 et 0,07 bar la plus faible de ces valeurs étant réalisable à une température d'eau de mer optimale de 15°C.

Cette montée de pression cause une perte de travail importante au niveau du corps BP de la turbine dans lequel la vapeur ne se détendra plus jusqu'à 0,06 bar ou 0,05 bar mais elle s'arrête à 0,122 bars, l'aspiration du condenseur n'étant pas assez puissante. Arrivant au condenseur à

une pression de 0,122 bars et avec une température encore élevée, la vapeur se condense à 0,1063 bars et 47°C, ne profitant guère de la température froide de l'eau de mer.

Ce condensat chaud va se réchauffer d'avantage au contact des préchauffeurs en amont des réchauffeurs BP, pour arriver donc au premier réchauffeur à une température plus chaude que celle de condensation à la pression du premier soutirage destiné à la préchauffer dans cet échangeur. La vapeur de ce soutirage occupera l'espace de l'échangeur sans parvenir à se condenser empêchant le flux de soutirage, le condensat principal ne profitera donc pas du premier soutirage à cause du problème de vide.

Les raisons de cette défaillance sont multiples.

Il y a tout d'abord, l'étanchéité de tout le système relié au condenseur : le corps BP, le circuit du condensat secondaire et des différents by-pass amenant la vapeur ou l'eau au condenseur ainsi que le condenseur lui-même.

L'air qui entre dans la chaudière est préchauffé en temps normal par les préchauffeurs d'air à vapeur qui fonctionnent avec la vapeur auxiliaire, la vapeur se condense puis est envoyée au premier réchauffeur BP. Mais, en été il n'est pas nécessaire d'utiliser ces échangeurs car l'air est déjà assez chaud, il y a une conduite qui envoie alors cette vapeur directement au condenseur, ceci se produit également dans le cas où le niveau du condensat du premier réchauffeur BP est élevé. Cette canalisation de vapeur auxiliaire est sujette à la corrosion et peut être à l'origine d'une entrée d'air, ce qui perturbera le vide au condenseur.

Il est aussi possible que l'étanchéité du condenseur lui-même soit défaillante étant donné qu'on a fait le constat que le vide devient non-maitrisable lorsqu'on essaye de réduire la charge et d'isoler un demi-condenseur pour pouvoir effectuer des travaux de nettoyage ou d'inspection.

Il est aussi très probable que le problème se situe au niveau des éjecteurs qui peuvent avoir du mal à aspirer les gaz incondensables, soit parce que cela dépasse leurs capacité d'aspiration, notamment quand les entrées d'air sont multiples, soit encore parce que les tuyères ont changé de diamètre à cause de la corrosion. Le problème peut également provenir du purgeur automatique qui envoie l'eau vers le condenseur et dont la commande automatique ne marche plus à présent. Actuellement, la vanne de ce purgeur est réglée manuellement, c'est

pour cela que parfois le niveau de condensat dans les chambres des éjecteurs de service dépasse la limite supérieure empêchant ainsi la tuyère d'aspirer correctement ce qui fera monter la pression du condenseur.

Un autre fait à signaler au condenseur est la grande différence de température entre la vapeur qui entre au condenseur et l'eau de mer qui en sort à 24° C, ceci est la conséquence d'un mauvais échange de chaleur qui ne peut être due qu'à deux facteurs importants : l'encrassement des tubes et la présence d'oxygène dans l'eau de mer.

En effet, les pompes à vide du système de siphonage prévu pour l'eau de refroidissement ne fonctionnent plus, ce qui implique une présence importante d'oxygène dans l'eau de refroidissement. Cet oxygène se dégage de l'eau une fois à l'intérieur du condenseur et forme une couche isolante entre la paroi du tube et l'eau de mer.

Le facteur d'encrassement sera explicité d'une manière plus détaillée par la suite.

Une autre différence de température plus grande que la norme est celle entre l'entrée et la sortie de l'eau de mer 9° C alors qu'elle doit être entre (3° C et 5° C), celle-ci est due à la grande quantité de chaleur à évacuer à cause de la vapeur qui atteint le condenseur à l'état surchauffée.

La dernière différence de température qui va être évoquée est celle entre la vapeur à l'entrée du condenseur et le condensat à sa sortie qui est de 12° C alors qu'elle doit être autour de 1 °C voire 0 °C. Ceci doit être dû à des entrées d'air qui font monter la pression du condenseur et font que la vapeur y parvienne encore surchauffée, il faut donc d'abord la désurchauffer jusqu'à la température de saturation puis la condenser, faisant donc une grande différence de température entre l'entrée et la sortie de la vapeur.

L'augmentation de la résistance thermique à cause des salissures et de l'oxygène, empêche une condensation rapide de la vapeur, elle reste donc piégée longtemps dans le condenseur augmentant ainsi sa pression et participant à la détérioration du vide. Le même phénomène est observé à cause de l'entrée de la vapeur en état surchauffée qui mettra du temps pour se désurchauffer avant de commencer la condensation. C'est donc une spirale vicieuse qu'il faut absolument éviter.

Les tubes du condenseur sont exposés à l'eau de mer agressive et très corrosive, et même si ces derniers sont faits en titane, un matériau résistant à la corrosion de l'eau de mer grâce à la couche très adhérente d'oxyde qui se forme automatiquement sur sa paroi, et malgré les grilles à gradin et le tambour filtrant, il est impossible d'éviter tous les encrassements qui sont favorisés par ce milieu, surtout qu'il n'y a actuellement pas de traitement par chloration de l'eau de mer.

Le plus courant des encrassements en milieu marin est le biofilm, dont nous allons développer les mécanismes dans ce qui va suivre.

VI.3.1 Biofilm :

VI.3.1.1 Définition du biofilm :

Le biofilm est une structure formée de bactéries, englobée dans une matrice extracellulaire (matrice située en dehors de la cellule qui l'a secrété) de façon hétérogène et qui s'accroche à une surface donnée. Cette surface peut être naturelle ou artificielle comme dans le cas des industries se trouvant dans des milieux susceptibles de développer des biofilms. La matrice permet au biofilm de s'oxygéner, de rejeter les déchets et de se protéger.[5]

VI.3.1.2 Formation d'un biofilm :

Elle se fait au bout de cinq étapes, voici un schéma qui montre ces étapes :

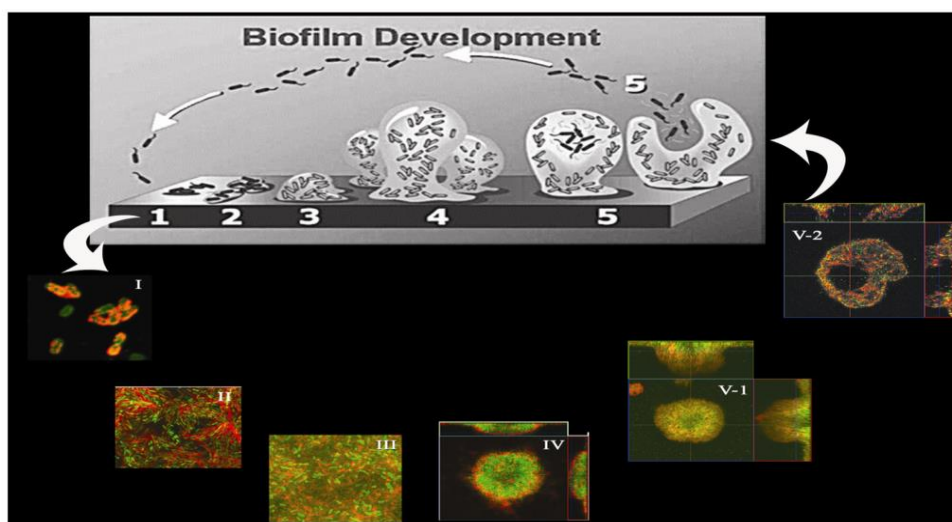


Figure VI.2: les étapes de formation d'un biofilm

- **Formation du film primaire :**

Il se crée dès la mise en contact de la surface avec le milieu marin. Il facilite l'adhésion du micro-organisme en modifiant les propriétés physico-chimiques de cette surface.

- **Le dépôt des micro-organismes sur la surface**

Cette étape peut être divisée en deux sous-étapes :

- Etape d'adhésion réversible :

Les bactéries s'approchent de la surface et sont attirées par les forces d'attraction physico-chimiques vers cette surface. Cette étape est caractérisée par des phénomènes chimiques tels que les liaisons hydrogène et les forces de Van der Waals.

- Etape d'adhésion irréversible :

Les cellules attachées à la surface se multiplient et l'adhésion devient irréversible. Cette étape est caractérisée par des phénomènes biologiques tels que l'apparition des gènes impliqués dans l'adhésion et la communication entre les cellules. Ces dernières vont être liées à la surface par des forces intenses (dipôles-dipôles et ponts polymériques) et en même temps, elles tendront à s'agglomérer fortement. Ces agglomérats commencent ensuite à produire des substances polymériques extracellulaires [11] (EPS) (la matrice extracellulaire).

- **La formation de micro-colonies**

Les micro-organismes forment des micro-colonies en se multipliant et en attirant d'autres bactéries vers le biofilm.

- **Maturation du biofilm**

Ces micro-colonies vont se multiplier et s'entasser de manière hétérogène donnant de l'épaisseur au biofilm. Les cellules sont englobées de la matrice extracellulaire possédant des canaux où les nutriments peuvent circuler. Les cellules externes se développent plus rapidement que les cellules internes en raison de leur contact avec ces canaux.

- **Extension du biofilm :**

Les bactéries sont secrétées et partent coloniser d'autres surfaces voisines. Ci-dessous une figure[9] montrant l'apparition du biofilm qui s'est développé sur du Titane, après 2 jours, 9 jours et une année :

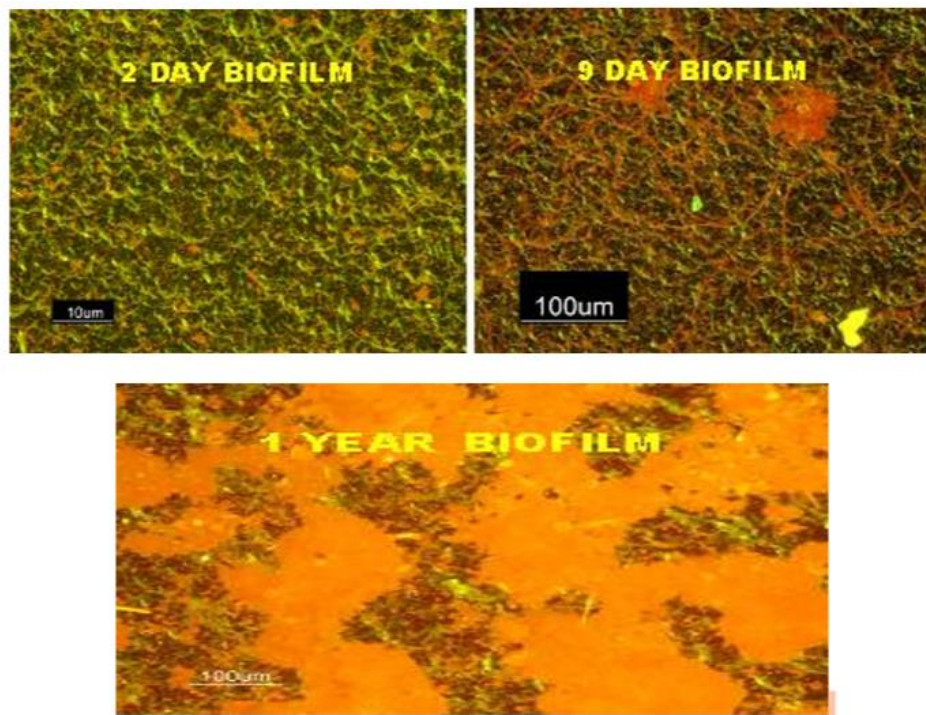


Figure VI.3: Développement du biofilm et son extension au bout d'un mois

VI.3.1.3 Dangers du biofilm :

Le biofilm cause de nombreux problèmes aux industries, notamment dans les milieux marins. Il se dépose dans les canalisations en formant des anneaux qui réduisent ainsi leurs sections, ce qui augmente les pertes de charges que les pompes doivent vaincre pour faire circuler le même débit. En se déposant dans les tubes des échangeurs à chaleur, il crée une couche d'isolant thermique et perturbe fortement les échanges de chaleur. Il est aussi un agent corrosif pour ces tubes. Tema recommande pour la résistance thermique surfacique du biofilm marin, ainsi que pour tout encrassement en ce milieu dans les mêmes conditions opératoires que celle du condenseur de Ras-Djinet, une valeur de $0,0005 \text{ Ft}^2\text{°F}/ (\text{BTU}/\text{h})$ soit : $0,276383 \text{ m}^2 \text{°C}/\text{kW}$ [6]. La résistance thermique surfacique du titane pour un tube de 0,7 mm d'épaisseur est de l'ordre de $0,035\text{m}^2 \text{°C}/\text{kW}$. Le dépôt d'encrassement apporte alors une résistance plus

de huit fois plus grande que celle du métal, compromettant ainsi la qualité des échanges thermiques entre l'eau de refroidissement et la vapeur d'eau.

VI.3.1.4 Moyens de lutte contre le biofilm :

VI.3.1.4.1 Moyens efficaces mais dangereux pour l'environnement :

- 1) **Peinture** : à base d'étain, de cuivre, de plomb ou polymères avec des principes actifs non spécifiques (AMPS).
- 2) **Les biocides** :
 - Peintures de sels à base d'étain et à base de cuivre.
 - Boosters organiques pour augmenter l'action du cuivre
- 3) **La Chloration** : Du Chlore doit être injecté en choc, inefficace sur le biofilm mature.

VI.3.1.4.2 Procédés inoffensifs pour l'environnement :

- 1) Utilisation des peintures ultra lissantes (fluoropolymères ou silicones) à caractère hydrophile.
- 2) Le flocage : fixation, de manière perpendiculaire à la surface de fibres électriquement chargées (polyester, polyamide). Ce sont des charges négatives qui repoussent les bactéries, elles aussi de charges négatives en général.
- 3) Greffage de polymères (polyéthylène glycol) nommée PEG, ils bloquent les protéines grâce à l'interaction de leur matrice avec l'eau, créant une sphère gonflée de solvation (phénomène de dissolution d'un produit chimique dans un solvant).
- 4) Création de surface avec biocide naturelle : En utilisant soit des peptides, enzymes ou molécules biomimétique.[7].

VI.3.2 Calculs et analyse sur le condenseur :

VI.3.2.1 Evaluation du coefficient global d'échange de chaleur :

Nous allons calculer le coefficient d'échange global actuel du condenseur puis le comparer avec celui du constructeur dans les mêmes conditions d'eau de mer, le coefficient d'échange global U est obtenu à partir de l'expression du taux de chaleur évacuée par l'eau de mer :

$$\dot{Q}_f = \dot{M}_{eau} C_{eau} (T_S - T_E) = UA \Delta T_{LMTD} \quad (6.1)$$

Avec :

C_{eau} : Chaleur spécifique de l'eau de mer prise égale à 4.18kj/kg

Nous allons considérer pour l'évaluation du coefficient d'échange U, que notre condenseur se comporte comme un échangeur à contre-courant avec les profils de température représentés à la figure ci-dessous :

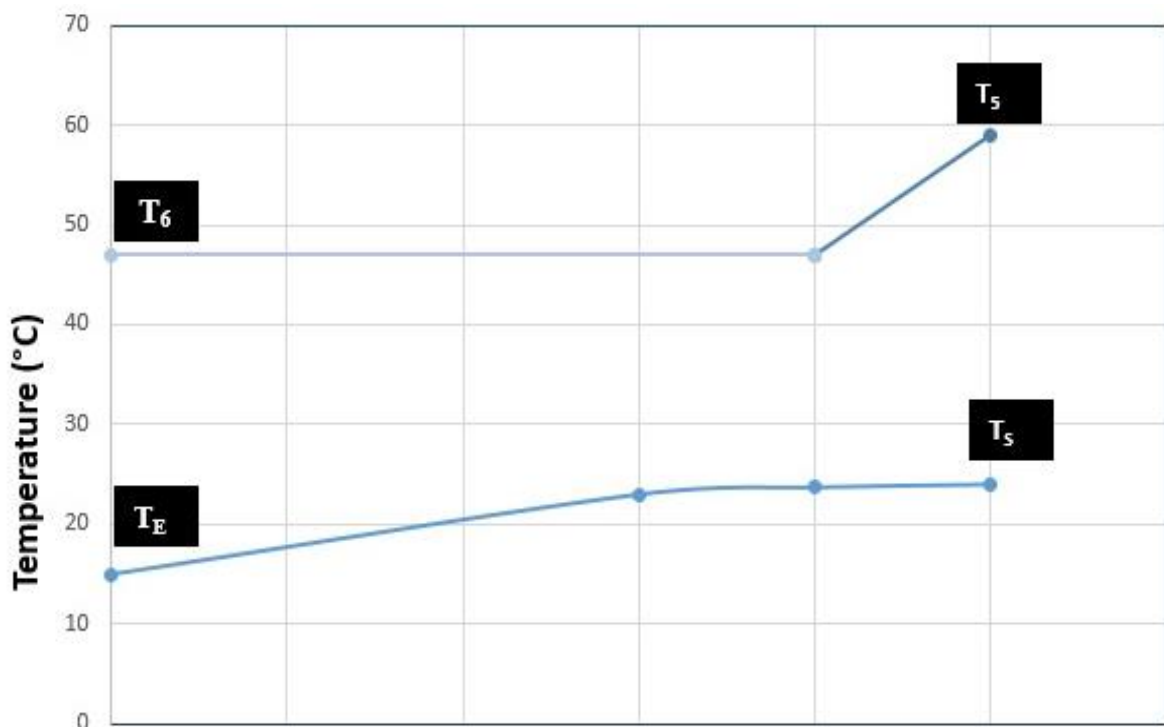


Figure VI.4: Evolution des températures dans le condenseur

Remarquons qu'étant donné que nous considérons que la vapeur arrive dans le condenseur dans un état surchauffée, une partie du condenseur sera dédiée à la désurchauffe, mais nous ne la traiterons pas séparément. Nous allons donc poser que la différence de température moyenne logarithmique sera donnée par :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_6 - T_E) - (T_5 - T_S)}{\ln\left(\frac{T_6 - T_E}{T_5 - T_S}\right)} \quad (6.2)$$

Si nous considérons que la vapeur arrive dans un état de saturation au condenseur, la différence de température moyenne logarithmique sera donnée par :

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_S - T_E}{\ln\left(\frac{T_5 - T_E}{T_5 - T_S}\right)} \quad (6.3)$$

Cependant, nous n'avons pas pris en compte dans cette évaluation l'entrée (90) du condensat secondaire. Pour en tenir compte, nous pouvons définir une température moyenne pondérée des entrées au condenseur, soit :

$$T_{mp} = \frac{\dot{M}_5 T_5 + (\dot{\alpha}_1 + \dot{\alpha}_2 + \dot{\alpha}_3) T_{90}}{\dot{M}_6}$$

La différence de Température moyenne logarithmique sera alors :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_6 - T_E) - (T_{mp} - T_S)}{\ln\left(\frac{T_6 - T_E}{T_{mp} - T_S}\right)} \quad (6.4)$$

Les calculs de la (LMTD) ont été exécutés au moyen des trois équations (6.2 et 6.3, 6.4) et à chaque fois une valeur d'U a été obtenue à partir de l'équation (6.1). Les résultats de ces calculs sont présentés au tableau ci-dessous

Afin d'évaluer l'ampleur de la dégradation du coefficient de transport global, nous nous sommes également placés dans les conditions d'un condenseur à 5 kPa. Nous avons pris la même notation de température ($T_S - T_E$) de l'eau de mer. Pour ce cas, la désurchauffe n'est pas présente. Les valeurs obtenues figurent à la dernière colonne du même tableau.

Notons que la valeur de U s'est dégradée jusqu'à environ la moitié de celle que le condenseur pourrait afficher lorsqu'il était possible d'y maintenir un vide de 5 kPa. Les valeurs qui sont calculées ont été obtenues sous des hypothèses très approximatives (le fait de considérer que le condenseur puisse être modélisé par un échangeur à contre-courant. Alors que la configuration des écoulements à l'intérieur est en réalité très complexe). Cependant les valeurs correspondant à la région inférieure du domaine pratique précisé par Yves JANNOT [8], domaine qui situe U entre 700 et 1000 W/m².K

VI.3.2.1.1 Comparaison avec celui du constructeur :

Voici les valeurs regroupés dans un tableau :

Tableau VI.1: Comparaison de la valeur du coefficient global d'échange de chaleur avec celle obtenue avec un condenseur à 5kpa

				Cas actuel	Mesures du constructeur
Grandeur	Désignation	Formule (expression)	Unité	Valeur	Valeur
Flux de chaleur évacuée par le condenseur	\dot{Q}_f		kW	241827,07	219305,24
Différence de température moyenne logarithmique méthode 1	ΔT_{lm}	$\Delta T_{lm} = \frac{T_S - T_E}{\ln\left(\frac{T_5 - T_E}{T_5 - T_S}\right)}$	°C	27,25	14,54
Coefficient d'échange global méthode 1	U		$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	878,48	1493,35
Différence de température moyenne logarithmique méthode 2	ΔT_{lm}	$\Delta T_{lm} = \frac{(T_6 - T_E) - (T_5 - T_S)}{\ln\left(\frac{T_6 - T_E}{T_5 - T_S}\right)}$	°C	33,48	-
Coefficient d'échange global méthode 2	U		$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	715,13	-
Différence de température moyenne logarithmique méthode 3	ΔT_{lm}	$\Delta T_{lm} = \frac{(T_6 - T_E) - (T_{mp} - T_S)}{\ln\left(\frac{T_6 - T_E}{T_{mp} - T_S}\right)}$	°C	33,92	15,47
Coefficient d'échange global méthode 3	U		$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	705,84	1403,12

Le coefficient globale d'échange devrait être entre 700 et 1000 ce qui est le cas actuellement sauf qu'il s'approche de la limite 700 qui nous prédit un encrassement. [8]

VI.3.2.2 Calcul de la NUT et l'efficacité :

Le nombre d'unités de transfert est défini par l'expression :

$$NUT = \frac{UA}{(\dot{M}c)_{min}} \quad (6.5)$$

Avec :

$(\dot{M}c)_{min}$: Taux de capacité thermique minimum

L'efficacité du condenseur est calculable à l'aide de l'expression :

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (6.7)$$

Avec les valeurs de U calculées précédemment et les valeurs connues de différentes grandeurs intervenant dans l'expression de NUT, au calcul de ce dernier, puis l'efficacité de l'échangeur au moyen de l'expression (6.7).

Les résultats sont portés au tableau ci-dessous.

Tableau VI.2: Comparaison de la NUT

			Cas actuel	Constructeur
Grandeur	Désignation	Unité	Valeur	Valeur
Nombre d'unité de transfert méthode 1	NUT		0,3309	0,6350
Nombre d'unité de transfert méthode 2	NUT		0,2694	0,5510
Nombre d'unité de transfert méthode 3	NUT		0,2659	0,5286
L'efficacité du condenseur méthode 1	ε		0,2818	0,4701
L'efficacité du condenseur méthode 2	ε		0,2362	0,4236
L'efficacité du condenseur méthode 3	ε		0,2335	0,4106

Nous remarquons la encore que l'efficacité du condenseur s'est dégradé de presque la moitié relativement à un condenseur où le vide était bien garanti.

VI.3.2.3 Evaluation de la dégradation de la puissance :

Nous comparons le cas actuel où la condensation a lieu 0,106 bar avec les cas d'une condensation à 0,05 bar.

La condensation de chaque kg de vapeur libère vers l'eau de refroidissement une quantité de chaleur donnée par la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du condenseur.

En calculant la différence entre la quantité libérée lors de la condensation de 1 kg de vapeur à 0,106 bar et celle libérée lors de la condensation à 0,05 bar, puis en multipliant la valeur obtenue par le débit de vapeur condensée, soit dans le cas présent environ 360 t/h, on trouve que la quantité de chaleur supplémentaire qu'on a du évacuer vers l'eau de mer lors d'une condensation à 0,106 bar de près de 4 MW. Cette valeur correspond à la perte de puissance du système due à la perte de vide au condenseur.

VI.3.3 Les recommandations concernant le condenseur :

Pour améliorer les performances de l'installation, il faut en premier lieu assurer l'étanchéité du condenseur et de tous les circuits qui lui sont connectés. Il faudra aussi réparer le purgeur automatique des chambres des éjecteurs et réparer les pompes à vide.

Pour l'entretien, il faut nettoyer complètement le condenseur tous les trois mois[10], car plus le biofilm est vieux plus il est difficile à éliminer. Il faut aussi effectuer régulièrement des épreuves d'étanchéité sur tous les circuits connecté au condenseur[10].

Il est impératif de programmer l'ouverture des éjecteurs, qui n'ont malheureusement jamais été ouverts, pour une inspection régulière (1 fois par an) pour débarrasser les tuyères des dépôts de graisses ou d'oxydes qui peuvent s'y coller, il faut mesurer l'usure du col grâce à un fil de plomb [10].

Il faut effectuer régulièrement l'épreuve d'étanchéité des chambres des éjecteurs, et programmer le nettoyage des galeries et des conduites d'amenée de l'eau de mer, étant donné qu'elles sont aussi affectées par le biofilm marin qui, dans ce cas non seulement créé des anneaux d'encrassement de bactéries mais aussi de moules et d'autres macro-organismes, réduisant ainsi la section ce qui est de nature à surcharger les pompes circulatrices.

Il est aussi important d'éliminer l'encrassement déjà existant en se procurant un appareil pour le nettoyage des tubes comme les hydroforeuses qui combinent l'action de rinçage et de forage rotatif.

Une fois que les tubes sont nettoyés, il faut assurer de temps à autre une injection en choc de chlore afin de prévenir un autre encrassement. Il faut aussi refaire le caoutchouc d'étanchéité du tambour filtrant qui, avec le temps, a perdu son efficacité.

VI.4 Partie 3 : Turbine

Les diagrammes T-s et h-s du cycle sont présentés sur les deux figures suivantes :

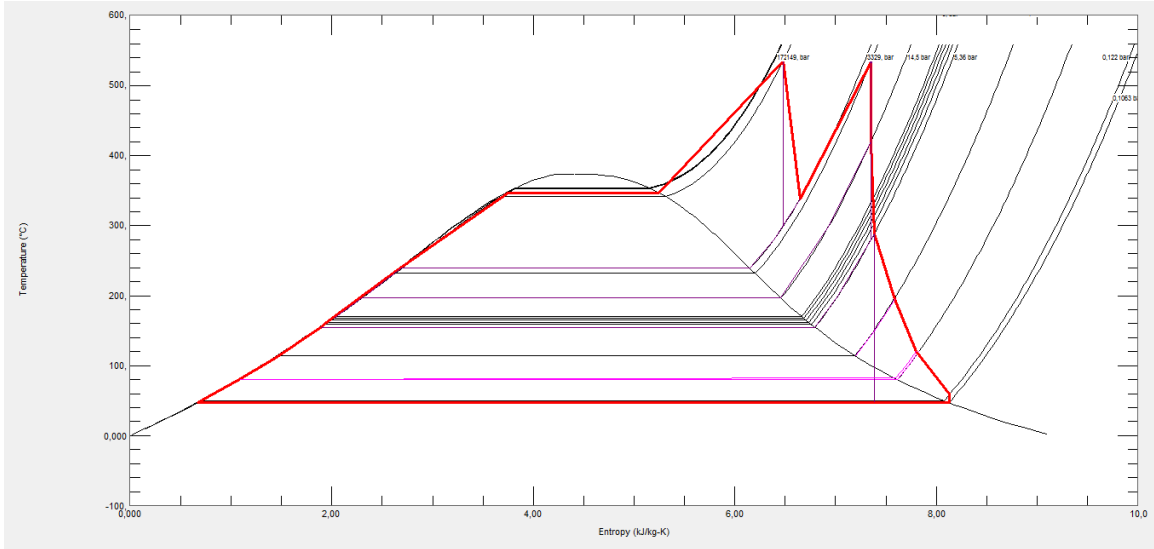


Figure VI.5: Diagramme T-s du cycle

Dans la pratique, d'après Houbrechts [2] un ensemble de soutirage idéal est celui qui, dans un digramme h-s, partage également la distance entre les enthalpies des soutirages projetées sur l'isentrope débutant à l'entrée de la turbine et finissant au condenseur.

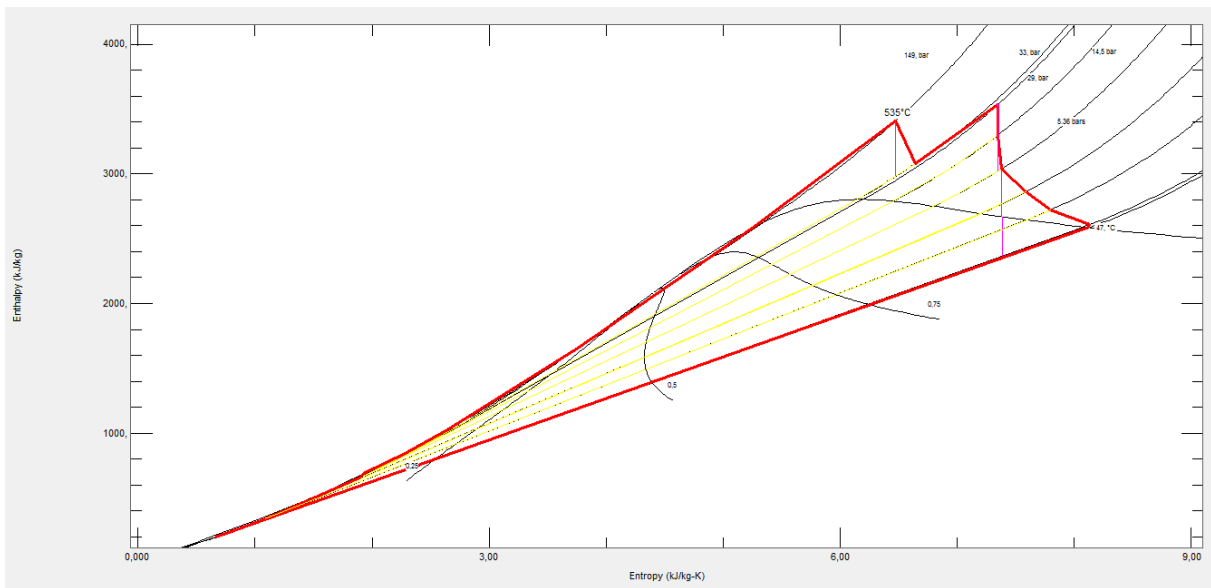


Figure VI.6: Diagramme h-s du cycle

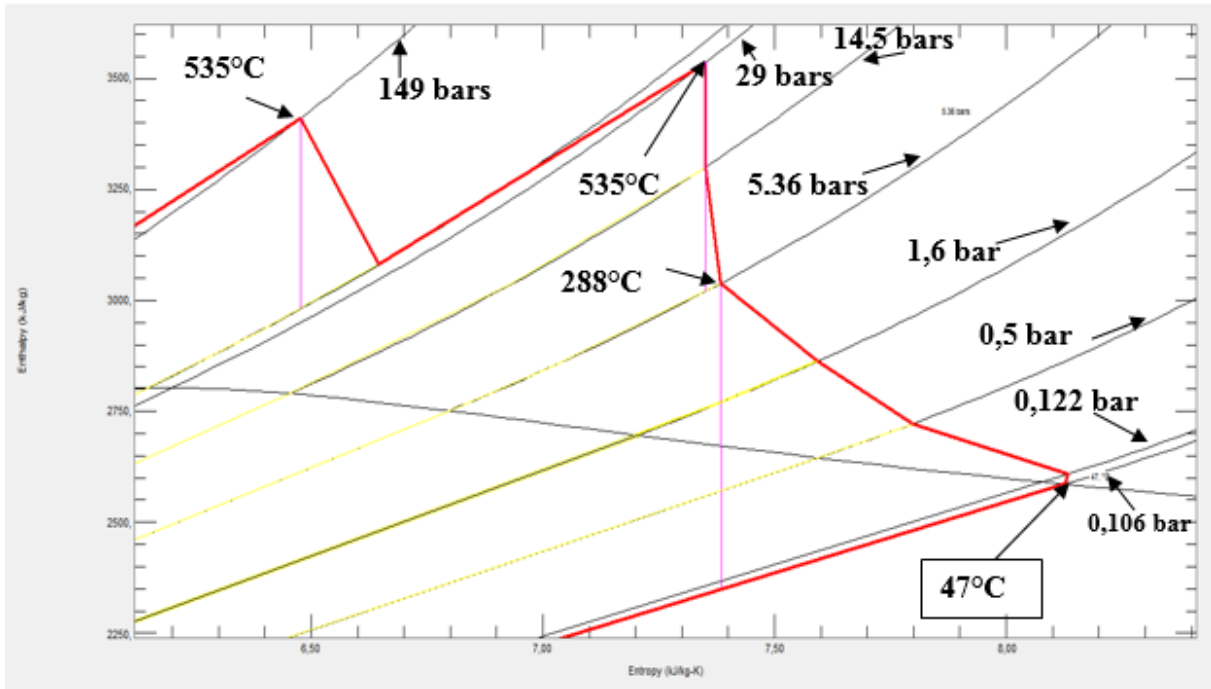


Figure V.7: Diagramme h-s de la détente

Comme nous le montre le schéma ci-dessus, les soutirages ne suivent pas exactement la règle citée en haut. Ci-dessous un tableau qui montre les différents écarts entre l'enthalpie projetée idéale et l'enthalpie projetée réelle :

Tableau VI.3: les différents écarts entre l'enthalpie projetée idéal et l'enthalpie projetée réel

Grandeur à mesurer	Désignation	Unité	valeur
Différence d'enthalpie sur l'isentrope	Δh_t	(kJ/kg)	1198,5
Différence d'enthalpie sur l'isentrope idéal entre chaque deux soutirage voisin	Δh_{ip}	(kJ/kg)	199,75
Différence d'enthalpie pour le soutirage 5	Δh_5	(kJ/kg)	35,65
Différence d'enthalpie pour le soutirage 4	Δh_4	(kJ/kg)	116,3
Différence d'enthalpie pour le soutirage 3	Δh_3	(kJ/kg)	180,75
Différence d'enthalpie pour le soutirage 2	Δh_2	(kJ/kg)	177,5
Différence d'enthalpie pour le soutirage 1	Δh_1	(kJ/kg)	181,45

Il est remarquable que les soutirages BP sont les plus éloignés de l'idéalité.

Pour satisfaire la règle, nous allons à l'aide d'un logiciel de calcul thermodynamique "minirefprop" trouver les valeurs des pressions correspondant au cas idéal, c'est à dire avec un écart nul. Les valeurs trouvées figurent dans le tableau suivant :

Tableau VI.4: Pression de soutirages idéals pour les mêmes conditions d'entrée sortie de l'ensemble du corps MP-BP

Grandeur à mesurer	Désignation	Unité	Valeur idéale	Valeur actuelle
P pour le soutirage 5	P_V	bar	16,219	14,5
P pour le soutirage 4	P_{IV}	bar	8,3250	5,36
P pour le soutirage 3	P_{III}	bar	3,7917	1,6
P pour le soutirage 2	P_{II}	bar	1,4451	0,5
P pour le soutirage 1	P_I	bar	0,43304	0,122

Les écarts entre des valeurs actuelles par rapport aux valeurs idéales sont évidents.

VI.4.1 Analyses des rendements des turbines :

Le rendement le plus faible est celui du corps BP, puis vient celui du corps HP, ensuite celui du corps MP.

Malgré que les vibrations du corps HP lors de la prise des mesures utilisées dans cette analyse, il ne serait pas juste d'en déduire la raison de la baisse de son rendement, en effet même les mesures faites par le constructeur indique un rendement du corps HP plus faible que celui du corps MP mais l'écart reste faible comparé aux valeurs actuelle. cet écart important peut avoir comme origine le fait que la vapeur du corps HP se trouve dans des états proches du domaine critique et plus on se rapproche de ce domaine plus les erreurs sur les valeurs de l'enthalpie et de l'entropie augmente.

Si on considère la destruction d'exergie dans les trois corps de turbine, le même constat se dégage : Le corps BP est le moins performant suivi du corps HP et enfin viendra le corps MP.

VI.5 Partie 4 : Rendements :

VI.5.1 Le rendement global de la centrale :

Le rendement global de la centrale peut être calculé de deux façons différentes :

- 1) En estimant les différents rendements du cycle : C'est à dire le rendement interne, le rendement de la chaudière, le rendement mécanique, le rendement électrique et le rendement des auxiliaires.

Nous avons :

$$\eta_{int} = \frac{|W|_{P,t}}{Q_C}$$

$$\eta_{aux} = \frac{P_{BU}}{P_{BA}}$$

$$\eta_m \eta_{elec} = \frac{P_{BA}}{|W|_{P,t}}$$

$$\eta_{tot} = \eta_{int} \cdot \eta_{ic} \cdot \eta_{aux} \cdot \eta_m \cdot \eta_{elec}$$

- 2) En appliquant sa définition :

$$\eta_{tot} = \frac{P_{BU}}{Q_{comb}}$$

Les données utilisées sont regroupés dans le tableau ci-dessous :

Tableau VI.5: Rendement globale de la centrale en utilisant la définition

Grandeur	Désignation	Unité	Valeur
Puissance borne usine	P_{BU}	kW	143,57
Puissance borne alternateur	P_{BA}	kW	150,45

VI.5.2 Estimation de la destruction d'exergie :

L'exergie ramenée par le combustible sera en partie transmise à la vapeur du cycle et en partie détruite dans la chaudière (près de 40%).

20% de l'exergie du cycle sera détruite dans la turbine, le condenseur et le poste d'eau. Le reste sera converti en travail.

Cette analyse nous permet de savoir les endroits susceptibles d'amélioration, là où la perte d'exergie est importante.

Nous avons analysé chaque partie, la comparer à un meilleur modèle et proposer des solutions sur l'exploitation mais aussi une nouvelle disposition de la centrale.

Poste d'eau : $\dot{\psi}_{\text{poste d'eau}}^d = 6,51 \text{ MW}$

Condenseur : $\dot{\psi}_c^d = 23,13 \text{ MW}$

Turbine : $\dot{\psi}_t^d = 31,44 \text{ MW}$

Destruction totale de l'exergie dans le cycle (à l'exception de la chaudière) = 61,08 MW

Puissance produite par les turbines = 152,18 MW

$$\dot{\psi}_{\text{Comb}}^d = 0,9 \times 11,06 \times 38647,7 \times 10^{-3} = 384,7 \text{ MW}$$

Le tableau ci-dessous présente les résultats de calcul

Tableau VI.6: Estimation des destructions de l'exergie

Grandeurs	Désignation	unités	valeurs
Rendement interne du cycle	η_{int}		0,3932
Rendement auxiliaire	η_{aux}		0,9540
Rendement chaudière	η_{ch}		0,905
Rendement mécanique. Rendement électrique	$\eta_m \eta_{elec}$		0,9886
Rendement total	η_{tot}		0,3359
Rendement exergetique de la centrale	η_{ex}		0,3956
Destruction de l'exergie dans le poste d'eau	$\psi_{\text{poste d'eau}}^d$	MW	6,51
Destruction de l'exergie dans la chaudière	ψ_C^d		23,13
Destruction de l'exergie dans la turbine	ψ_T^d		31,44
Destruction totale de l'exergie dans le cycle (à l'exception de la chaudière)	ψ_{ic}^d		61,08
Exergie du le combustible	ψ_{Comb}^d		384,7

VI.5.3 Analyse de l'influence de la température de l'eau de mer

Cette figure montre la variation de la puissance maximale atteinte par le groupe 1 en fonction de la température de l'eau de mer.

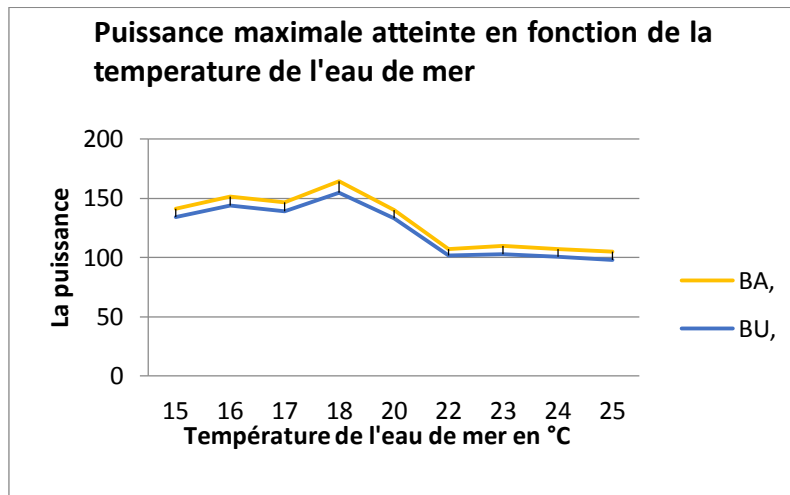


Figure VI.8: Puissance max atteinte en fonction de la température de l'eau de mer

Figure VI.8: Puissance maximale atteinte en fonction de la température de l'eau de mer. Deux paliers sont remarquables sur ce graphe, le palier d'hiver allant de la température de l'eau de mer de 15 °C à 17°C, le palier d'été allant de 22°C à 25°C et une zone transitoire entre ces deux paliers. Il est alors évident que la puissance maximale diminue quand la température de l'eau de mer augmente, elle est en moyenne de 150MW pour le régime hivernale et de 110 MW pour le régime estivale. Cela est sûrement dû aux conditions défavorables de l'été, à savoir le biofilm qui se développe plus rapidement et la difficulté de réalisation du vide au condenseur.

Conclusion

Ce projet de fin d'études a consisté en une évaluation des facteurs qui ont une influence sur les performances de la centrale électrique de Ras-Djinet. Les performances considérées sont la puissance produite et différents rendements qui représentent soit des éléments individuels de la centrale, comme les rendements isentropiques des différents corps de turbine, le rendement de la chaudière..., soit des rendements qui représentent l'ensemble du système, comme le rendement interne du cycle thermodynamique ou le rendement global de la centrale. Pour cela, nous avons divisé les composants de la centrale en quatre postes principaux qui sont le condenseur, le poste d'eau, le poste turbine et la chaudière.

La chaudière mise à part, chacun de ces postes a été analysé en détail. Pour la chaudière, le calcul s'est porté uniquement sur la chaleur apportée à l'eau et son rendement global. Une analyse plus fine de cet élément n'ayant pas été possible, à cause d'une insuffisance de données nécessaires pour l'analyse de la combustion et des échanges de chaleur au niveau de chacun de ses échangeurs.

Nous avons modélisé les différents composants considérés par des volumes de contrôle, nous avons identifié les paramètres thermodynamiques aux frontières de ces volumes, en exploitant les données mesurées à la centrale et en les complétant par des hypothèses raisonnablement justifiées. Un bilan énergétique et un bilan exergetique ont pu être effectués à partir de ces données.

Les bilans d'énergie nous ont permis de calculer notamment les débits des différents soutirages. Connaissant ces débits, nous avons calculé le travail produit par les turbines. Les bilans d'exergie nous ont permis d'estimer les taux de destruction d'exergie associés à chacun des éléments analysés. Le condenseur a été traité avec un intérêt particulier. Sa performance s'est révélée très fragile, car dépendant de la nécessité d'y instaurer un vide très difficile à maintenir.

Dans le dernier chapitre, une analyse détaillée des résultats nous a permis de conclure que la baisse du rendement global et de la puissance maximale n'est pas aussi affectée par les paramètres ambiants qu'elle ne l'est par la qualité du vide au condenseur et par la valeur du rendement isentropique du corps BP de la turbine, où le taux de destruction d'exergie est important. En effet nous avons constaté que même dans des conditions de température d'eau

de mer idéale de 15 °C, le vide requis pour un fonctionnement optimum du cycle n'est pas réalisé. Cela affecte directement le travail de la turbine BP qui se détériore.

Il est impératif de réparer ou de remplacer tous les petits équipements qui fonctionnent mal actuellement ou qui sont simplement partiellement défectueux. Il est indispensable d'exécuter scrupuleusement les recommandations des fabricants en ce qui concerne la maintenance. C'est également un atout inestimable de disposer de techniciens capables d'intervenir avec les compétences d'un professionnel pour maintenir en vie les équipements.

Enfin, on doit mentionner qu'une étude plus précise aurait pu être faite si nous avions pu disposer de plus d'informations, comme par exemple des températures du condensat principal à différents endroits du poste d'eau, ainsi que de valeurs mesurées des débits de soutirage. On aurait alors exécuté les bilans avec d'autres hypothèses de calcul. L'instrumentation fait défaut, parfois même là où un emplacement a été spécialement prévu pour elle.

Référence bibliographique

[1] Kraftwerk Union, Service de formation professionnel. Centrale thermique de Ras-Djinet document 5501.1 *Introduction Générale*

[2] André Houbrechts, La Thermodynamique Technique, Chapitre XVIII: *Les installations motrices à vapeur, 4ème édition, CEUTERICK, 1976*

[3] Pole TV/TG centre centrale thermique de Ras-Djinet , Formation Technicien principal conduite central TV F.M.T1, module :2 Equipement pompe principale, chapitre n°1 : Le poste d'eau.

[4] Kraftwerk Union, Service de formation professionnel, Centrale thermique de Ras-Djinet document 5522 *Condenseur*

[5] Professionnels de la santé et de la médecine, sous la direction du Docteur Pierrick HORDÉ. Matrice extracellulaire-Définition medecine.journaldesfemmes.com. Consulté le [13 juin 2016]. Disponible sur : < <http://santemedecine.journaldesfemmes.com/faq/52530-matrice-extracellulaire-definition#>>.

[6] TEMA Technical Committee. STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION[en ligne]. New York, Daniel Gaddis : Neuvième édition, 2007. [13 juin 2016]. Disponible sur : < www.slideshare.net >

[7] . PEYRE, Jessie. *Création de surfaces antibiofilms par greffage covalent de peptides et enzymes antibactériens sur les surfaces de cuivre et de titane*. [en ligne]. Thèse de doctorat : Physique et Chimie des Matériaux. Université de Pierre et Marie Curie Paris VI, 2012. [Consultée le 13 juin 2016]. Disponible à l'adresse : <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00833434/document> Consultée le 13 juin 2016]

[8]. Yves Jannot. *Introduction aux échangeurs de chaleur*. Ecole des mines de Nancy Département EPT. disponible sur <<http://www.thermique55.com/principal/chapitre6.pdf>>, consulté le [Consultée le 14 juin 2016].

[9] Prof. K. A. Natarajan. *Advances in Corrosion Engineering Biofouling of Titanium – Biofilm Studies* [NPTEL Web Course], Lecture 31, [consulté le 13 juin 2016]. p. 4-5

[10] Condenseurs entretien, La Base de la formation maritime Consulté le [16 juin 2016] disponible sur <<http://hydrosup.e-monsite.com/medias/files/condenseurs-entretien.pdf>>

[11] Agnès ROUX et Jean-Marc GHIGO. Les biofilms bactériens. *Communication* présentée le 16 mars 2006 Tome. 159, n° 3 [consulté le 11 juin 2016]. P261-268. Disponible sur : <https://research.pasteur.fr/wp-content/uploads/2015/05/research.pasteur.fr_genetics-of-biofilms1.pdf>

[12] Service Contrôle économique, Fiche de contrôle systématique tranche 10. 16 mars 2016, Centrale thermique de Ras-Djinet Sonelgaz.

[13].www.spe.dz [consulté le 13 juin 2016].

[14].www.sonelgaz.dz[consulté le 13 juin 2016].