

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



UNIVERSITÉ M'HAMED BOUGARA BOUMERDES
FACULTÉ DES SCIENCES DE L'INGÉNIEUR
DÉPARTEMENT : ÉNERGÉTIQUE

Mémoire de Fin d'Études

En vue de l'Obtention du Diplôme de Master en Génie Mécanique

Spécialité : Conversion d'énergie

Thème

**Application de la méthode DTLM à l'étude
de refroidissement du condenseur de la centrale
thermique de Cap-Djinet**

Réalisé par :

M^{elle} : Abarar Fatima Zohra

M^{elle} : Nedjar Meryem

Promoteur :

M^r : L. Mansouri

Encadreur :

M^r : Y. Tarzi

2016/2017

Remerciements

Nous souhaitons manifester nos sincères remerciements :

Au Dieu, le Tout-Puissant pour ses faveurs et ses grâces, de nous avoir donné le courage et la patience de mener ce travail durant toute cette année.

Nous tenons à remercier spécialement notre promoteur Mr L.MANSOURI qui, avec la clairvoyance, a beaucoup de maîtrise et plein de dévouement, chassé toute ambiguïté entourant notre travail et avec ses conseils, nous a permis d'avancer dans la bonne voie.

C'est avec vif respect et très grand plaisir que nous présentons notre sincère remerciement à l'ensemble du personnel de la centrale de Cap-Djinet nous avoir guidé, poussé, suivi et encouragé pendant la période de réalisation de ce travail et surtout Mr Y.TARZI pour sa grande gentillesse d'avoir accepté de nous encadrer.

Nous remercions également chacun des membres du jury pour honorer notre soutenance et nous tenons à remercier tous les enseignants au sien de département énergétique pour leurs efforts à nous transmettre leur savoir.

Merci.



Dédicace

Je dédis ce mémoire :

**A mes chers parents qui m'a toujours souhaité
la réussite et le bonheur**

**et qui m'a encouragé dans tout mon cursus scolaire
et universitaire, a cel qui m'a tout donné sans rien attendre en
retour et qui m'a permis de devenir ce que je suis aujourd'hui.**

A mes chers frères

**Les épaules solides, les yeux attentifs compréhensifs et les
personnes les plus dignes de mon estime et de mon respect**

**Aucune dédicace ne saurait exprimer mes sentiments, que dieu te
préserve et procure santé et longue vie.**

A mes chères sœurs

Mes belles sœurs et beaux frères, mes nièces et mes neveux

**En témoignage de mon profond amour et respect, aux quels je
souhaite le succès et le bonheur.**

A mes chères amies

**A tous mes amis, tous ceux que j'aime, tous ce qui m'aimes et tous
ceux qui me sont chers sans oublier mes collègues d'études.**

A ma binôme Fatima Zohra

Pour leur réconfort moral et sa famille

Meryem



Dédicace

Je dédis ce mémoire :

**A mon cher père qui m'a toujours souhaité
la réussite et le bonheur**

et qui m'a encouragé dans tout mon cursus scolaire

**et universitaire, a cel qui m'a tout donné sans rien
attendre en retour et J'espère que tu soi fière de ta fille.**

A mon chère maman

qui m'a permis de devenir ce que je suis aujourd'hui.

A mes chers frères

**Les épaules solides, les yeux attentifs compréhensifs et les
personnes les plus dignes de mon estime et de mon respect**

**Aucune dédicace ne saurait exprimer mes sentiments, que dieu te
préserve et procure santé et longue vie.**

A mes chères sœurs

Mes belles sœurs et beaux frères, mes nièces et mes neveux

**En témoignage de mon profond amour et respect, aux quels je
souhaite le succès et le bonheur.**

A mes chères amies

**A tous mes amis, tous ceux que j'aime, tous ce qui m'aimes et tous
ceux qui me sont chers sans oublier mes collègues d'études**

A ma binôme Meryem

Pour leur réconfort moral et sa famille

Fatima Zohra

Introduction générale.....	01
----------------------------	----

Chapitre 1 : Présentation et fonctionnement de la centrale

1.1. Introduction	03
1.2. Présentation de la centrale	03
1.3. Les éléments de fonctionnement	04
1.3.1. La station d'eau de mer	04
1.3.2. Le combustible	04
1.4. Équipements principaux	04
1.4.1. Poste d'eau	04
1.4.1.1. Condenseur	04
1.4.1.2. La bêche alimentaire	05
1.4.1.3. Pompes d'extraction	05
1.4.1.4. Les pompes alimentaires	05
1.4.1.5. Réchauffeurs basse pression (BP) et haute pression (HP)	06
1.4.2. Le générateur de vapeur	07
1.4.2.1. Un économiseur.....	07
1.4.2.2. Un ballon	07
1.4.2.3. Des colonnes de descente et des tubes écrans	07
1.4.2.4. Des surchauffeurs	08
1.4.2.5. Des désurchauffeurs.....	08
1.4.2.6. Brûleurs.....	08
1.4.2.7. Chambre de combustion	08
1.4.2.8. Ventilateurs.....	08
1.4.2.8.1. Ventilateurs de soufflage.....	08
1.4.2.8.2. Ventilateurs de recyclage	08
1.4.3. La turbine	08
1.4.4. Alternateur.....	11
1.4.5. Le transformateur	12
1.5. Principe de fonctionnement de la centrale	12

Chapitre 2 : Bilan énergétique

2.1. Introduction.....	15
2.2. Différentes étapes du circuit thermique eau-vapeur.....	15
2.3. Identification des positions de soutirage.....	15
2.4. Représentation des différents paramètres pour 100% de charge.....	18
2.5. Débits de circuit eau-vapeur.....	19
2.5.1. Débit de fonctionnement.....	19
2.5.2. Débits des fuites	20
2.5.3. Débits du soutirage.....	20
2.5.4. Rendements.....	21
2.6. Notion du premier principe de la thermodynamique	21
2.7. Bilan énergétique de la turbine	22
2.7.1. Calcul du travail de la turbine	22
2.8. Bilan énergétique de la chaudière.....	25
2.8.1. Rendement de la chaudière	25
2.8.2. La quantité de chaleur fournie par la chaudière.....	26
2.9. Bilan énergétique des pompes	27
2.9.1. La pompe d'extraction.....	27
2.9.2. Pompe d'alimentation.....	27
2.10. Bilan énergétique du condenseur	27
2.10.1. Méthode de calcul	27
2.10.2. La méthode de DTLM	28
2.10.3. Bilan thermique.....	29
2.10.4. Calcul de DTLM	29
2.10.5. Calcul du facteur F	29
2.10.6. Calcul du coefficient d'échange h_f et h_c	30
2.10.7. Calcul du coefficient d'échange global	34
2.10.8. Calcul de la surface d'échange.....	35
2.10.9. Calcul du flux réel échangé entre l'eau de mer et la vapeur d'eau.....	35
2.10.10. Calcul du débit massique de fluide froid	35
2.11. Calcul du rendement de cycle eau-vapeur.....	35
2.11.1. Définition du rendement de cycle	35

Chapitre 3 : Étude du système de condensation

Partie 1 : Fonctionnement du condenseur

3.1. Introduction	37
3.2. Principe général d'un condenseur	37
3.3. Types de condenseurs	38
3.3.1. Par surface	38
3.3.2. Par mélange	39
3.4. Condenseur de la centrale de Cap-Djinet.....	39
3.5. Rôle du condenseur	40
3.6. Description du condenseur	40
3.6.1. Caractéristiques du condenseur de la centrale.....	40
3.6.2. Constitution du condenseur de la centrale de Cap-Djinet	41
3.6.2.1. Un corps	41
3.6.2.2. Tubage.....	42
3.6.2.3. Répartition des tubes.....	42
3.6.2.4. Le réfrigérant d'air.....	42
3.6.2.5. La boîte à eau.....	42
3.6.2.6. Protection superficielle de la boîte à eau	42
3.6.2.7. Tube de mesure de niveau.....	43
3.6.2.8. Ballon d'éclatement des purges.....	43
3.7. Fonctionnement du condenseur de la centrale.....	46
3.8. Circuits raccordés au condenseur.....	48
3.9. Problèmes rencontrés pendant l'exploitation des condenseurs.....	48
3.9.1. Problèmes liés à la nature physico-chimique de l'eau de mer	48
3.9.1.1. Corrosions et corrosions-érosions.....	48
3.9.1.2. Éléments construits à partir de matériaux résistant corrosions Marines.....	48
3.9.1.3. Élimination des corps étrangers véhiculés par l'eau de mer	48
3.9.2. Problèmes liés à la nature biologique de l'eau de mer.....	49
3.9.2.1. Dépôts et bouchages par la flore marine.....	49
3.9.2.2. Dépôts et bouchages par la faune marine.....	49
3.9.3. Problèmes liés au phénomène des marées	50
3.10. Nettoyage du condenseur	50

3.10.1. Nettoyage mécanique	50
3.10.2. Nettoyage chimique.....	52
Partie 2 : Vide – condenseur	
3.1. Introduction.....	53
3.2. Le vide	53
3.2.1. Production du vide	53
3.2.2. Le vide dans le condenseur	53
3.3. Appareils de mise sous vide.....	55
3.3.1. Les éjecteurs.....	55
3.3.1.1. Principe des éjecteurs.....	55
3.3.1.2. Rôle des éjecteurs.....	57
3.3.1.3. Caractéristiques des quatre éjecteurs	57
3.3.1.4. Principe de fonctionnement d'un éjecteur à vapeur	57
3.3.2. Pompe à vide.....	59
3.3.2.1. Description de la pompe à vide	59
3.3.2.2. Principe de fonctionnement de la pompe à vide.....	60
3.4. Casse vide.....	61
3.5. Paramètres qui influencent sur le taux du vide.....	62
3.5.1. Salissure des tubes.....	62
3.5.2. Entrées d'air	62
3.5.3. Débit d'eau de mer.....	62
3.5.4. Surface d'échange.....	62
3.5.5. Température de l'eau de mer	64
3.6. Influence de certains paramètres sur les performances du condenseur.....	65
Conclusion.....	69

Chapitre 4 : Résultats et interprétation

4.1. Introduction	70
4.2. Cas 1 : condenseur propre	70
4.2.1. Influence de la température d'eau de mer	70

4.2.2. Influence du nombre des tubes.....	71
4.2.3. Influence de l'épaisseur.....	73
4.3. Cas 2 : condenseur encrassé	74
4.3.1. Influence de la température d'eau de mer.....	74
4.3.2. Influence du nombre des tubes	75
4.3.3. Influence de l'épaisseur.....	76
4.3.4. Influence de l'encrassement	78
4.4. Influence de la température de condensation sur le rendement du cycle	79
4.5. Influence des entrées d'air sur le rendement du cycle	80
Conclusion.....	81
Conclusion générale.....	82
Références bibliographiques.	
Annexes.	

Chapitre 1 : Présentation et fonctionnement de la centrale

Figure (1.1) : Constitution de poste d'eau.....4

Figure (1.2) : Réchauffeurs basse pression (BP).....6

Figure (1.3) : Corps HP.....9

Figure (1.4) : Corps MP.....10

Figure (1.5) : Corps BP.....11

Figure (1.6) : Alternateur.....12

Figure (1.7) : Schéma d'une tranche de centrale.....14

Chapitre 2 : Bilan énergétique

Figure (2.1) : Schéma représentatif du circuit eau-vapeur.....17

Figure (2.2) : Diagramme entropique (T. S).....19

Figure (2.3) : Schéma représentatif d'une turbine haute pression.....22

Figure (2.4) : Schéma représentatif d'une turbine moyenne pression.....23

Figure (2.5) : Schéma représentatif d'une turbine basse pression.....24

Figure (2.6) : Organigramme de la méthode DTLM.....28

Chapitre 3 : Étude du système de condensation

Partie 1 : fonctionnement du condenseur

Figure (3.1) : Évacuation de la chaleur d'un condenseur.....38

Figure (3.2) : Schéma de condenseur par surface.....38

Figure (3.3) : Schéma simplifié du condenseur.....39

Figure (3.4) : Disposition des tubes du condenseur.....44

Figure (3.5) : Disposition des tubes du condenseur (vue de l'alternateur).....45

Figure (3.6) : Important corrosion.....48

Figure (3.7) : Condenseur sale et propre.....49

Figure (3.8) : Nettoyage a l'aide d'un pistolet hydraulique.....50

Figure (3.9) : Outil de nettoyage mécanique.....51

Partie 2 : Vide - condenseur

Figure (3.10) : Condenseur avec éjecteur.....54

Figure (3.11) : Condenseur sans éjecteur.....54

Figure (3.12) : Constitution d'un éjecteur.....56

Figure (3.13) : Un éjecteur constituant une trompe.....56

Figure (3.14) : La variation de la pression et vitesses dans un éjecteur à vapeur.....59

Figure (3.15) : Pompe à vide.....60

Figure (3.16) : Casse-vide.....61

Figure (3.17) : Salissure des tubes.....62

Figure (3.18) : Tubes du condenseur.....63

Chapitre 4 : Résultats et interprétation

Figure (4.1) : Variation de débit d'eau de mer en fonction de température d'eau de mer.....71

Figure (4.2) : Variation de débit d'eau de mer en fonction du nombre des tubes.....72

Figure (4.3) : Variation de débit d'eau de mer en fonction de l'épaisseur de la paroi de tubes du condenseur.....73

Figure (4.4) : Variation de débit d'eau de mer en fonction de température d'eau de mer.....74

Figure (4.5) : Variation de débit d'eau de mer en fonction du nombre des tubes.....76

Figure (4.6) : Variation de débit d'eau de mer en fonction de l'épaisseur de la paroi de tubes du condenseur77

Figure (4.7) : Variation de débit d'eau de mer en fonction de la résistance d'encrassement dans le condenseur.....78

Figure (4.8) : Variation du rendement de cycle en fonction de la température de condensation.....80

Figure (4.9) : Variation du rendement de cycle en fonction du vide dans le condenseur.....81

Chapitre 2 : Bilan énergétique

Tableau (2.1) : Représentation des différents paramètres pour 100% de charge.....	18
Tableau (2.2) : Débits des fuites pour le corps HP.....	20
Tableau (2.3) : Débits des fuites pour le corps MP.....	20
Tableau (2.4) : Débits des fuites pour le corps BP.....	20
Tableau (2.5) : Les paramètres des fluides de condenseur.....	29
Tableau (2.6) : Propriété du fluide froid (l'eau) à $T_f \text{ moy} = 25^\circ\text{C}$	30
Tableau (2.7) : les caractéristiques de condenseur.....	31
Tableau (2.8) : Résultats de calcul de h_f côté tubes.....	32
Tableau (2.9) : Propriété du fluide chaud (vapeur) à $T_F = 30.925^\circ\text{C}$	34

Chapitre 3 : Étude du système de condensation

Partie 1 : fonctionnement du condenseur

Tableau (3.1) : Caractéristiques du condenseur du la central de Cap-Djinet.....	41
--	----

Partie 2 : Vide – condenseur

Tableau (3.2) : Propriété du fluide froid (l'eau) à $T_f \text{ moy} = 20^\circ\text{C}$	65
Tableau (3.3) : Propriété du fluide chaud (vapeur) à $T_F = 30.925^\circ\text{C}$	67

Chapitre 4 : Résultats et interprétation

Tableau (4.1) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de la Température d'eau de mer.....	70
Tableau (4.2) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction du nombre de tubes.....	72
Tableau (4.3) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur.....	73
Tableau (4.4) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de la température d'eau de mer ($^\circ\text{C}$).....	74
Tableau (4.5) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction du nombre de tubes.....	75

Tableau (4.6) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur77

Tableau (4.7) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de la résistance d'encrassement dans le condenseur.....78

Tableau (4.8) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de la température de condensation (°C).....79

Tableau (4.9) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction des entrées d'air...80



Introduction générale

Les échangeurs de chaleur sont des éléments importants dans la plupart des installations industriels. Ils sont très utilisés en ingénierie tels que la cryogénie et la réfrigération. Leur amélioration est un souci majeur car parfois ils occupent de faibles espacements et sont appelés à avoir de bon rendement et c'est là que les ingénieurs interviennent.

La production de l'énergie calorifique et l'énergie électrique reste toujours un besoin très intéressant pour le fonctionnement d'une machine ou d'une entreprise d'où l'industrie d'un pays.

Les centrales thermiques sont des sources importantes d'énergie électrique qui fonctionnent avec des machines tournantes, de plus en plus performantes par exemple le groupe turbo-alternateur.

La plupart des centrales thermiques sont installés à bord de la mer et ce dans l'intention de se servir d'une source naturelle pour un changement de phase du condenseur.

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement d'appareils tels que les générateurs de vapeur, les échangeurs, les évaporateurs, les condenseurs, etc..... mais aussi pour des opérations de transformation chimiques.

Le condenseur est associé à un changement de phase de l'un des fluides, le principe de condenseur est simple, ce sont des appareils destinés à transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes donc ils font appel essentiellement aux mécanismes de transfert thermique.

Etant donné que ce condenseur est un élément très important dans la centrale thermique de Cap-Djinet, et le succès final de cette centrale dépend largement de la bonne étude, conception et réalisation de ce condenseur.

En effet, il est évident que le fait de disposer d'un condenseur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé donne un bon rendement et permet un gain d'énergie.

Nous faisons notre stage dans la centrale thermique de Cap-Djinet qui utilise l'eau de mer comme source froide et la vapeur d'eau comme fluide moteur.

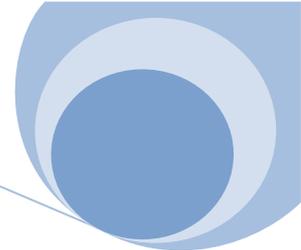
Le travail que nous avons réalisé, consiste à faire une étude qui aborde : Application de la méthode DTLM à l'étude de refroidissement du condenseur de la centrale thermique de Cap-Djinet

Pour cela nous avons divisé notre travail en quatre chapitres :

- **Le premier chapitre**, de notre étude, est réservé à la présentation de la centrale de Cap-Djinet.

- **Le deuxième chapitre**, est consacré au calcul du rendement du cycle, le flux échangé entre le fluide chaud et le fluide froid et le débit d'eau de mer en utilisant la méthode de DTLM.
- Dans **le troisième chapitre**, on a présenté une description des condenseurs et leurs caractéristiques et classification. Ainsi nous aborderons une étude sur le vide dans le condenseur, et en y exposant les paramètres qui influent sur le débit d'eau de mer.
- **Le quatrième chapitre**, présente les résultats numériques à l'aide d'un programme de calcul en Fortran puis on a traduit ces résultats sous forme de graphes à l'aide du logiciel Excel.
- **Enfin**, l'étude est clôturée par une conclusion générale dans laquelle nous avons fait quelques commentaires sur les résultats trouvés durant notre projet de fin d'étude.

Ce mémoire est complété par des annexes comportant.



Chapitre 1

Présentation de la centrale de Cap-Djinet

1.1. Introduction :

Une centrale thermique est une centrale électrique qui produit de l'électricité à partir d'une source de chaleur selon le principe des machines thermiques .

La source chaude chauffe (directement ou indirectement) de l'eau qui passe de l'état liquide à l'état vapeur, la vapeur ainsi produite est admise dans une turbine à vapeur où sa détente provoque la rotation des roues de la turbine, accouplée à un alternateur qui transforme l'énergie mécanique de la turbine en énergie électrique. À la sortie de la turbine, la vapeur est condensée dans un condenseur alimenté par une source froide (eau de mer, eau de rivière...), elle se retrouve à l'état liquide et ce condensat est renvoyé dans le système d'alimentation en eau pour un nouveau cycle de vaporisation .

La cogénération consiste à produire conjointement de l'électricité et de la chaleur destinée à un procédé industriel ou au chauffage urbain, afin d'améliorer le rendement global.

1.2. Présentation de la centrale :

La centrale thermique de RAS-DJINET est située à la bordure de la mer à 75 km à l'est d'Alger, dans la wilaya de Boumerdes. Elle s'étend sur une surface de 35 hectares.

Choix de site

- À Proximité des consommations importantes, située notamment dans la zone industrielle ROUIBA-REGHAIA.
- Possibilité d'extension.
- Conditions du sous-sol favorables, ne nécessitant pas de fondations profondes.

Les principaux contrats ayant été signés en 1980, les travaux de terrassement ont démarré en 1981, et le début de montage de la centrale s'est effectué en mars 1984.

Le couplage aux réseaux des trois groupes a été réalisé au cours de l'année 1986. Le calendrier de réalisation des principaux opérations se présente comme suit :

- Travaux principaux de génie civil : début de juin 1981- fin de mars 1985.
- Montage mécanique : début de mars 1984- fin de septembre 1986.
- Montage électrique : début de mars 1984- fin de septembre 1985.

La centrale de RAS-DJINET d'une puissance totale de 672 MW borne usine (BU) est composée de quatre (04) groupes de 168 MW chacun, de type thermique vapeur.

- 1^{er} tranche : décembre 1985
- 2^{eme} tranche : avril 1986
- 3^{eme} tranche : septembre 1986
- 4^{eme} tranche : décembre 1986

Le combustible utilisé en régime normal est le gaz naturel à partir d'un piquage sis à Bordj-Menaiel du gazoduc de Hassi Rmel.

La centrale peut fonctionner au fuel (combustible de secours).

1.3. Les éléments de fonctionnement :

1.3.1. La station d'eau de mer :

Les groupes de la centrale thermique de Ras-Djinet demande une quantité d'eau importante pour le refroidissement des équipements ainsi cette station assure la quantité nécessaire pour le bon fonctionnement, le dessalement et la déminéralisation.

1.3.2. Le combustible :

Le combustible principal utilisé dans les chaudières est le gaz naturel de Hassi-Rmel acheminé par gazoduc, il assure l'alimentation des quatre groupes. Le secours est assuré par du fuel oil domestique.

1.4. Équipements principaux :

1.4.1. Poste d'eau :

C'est un ensemble des appareils qui transfère l'eau du cycle depuis le condenseur jusqu'à la chaudière en passant par la bache alimentaire.

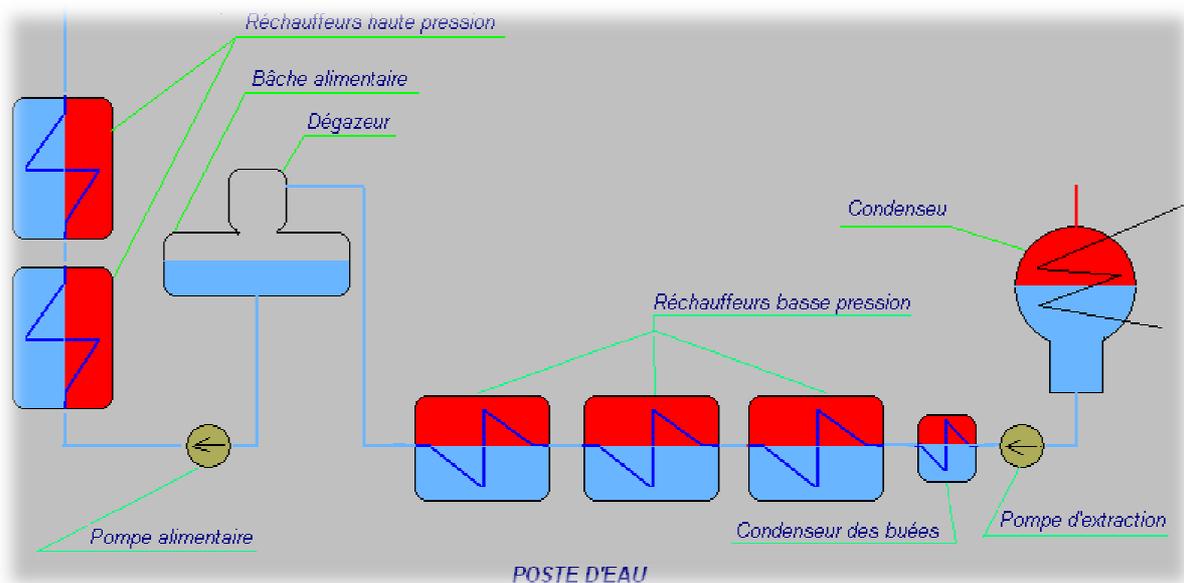


Figure (1.1) : Constitution de poste d'eau.

Ces appareils sont :

1.4.1.1. Condenseur :

Le condenseur utilisé dans l'installation est un échangeur à échange par surface. Il est placé à la sortie de la Turbine BP.

La vapeur d'échappement de la turbine, se condense au contact extérieur des tubes du faisceau tubulaire parcourus intérieurement par l'eau de circulation, qui est prise à la mer, grâce à une pompe de circulation qui aspire cette eau et la refoule à l'intérieur du faisceau tubulaire et de là elle retourne à la mer.

1.4.1.2. La bêche alimentaire :

C'est un réservoir qui réserve l'eau en charge au cours de l'aspiration des pompes et assure le dégazage du condensat. Cette dernière joue le rôle d'un échangeur à mélange (réchauffeur), l'eau est chauffée alors par le soutirage S4 du corps MP de la turbine. En condensant la vapeur qui est prélevée à la turbine.

Caractéristiques :

- Le volume total.....163 m³
- Diamètre de l'enveloppe.....3.6 m
- La longueur.....16.5 m
- La température à la sortie.....151°C
- La pression.....4.9 bar
- Le débit.....145.34 kg/s

1.4.1.3. Pompes d'extraction :

Elles ont pour rôle d'acheminer le condensat principal à la sortie du condenseur jusqu'à la bêche alimentaire en passant par les réchauffeurs basse pression.

1.4.1.4. Les pompes alimentaires :

La pompe alimentaire sert à refouler l'eau d'alimentation de la bêche alimentaire vers la chaudière en passant à travers les réchauffeurs haute pression et l'économiseur.

Caractéristiques :

➤ Pompe nourricière :

- Typepompe centrifuge à l'étage.
- Température de l'eau151,4°C
- Débit261, 6 t/h
- Pression aspiration5, 6 bars
- Pression refoulement10,5 bars

➤ Pompe principale :

- Température de l'eau151,4°C
- Débit261, 6 t/h
- Pression aspiration10, 5 bars

- Pression refoulement177 bars

1.4.1.5. Réchauffeurs basse pression (BP) et haute pression (HP)

➤ Réchauffeurs basse pression (BP)

Le rôle de ces trois (03) réchauffeurs est de réchauffer le condensât lors de son transfert vers la bâche alimentaire. Ils sont alimentés par les trois (03) sous tirages (S1), (S2) et (S3) qui viennent du corps (BP) de la turbine.

Les réchauffeurs utilisés sont des échangeurs de chaleurs à échange par surface. Ils sont positionnés horizontalement en tube (en forme U), et l'écoulement de condensât se fait en cascade, dans le tube circule le condensât principal et dans l'enveloppe circule la vapeur, et la température dépasse les 100°C.



Figure (1.2) : Réchauffeurs basse pression (BP).

➤ Réchauffeurs haute pression (HP) :

Ils sont de nombre de deux (02), leur rôle est de réchauffer l'eau d'alimentation lors de son transfert dans la chaudière. Ils sont alimentés par les deux soutirages (S5) et (S6) provenant respectivement du corps Moyenne pression (MP) et Haute pression (HP) de la turbine.

Les réchauffeurs utilisés sont des échangeurs de chaleurs à échange par surface. Ils sont positionnés verticalement avec tubes courbés en forme de serpent, dans l'enveloppe circule la vapeur, et dans le tube circule l'eau d'alimentation (condensât) avec une pression de 160 bars et une température de 145°C.

1.4.2. Le générateur de vapeur :

Le générateur de vapeur a pour rôle de transformer l'eau d'alimentation en vapeur à haute pression et en alimenter le groupe turbo-alternateur.

Caractéristiques :

La chaudière utilisée dans la centrale est de type à circulation naturelle.

- Capacité de vaporisation540 t/h
- Température dans le foyer900 °C
- Température de vapeur surchauffée540 °C
- Pression à la sortie des surchauffeurs147 bar
- Température de la vapeur resurchauffée535 °C
- Température de l'eau d'alimentation246 °C

La chaudière ou générateur de vapeur est principalement constituée de :

1.4.2.1. Un économiseur :

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

Ses caractéristiques sont :

- Surface d'échange.....2080m²
- Volume d'eau.....10.5m³
- Pression de service.....164.3bar

1.4.2.2. Un ballon :

C'est un réservoir placé au-dessus de la chambre de combustion, qui renferme de l'eau à l'état liquide provenant de l'économiseur alimentant les tubes écrans vaporisateurs et de l'eau à l'état vapeur provenant des tubes écrans pour l'alimentation des surchauffeurs.

Ses caractéristiques sont :

- Pression de service.....160 bar
- Volume d'eau.....26.9m³

1.4.2.3. Des colonnes de descente et des tubes écrans :

Les tubes écrans constituant les parois de la chambre de combustion, sont alimentés à leur partie inférieure par quatre colonnes dites de descente. La chaleur reçue par ces tubes, essentiellement par rayonnements, est transmise à l'eau en vue de sa vaporisation.

1.4.2.4. Des surchauffeurs :

Les surchauffeurs, au nombre de trois (primaire, secondaire et tertiaire), permettant grâce à la récupération de la chaleur sensible des fumées provenant du foyer, d'élever la température de la vapeur au-delà du point de saturation pour atteindre la valeur de 540°C, et ce, afin d'éliminer l'humidité contenue dans cette vapeur et donc d'améliorer le rendement de la turbine et ainsi diminuer la consommation du combustible.

1.4.2.5. Des désurchauffeurs :

Une partie de l'eau d'alimentation est déviée avant son entrée dans l'économiseur dans un circuit annexe et injectée dans la vapeur surchauffée à un étage intermédiaire de surchauffe.

Elle sert au réglage de la température de vapeur à la sortie de la dernière surchauffeur. L'injection de cette eau de désurchauffe dans la vapeur se fait par pulvérisation dans un mélangeur appelé désurchauffeur.

1.4.2.6. Brûleurs :

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

1.4.2.7. Chambre de combustion :

Elle représente la source de chaleur du générateur de vapeur. Elle est constituée de tubes écrans qui reçoivent la chaleur émise par les flammes des brûleurs.

1.4.2.8. Ventilateurs :

1.4.2.8.1. Ventilateurs de soufflage :

Les ventilateurs de soufflage ont pour rôle d'acheminer au générateur de vapeur l'air nécessaire à la combustion (gaz naturel ou fuel). Ils aspirent l'air de l'extérieur et le font parvenir aux brûleurs à travers le préchauffeur à vapeur et le réchauffeur rotatif. Chaque tranche est équipée de deux ventilateurs, chacun peut assurer 60% du débit nominal.

1.4.2.8.2. Ventilateurs de recyclage :

Chaque tranche est équipée de deux ventilateurs de recyclage (ou de recirculation) des fumées. Ils aspirent une partie des gaz de combustion à la sortie de la chaudière (avant le réchauffeur d'air) et l'injectent dans la partie basse de la chambre de combustion. Ce système permet un gain de rendement, surtout à basse charge.

1.4.3. La turbine :

La turbine à vapeur est une machine qui transforme l'énergie thermique admise sous forme de vapeur surchauffée en énergie cinétique et par la suite en énergie mécanique. La turbine est dotée d'une seule ligne arbre reliant trois corps indépendants en acier forgé : HP, MP, BP.

Caractéristiques :

- Longueur 16.25 m.
- Largeur 13 m.
- Poids 50010 kg.
- Vitesse 3000 tr/m.
- Puissance 176 MW.
- Pression 138 bar.
- Température de la vapeur..... 540°C.

➤ Corps HP :

Le corps HP est constitué d'une enveloppe externe en tonneau sous plan de joint axial et une enveloppe interne devisée, selon le même plan de joint axial est montée à l'intérieur de l'enveloppe externe.

Caractéristiques du corps :

- Simple flux à double enveloppe.
- Pression d'admission 138 bar.
- Débit de vapeur 532 t/h.
- Température de vapeur 535°C.
- Nombre d'étage à réaction 23 étages.
- Nombre d'étage action 1 étage.



Figure (1.3) : Corps HP.

➤ Corps MP :

Ce corps est composé d'une enveloppe externe, sous plan de joint horizontal et l'enveloppe interne à double flux, la vapeur resurchauffée pénètre au milieu de l'enveloppe par le bas et par le haut.

Caractéristiques du corps :

- Double flux à double enveloppe
- Pression d'admission 36 bar.
- Débit de vapeur 408 t/h.
- Température de vapeur 535°C.
- Nombre d'étage à réaction 2x20 étages.



Figure (1.4) : Corps MP.

➤ **Corps BP :**

Ce corps est composé de trois enveloppes à plan point horizontal, le corps BP est de type de double flux composé d'une carcasse et une double enveloppe, la vapeur qui sort du corps MP pénètre dans celui-ci pour empêcher la déformation des enveloppes sous l'effet des dilatations thermique.

Caractéristiques du corps :

- Simple flux à double enveloppe.
- Pression d'admission 5.5 bar.
- Débit de vapeur 406 t/h.
- Température de vapeur 282°C.
- Nombre d'étage à réaction 2x8 étages.



Figure (1.5) : Corps BP.

➤ **Les soutirages de vapeur :**

Les soutirages a un rôle de réchauffage de l'eau d'alimentation par de la vapeur prélevée en un point de la turbine.

L'échange de chaleur s'effectue dans un échangeur de calorie (par surface). La vapeur refroidie est ensuite redirigée vers le condenseur.

Les soutirages en nombre de six réchauffent l'eau d'extraction et d'alimentation à travers les différents réchauffeurs.

1.4.4. Alternateur :

C'est un générateur d'électricité. Il sert à transformer l'énergie mécanique produite par l'arbre de la turbine en énergie électrique. C'est un alternateur à pôles lisses et le courant électrique crée est un courant alternatif triphasé.

L'alternateur comprend les éléments suivants :

- Enroulements stationnaires du stator.
- Rotor.
- Enroulement de champ du rotor.

Caractéristiques :

- Puissance maximale produite :176 MW.
- Tension : 15,5 kV.
- Fréquence :50 Hz.
- Intensité du courant : 8195 A.

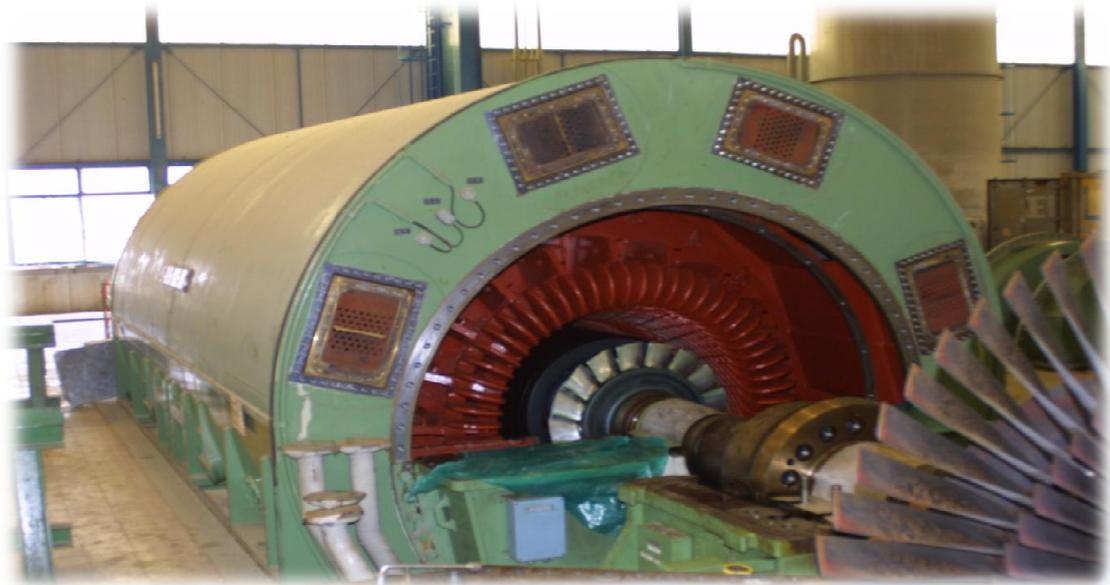


Figure (1.6) : Alternateur.

1.4.5. Le transformateur :

Le courant électrique fourni par l'alternateur est une tension élevée pour pouvoir être transporté par les lignes aériennes du transport haute tension. Des transformateurs ont pour fonction d'élever cette tension jusqu'à 225000 ou 338000 V, c'est l'organe qui adapte la tension alternateur à la tension réseau pour pouvoir évacuer l'énergie produite vers le réseau national à travers des lignes aériennes.

1.5. Principe de fonctionnement de la centrale :

La centrale thermique de RAS-DJINET fonctionne avec circuit fermé de circulation d'eau et de vapeur, ce circuit commence dans le condenseur où la pompe d'extraction assure le transfert de l'eau jusqu'à la bache alimentaire en passant par les trois (03) réchauffeurs basse pression (débit nominal d'une pompe 414 m³/h).

Les Pompes alimentaires servent à alimenter la chaudière par l'eau à partir de la bache alimentaire (débit de 3 x 261,6 m³/h), passant par les réchauffeurs de moyenne et de haute pression ainsi que l'économiseur.

L'eau arrive d'abord à son ballon de chaudière, par gravité elle descend dans les tubes des écrans où elle sera chauffée par des huit brûleurs à température plus élevée, l'eau chaude monte dans les tubes jusqu'à l'évaporation, la vapeur est surchauffée par les trois surchauffeurs et attaque le premier corps haute pression de la turbine à température 540°C et à pression de 160 bar, la vapeur récupérée à la sortie (après la détente à 200°C et 47 bar de pression), la chaudière est augmentée la température de la vapeur jusqu'à 540°C et attaque les deux corps moyenne et basse pression.

Le condenseur récupère la vapeur à la sortie du corps basse pression de la turbine et la refroidit jusqu'à la température ambiante.

Un autre circuit est présent pour le refroidissement du condenseur c'est le circuit d'eau de mer, il est composé d'une pompe d'extraction qui aspire l'eau filtrée en grande quantité et la refoule dans le condenseur pour refroidir ce dernier et sa course en retournant vers la mer.

Pour assurer le fonctionnement normal de circuit de vapeur, il faut que la quantité d'eau dessalée dans le circuit soit bien définie, mais à cause des pertes pendant chaque intervention de maintenance au niveau des pompes, pour récupérer cette perte il faut que la pompe d'alimentation de la station de dessalement soit toujours disponible.

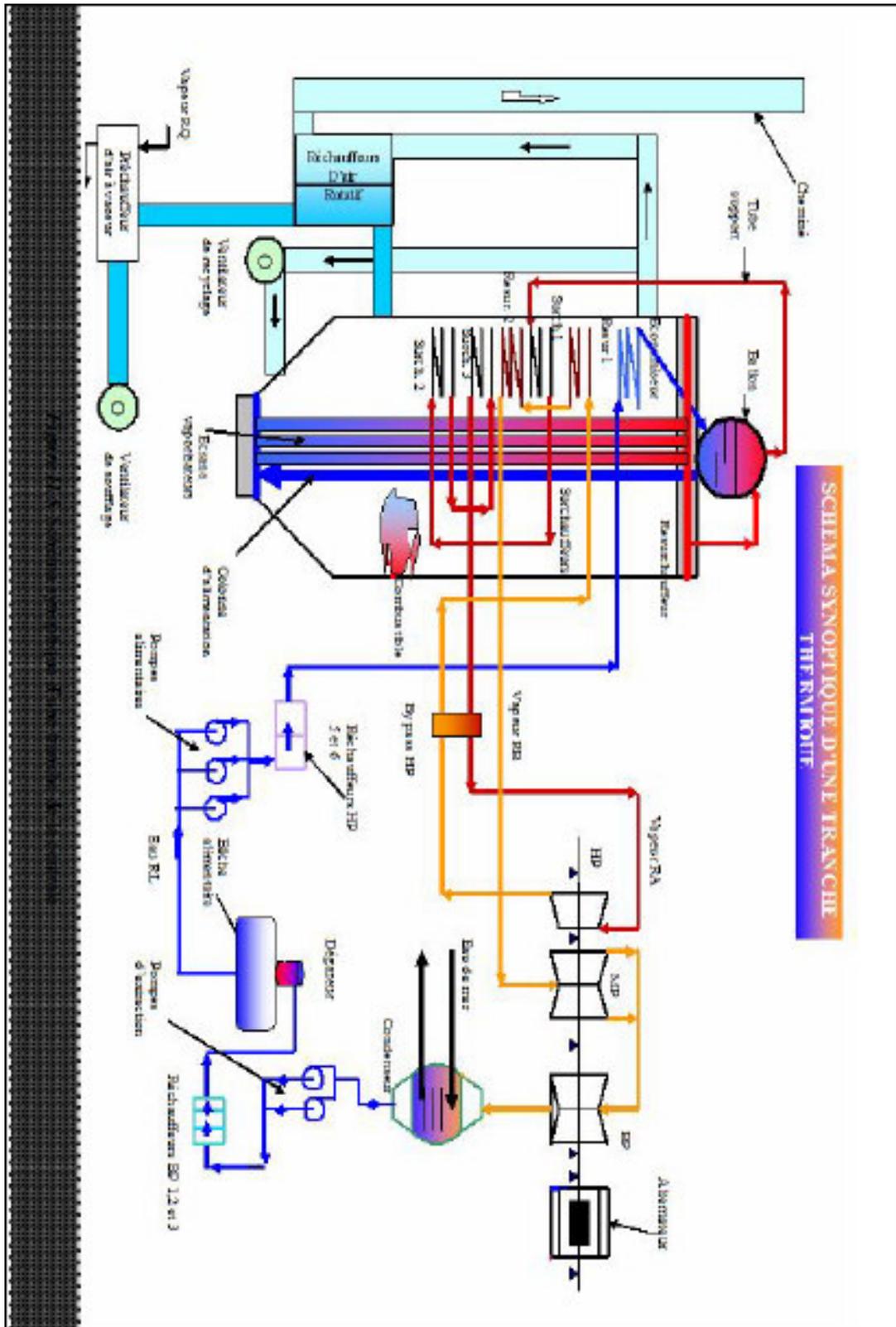
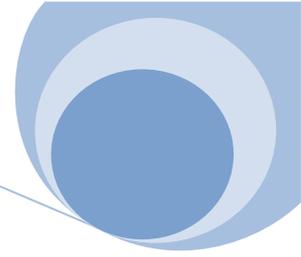


Figure (1.7) : Schéma d'une tranche de centrale.



Chapitre 2

Bilans énergétiques

2.1. Introduction :

Dans ce chapitre, on doit faire une étude détaillée sur les bilans énergétiques pour calculer les différents paramètres de chaque constituant de la centrale tel que le travail, quantité de chaleur, la puissance etc., ce qui permet ensuite de déterminer le rendement du cycle. De plus, on a calculé le flux réel échangé entre le fluide froid (eau de mer) et le fluide chaud (vapeur) en utilisant la méthode de différence de température logarithmique moyenne DTLM.

2.2. Différentes transformations du circuit thermique eau-vapeur :

1' → 1 : La vapeur subit des pertes de charges dans les conduites.

1 → 2 : La vapeur se détend dans le corps HP de la turbine.

2 → 3 : Resurchauffe d'une partie de vapeur détendue et autre dirigée vers le soutirage S6.

3 → 5 : La vapeur se détend dans le corps MP avec deux soutirages S₅ et S₄.

5 → 9 : La vapeur rentre dans le corps BP avec trois soutirages S₁, S₂ et S₃.

9 → 10 : Le condenseur.

10 → 11 : La pompe d'extraction.

11 → 12 : L'eau extraite passe par le réfrigérant d'alternateur pour refroidir l'hydrogène H₂.

12 → 14 : L'eau extraite refroidit les buées de vapeur et la vapeur des éjecteurs de service.

14 → 15 : Refroidissement des condensats auxiliaires du corps BP rassemblés dans le refroidisseur de purge.

15 → 18 : Réchauffement de l'eau extraite dans les réchauffeurs BP₁, BP₂ et BP₃.

18 → 19 : La bêche alimentaire reçoit de l'eau extraite et de la vapeur soutirée S₄.

19 → 20 : La pompe alimentaire sert à refouler l'eau d'alimentation de la bêche alimentaire vers la chaudière.

20 → 22 : Réchauffement de l'eau d'alimentation dans les réchauffeurs HP₅ et HP₆.

22 → 1' : Passage de l'eau de l'état liquide à l'état vapeur dans la chaudière.

2.3. Identification des positions de soutirage :

➤ Les soutirages haute pression :

• Soutirage S6 :

Il est nécessaire pour le réchauffage de l'eau d'alimentation dans le réchauffeur HP₆ et acheminé de la sortie du corps HP de la turbine. La vapeur subit une désurchauffe et une condensation et un refroidissement.

Le circuit des condensats à leurs sorties des réchauffeurs HP est acheminé vers la bêche alimentaire.

➤ **Les soutirages moyens pression :**

• **Soutirage S5 :**

La vapeur en traversant le réchauffeur HP₅ qui subit les mêmes transformations que le soutirage S₆.

• **Soutirage S4 :**

Il est piqué du corps MP de la turbine pour alimenter la bêche alimentaire, ce dernier est mélangé avec de l'eau déminéralisée et les condensats auxiliaires qui dérivent de circuit de soutirage.

➤ **Les soutirages bas pression :**

• **Soutirage S3 :**

C'est le premier soutirage dans le corps BP, il réchauffe le réchauffeur BP3 pour gagner quelques degrés de liquide qui rentre dans le réchauffeur.

• **Soutirage S2 :**

Il alimente le réchauffeur BP2 en matière d'énergie calorifique (échange par surface). Il provient du corps BP.

• **Soutirage S1 :**

Il provient de la partie basse pression de la turbine, son rôle est le réchauffage de réchauffeur basse pression BP1.

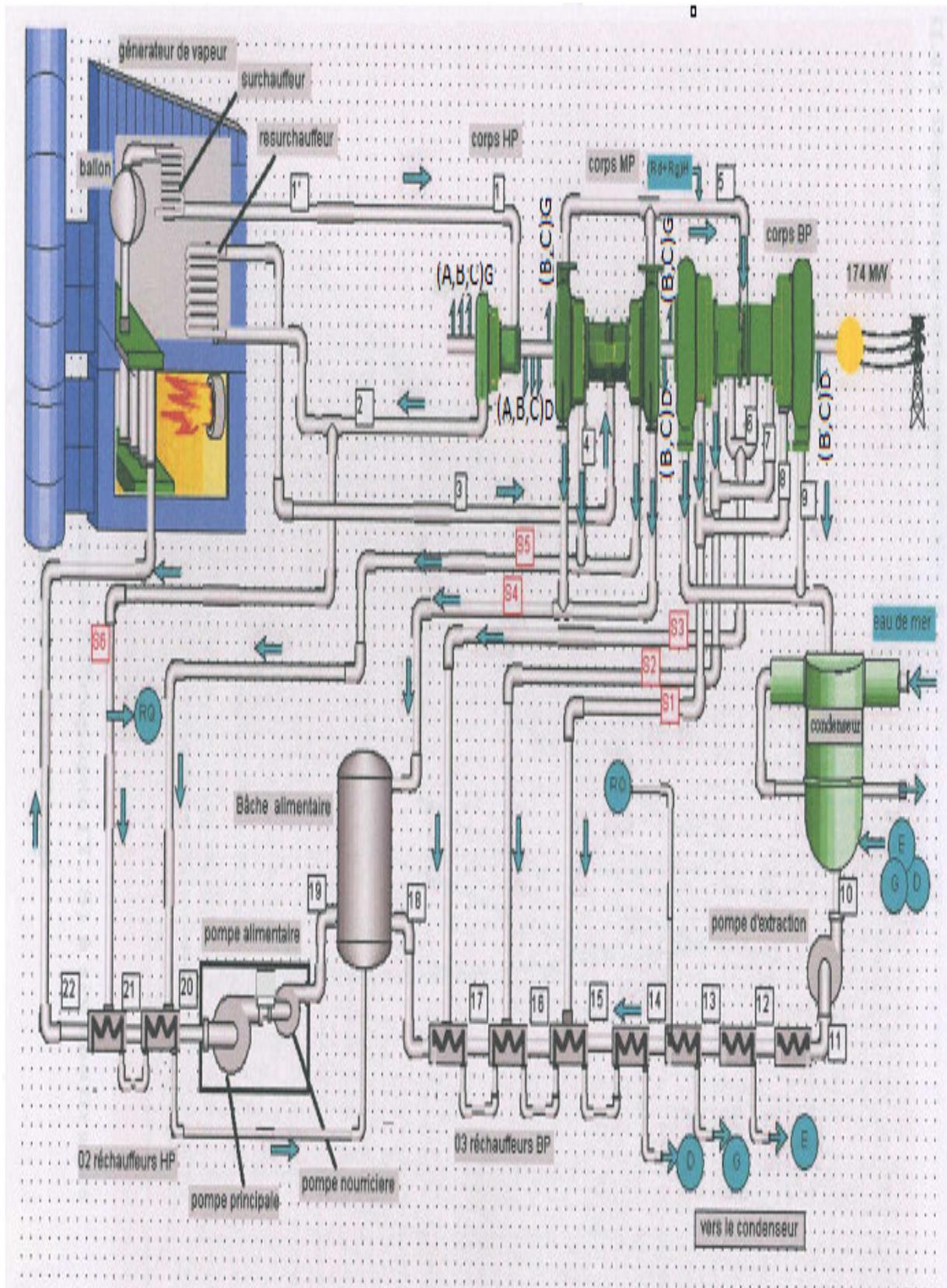


Figure (2.1) : Schéma représentatif du circuit eau-vapeur.

2.4. Représentation des différents paramètres pour 100% de charge :

Les caractéristiques des différents points du circuit eau-vapeur de la centrale sont représentées dans le tableau suivant :

Point de circuit	T (°C)	P (bar)	H (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)	X	S (kJ/kg °C)
1'	540.000	145.60	3426.2	145.34	1	6.50809
1	535.000	138.200	3421	145.34	1	6.5233
2	357.000	40.000	3112.9	129.969	1	6.61204
3	535.000	35.900	3528.6	129.969	1	7.24712
4	423.70	16.508	3305.4	10.012	1	7.2993
5	282.20	5.5287	3026.5	112.928	1	7.3478
6	173.20	1.8615	2817	5.987	1	7.42481
7	88.78	0.6695	2652.10	6.460	0.9974	7.49414
8	56.15	0.1665	2464.6	1.773	0.9416	7.9708
9	32.9	0.05	2364.8	98.250	0.9188	8.39383
10	32.9	0.0500	137.9	114.415	0	0.47655
11	33.00	16.80	139.9	114.415	0	0.477915
12	37.60	8.8620	158.30	114.415	0	0.540246
13	38.20	8.8620	160.9	114.415	0	0.548308
14	38.80	8.8620	163.2	114.415	0	0.556355
15	40.30	8.3716	163.3	114.415	0	0.576404
16	52.10	7.8813	218.70	114.415	0	0.730986
17	84.50	7.3910	354.2	114.415	0	1.12873
18	113.4	6.9006	476	114.415	0	1.45619
19	151.40	4.9393	638.1	145.34	0	1.85601
20	154.30	177.00	661.2	145.34	0	1.88534
21	200.4	176.02	861.1	145.34	0	2.33431
22	246.30	175.04	1069.1	145.34	0	2.75968

Tableau (2.1) : Représentation des différents paramètres pour 100% de charge.

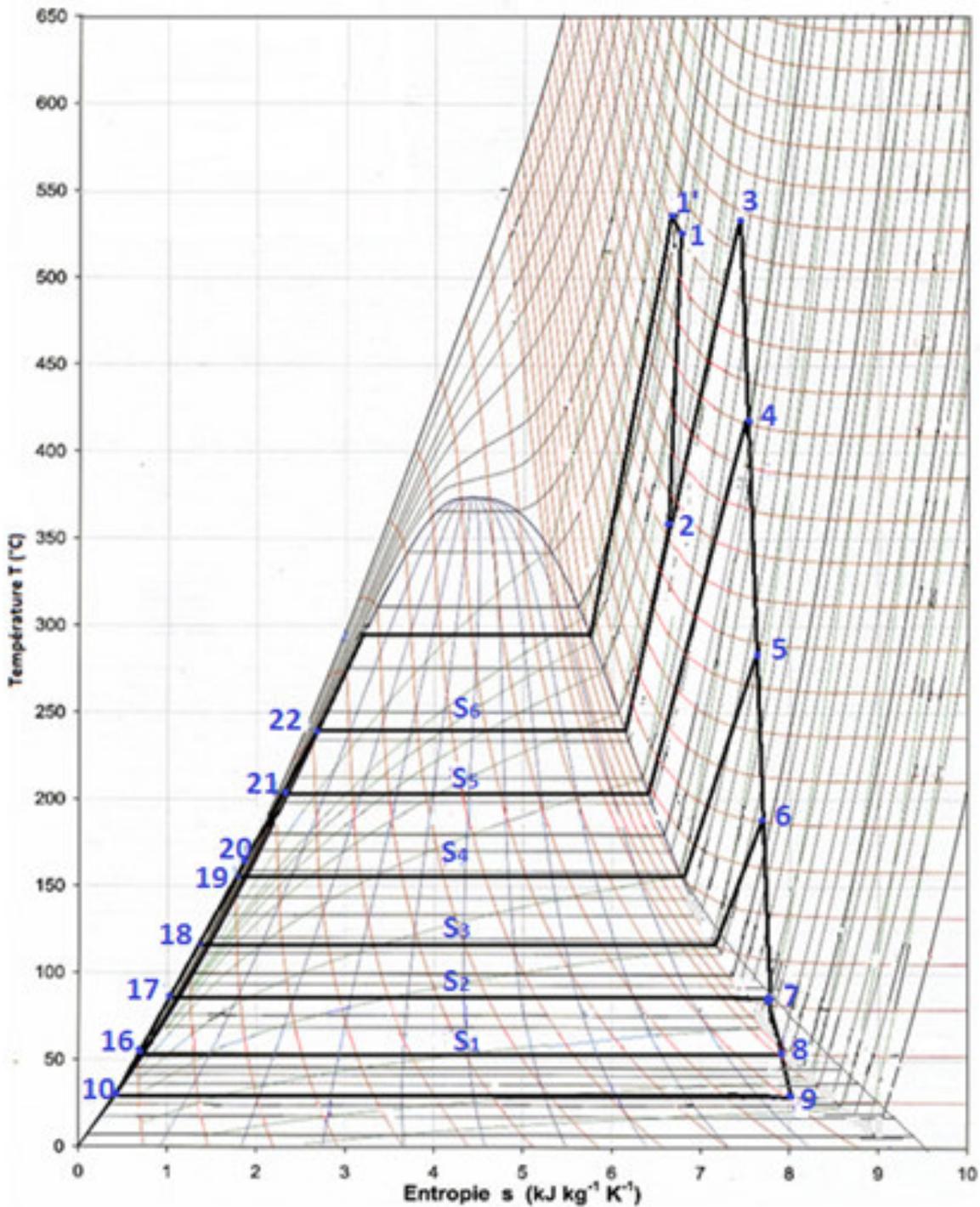


Figure (2.2) : Diagramme entropique (T, S).

2.5. Débits de circuit eau-vapeur :

2.5.1. Débit de fonctionnement :

C'est le débit qui sort de la chaudière et qui entre au corps de la turbine haute pression HP. Sa valeur est $\dot{m}_{\text{tot}} = 145.34 \text{ kg/s}$.

2.5.2. Débits des fuites :

Plusieurs fuites existent au niveau des trois corps de la turbine, leurs débits sont notés dans le tableau suivant :

Côté droit (kg/s)	Côté gauche (kg/s)
$A_{DHP}=0.660$	$A_{GHP}=0.672$
$B_{DHP}=0.153$	$B_{GHP}=0.201$
$C_{DHP}=0.005$	$C_{GHP}=0.006$
$Q_{fHP}=4.47$	/

Tableau (2.2) : Débits des fuites pour le corps HP.

Côté droit (kg/s)	Côté gauche (kg/s)
$B_{DMP}=0.552$	$B_{GMP}=0.417$
$C_{DMP}=0.032$	$C_{GMP}=0.024$

Tableau (2.3) : Débits des fuites pour le corps MP.

Côté droit (kg/s)	Côté gauche (kg/s)
$B_{DBP}=0.109$	$B_{DBP}=0.109$
$C_{GBP}=0.022$	$C_{DBP}=0.022$

Tableau (2.4) : Débits des fuites pour le corps BP.

2.5.3. Débits du soutirage :

Sont des débits extraits à un étage intermédiaire de la turbine, une partie de l'énergie de débit total de vapeur déjà convertie en travail et une partie de son énergie interne est dirigée vers un réchauffeur d'eau condensée, la chaleur latente de cette vapeur au lieu d'être cédée en perte à l'eau de mer, est ainsi transmise à l'eau destinée à l'alimentation de la chaudière. Ces valeurs de débits sont :

$$S_1 = 2.405 \text{ kg/s.}$$

$$S_2 = 6.460 \text{ kg/s.}$$

$$S_3 = 5.987 \text{ kg/s.}$$

$$S_4 = 7.336 \text{ kg/s.}$$

$$S_5 = 10.012 \text{ kg/s.}$$

$$S_6 = 13.674 \text{ kg/s.}$$

2.5.4. Rendements :

- Rendement mécanique de la turbine : $\eta_m = 98\%$.
- Rendement de la pompe d'extraction : $\eta_{PE} = 78\%$.
- Rendement de la pompe d'alimentation : $\eta_{PA} = 77.5\%$.
- Rendement de l'alternateur : $\eta_{al} = 99\%$.

2.6. Notion du premier principe de la thermodynamique :

➤ Pour une transformation :

Soient (W, Q) respectivement le travail et la chaleur échangée par un système avec le milieu extérieur lors de son évolution d'un état initial à l'entrée à état final à la sortie.

Le premier principe affirme que cette quantité d'énergie échangée sous forme de travail et chaleur s'exprime par :

$$Q + W = \Delta H + \Delta E_C + \Delta E_P \quad (2.1)$$

Tel que :

ΔE_C : Variation d'énergie cinétique.

ΔE_P : Variation d'énergie potentielle.

ΔH : Variation d'enthalpie totale.

➤ Pour une transformation cyclique :

Un cycle est une succession de transformation ou l'état final coïncide avec l'état initial lors des transformations, la chaleur reçue ou fournie par un système est égale à la somme des travaux fournis et reçus par le système : $Q + W = 0$ (2.2)

On considère que les transformations sont adiabatiques dans la turbine et les pompes : $Q = 0$

On néglige la variation d'énergie potentielle : $\Delta E_P = 0$

On néglige la variation d'énergie cinétique : $\Delta E_C = 0$

Sachant que il n'ya pas de production de travail dans la chaudière : $W = 0$

Avec ces hypothèses, l'expression de premier principe devient :

Pour la turbine et les pompes :

$$W = \Delta H \quad (2.3)$$

$$\text{Pour la chaudière : } Q_{ch} = \Delta H \quad (2.4)$$

2.7. Bilan énergétique de la turbine :

2.7.1. Calcul du travail de la turbine :

Le travail par unité de masse de vapeur sortant de la chaudière et en tenant compte des débits de fuites, de soutirage et des débits récupérés l'équation :

$$W = \sum_{i=1}^n (H_{i+1} - H_i) \left(\frac{\dot{m}_{\text{tot}} - (Q_f + S)}{\dot{m}_{\text{tot}}} \right) \quad (2.5)$$

- \dot{m}_{tot} : débit massique total de vapeur.
- Q_f : débit des fuites.
- S : débit des soutirages.
- i : l'entrée du corps (HP, MP, BP).
- $i+1$: la sortie du corps (HP, MP, BP).

Le travail de la turbine est égal à la somme des travaux des trois corps (HP, MP, BP).

$$W_T = W_{\text{HP}} + W_{\text{MP}} + W_{\text{BP}} \quad (2.6)$$

Avec : W_T : Le travail total de la turbine.

W_{HP} : Le travail du corps HP.

W_{MP} : Le travail du corps MP.

W_{BP} : Le travail du corps BP.

➤ Travail du Corps HP :

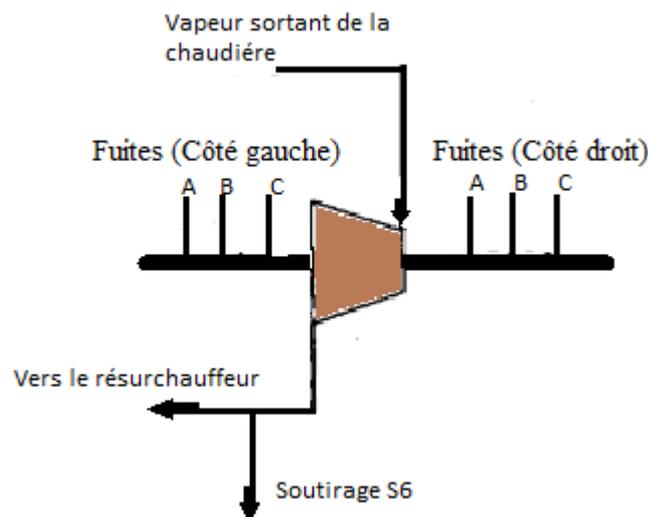


Figure (2.3) : Schéma représentatif d'une turbine haute pression.

$$W_{HP} = (H_1 - H_2) \left[\frac{\dot{m}_{tot} - (Q_f + A + B + C) DHP}{\dot{m}_{tot}} \right] \quad (2.7)$$

- Q_f, A, B et C : sont les débits des fuites au niveau du palier côté droit (à l'entrée HP).
- \dot{m}_{tot} : débit massique total de vapeur.
- H_1 : l'enthalpie à l'entrée de corps HP.
- H_2 : l'enthalpie à la sortie de corps HP.

$$\underline{\text{A.N.}}: W_{HP} = \left[\frac{145.340 - (4.470 + 0.660 + 0.153 + 0.005)}{145.340} \right] (3421 - 3112.9)$$

$$W_{HP} = 296.89 \text{ kJ/kg}$$

➤ Travail du corps MP :

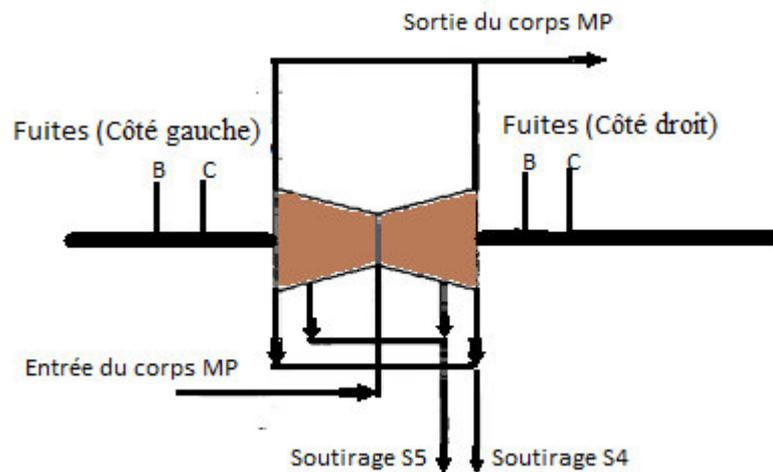


Figure (2.4) : Schéma représentatif d'une turbine moyenne pression.

$$W_{MP} = \left[\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + S_6]}{\dot{m}_{tot}} \right] (H_3 - H_4) + \left[\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + S_6 + S_5]}{\dot{m}_{tot}} \right] (H_4 - H_5) \quad (2.8)$$

Avec :

- $(A+B+C)_{GHP}$: les débits des fuites au niveau du palier côté gauche du corps HP.
- S_6 : c'est un débit de soutirage au niveau de la sortie du corps HP.
- S_5 : c'est un débit de soutirage au niveau des étages du corps MP.

$$\underline{\text{A.N:}} \quad W_{MP} = (3526.6-3306.4) \left[\frac{145.34 - [0.66 + 0.153 + 0.005 + 0.672 + 0.201 + 0.006 + 13.674]}{145.340} \right] +$$

$$(3306.4-3026.5) \left[\frac{145.34 - [0.66 + 0.153 + 0.005 + 0.672 + 0.201 + 0.006 + 13.674 + 10.012]}{145.340} \right]$$

$$W_{MP} = 429.785 \text{ kJ/kg}$$

➤ Travail du corps BP :

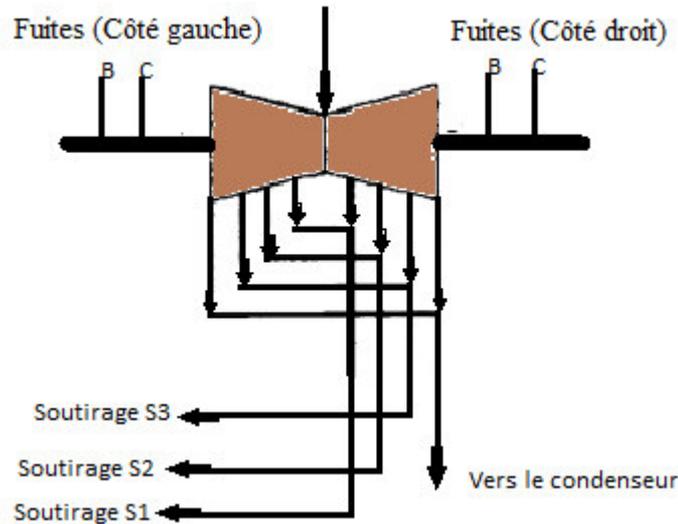


Figure (2.5) : Schéma représentatif d'une turbine basse pression.

$$W_{BP} = [(H_5 - H_6) * \left(\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + (B+C)DMP + (B+C)GMP + S_4 + S_5 + S_6]}{\dot{m}_{tot}} \right)] +$$

$$[(H_6 - H_7) * \left(\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + (B+C)DMP + (B+C)GMP + S_3 + S_4 + S_5 + S_6]}{\dot{m}_{tot}} \right)] +$$

$$[(H_7 - H_8) * \left(\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + (B+C)DMP + (B+C)GMP + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6]}{\dot{m}_{tot}} \right)] +$$

$$[(H_8 - H_9) * \left(\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + (B+C)DMP + (B+C)GMP + S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6]}{\dot{m}_{tot}} \right)] \quad (2.9)$$

Avec:

- $(B+C)_{DMP}$: les débits des fuites au niveau du palier côté droit du corps MP.
- $(B+C)_{GMP}$: les débits des fuites au niveau du palier côté gauche du corps MP.
- S_4 : c'est un débit de soutirage au niveau de la sortie du corps MP.
- S_3 : c'est un débit de soutirage au niveau des étages du corps BP.
- S_2 : c'est un débit de soutirage au niveau des étages du corps BP.
- S_1 : c'est un débit de soutirage au niveau des étages du corps BP.

$$W_{BP} = 475.0225 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Travail total de la turbine :**

A.N : $W_T = 296.89 + 429.785 + 475.0225$

$W_T = 1201.7 \text{ kJ/kg.}$

2.8. Bilan énergétique de la chaudière :

2.8.1. Rendement de la chaudière :

$$\eta_{\text{Ch}} = 100 - \frac{L_T * 100}{\text{PCS} + B_{\text{fe}} + B_{\text{xe}}} \quad (2.10)$$

- L_T : Pertes totales. $L_T = 1637.372 \text{ kcal/kg.}$
- PCS : le pouvoir calorifique brut du combustible. $\text{PCS} = 7735.208 \text{ kcal/kg.}$
- B_{fe} : la chaleur fournie par chaleur sensible dans le combustible.
- B_{xe} : l'équivalent thermique des puissances électrique des moteurs des réchauffeurs d'air (RA) et des ventilateurs de recirculation (VR) des fumées.

➤ **Chaleur fournie par chaleur sensible dans le combustible :**

$$B_{\text{fe}} = C_p (T_g - T_{\text{REF}}) \quad (2.11)$$

- C_p : chaleur spécifique moyenne du combustible ($\text{kcal/kg } ^\circ\text{C}$).
- T_g : température de combustible aux bruleurs ($^\circ\text{C}$).
- T_{REF} : température de référence corrigée ($^\circ\text{C}$).

A.N: $B_{\text{fe}} = 0.477 * (9.9 - 29)$

$B_{\text{fe}} = -9.11 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$

➤ **L'équivalent thermique des puissances électriques des moteurs des réchauffeurs d'air (RA) et des ventilateurs de recirculation (VR) des fumées :**

$$B_{\text{xe}} = \frac{860 (\eta_{\text{RA}} * P_{\text{RA}} + \eta_{\text{VR}} * P_{\text{VR}})}{Q_G} \quad (2.12)$$

- η_{RA} : rendement du moteur électrique de réchauffeur d'air $\eta_{\text{RA}} = 88\%$.
- P_{RA} : puissance électrique du moteur de réchauffeur d'air.
- η_{VR} : rendement du moteur électrique de ventilateur de recirculation fumées $\eta_{\text{VR}} = 94\%$.
- P_{VR} : puissance électrique du moteur de ventilateur de recirculation des fumées.
- Q_G : débit du gaz naturel combustible $Q_G = 29343.4 \text{ kg/h.}$

Etant les puissances électriques calculées avec la relation suivante :

$$P = \sqrt{3} * u * I * \cos \phi \quad (2.13)$$

- u : tension nominale entre les phases (kV).
- I : courant de phase absorbé (A).
- $\cos \phi$: facteur de puissance nominale du moteur $\cos \phi = 0.8$

$$P_{RA} = \sqrt{3} * u_{RA} * I_{RA} * \cos \phi \quad (2.14)$$

A.N.: $P_{RA} = \sqrt{3} * 0.38 * 15.5 * 0.8$

$$P_{RA} = 8.16 \text{ kW}$$

$$P_{VR} = \sqrt{3} * u_{VR} * I_{VR} * \cos \phi \quad (2.15)$$

A.N.: $P_{VR} = \sqrt{3} * 6.3 * 0 * 0.8$

$$P_{VR} = 0 \text{ kW}$$

A.N.: $B_{xe} = \frac{860 (0.88 * 8.16 + 0.94 * 0)}{29343.4}$

$$B_{xe} = 0.210 \text{ kcal /kg}$$

$$\eta_{Ch} = 100 - \frac{1637.372 * 100}{7735.208 - 9.11 + 0.210}$$

$$\eta_{Ch} = 78.81 \%$$

2.8.2. La quantité de chaleur fournie par la chaudière :

$$Q_{Ch} = [(H_1 - H_{22}) + (H_3 - H_2)] \frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)_{DHP} + (A+B+C)_{GHP} + S_6]}{\dot{m}_{tot}} \quad (2.16)$$

A.N.: $Q_{Ch} = [(3426.2 - 1069.1) + (3528.6 - 3112.9)] *$

$$\left[\frac{145.340 - [(0.660 + 0.153 + 0.005) + (0.672 + 0.201 + 0.006) + 13.674]}{145.340} \right]$$

$$Q_{Ch} = 2479.6 \text{ kJ/kg}$$

2.9. Bilan énergétique des pompes :

2.9.1. La pompe d'extraction :

➤ Travail

$$W_{PE} = (H_{11} - H_{10}) \quad (2.17)$$

A.N: $W_{PE} = (139.9 - 137.9)$

$$W_{PE} = 2 \text{ kJ/kg}$$

➤ Puissance :

$$P_{PE} = \dot{m}_{PE} * W_P \quad (2.18)$$

A.N: $P_{PE} = 114.415 * 1.574$

$$P_{PE} = 180.089 \text{ kW}$$

2.9.2. Pompe d'alimentation :

➤ Travail :

$$W_{PA} = (H_{20} - H_{19}) \quad (2.19)$$

A.N: $W_{PA} = (661.2 - 638.1)$

$$W_{PA} = 23.1 \text{ kJ/kg}$$

➤ Puissance :

$$P_{PA} = \dot{m}_{tot} * W_{PA} \quad (2.20)$$

A.N: $P_{PA} = 145.340 * 23.1$

$$P_{PA} = 3357.354 \text{ kW}$$

2.10. Bilan énergétique du condenseur :

2.10.1. Méthode de calcul :

Il existe deux grandes méthodes de calcul de condenseur qui sont la méthode de différence de température logarithmique moyenne DTLM et la méthode NUT appelée nombre d'unités de transfert.

Les deux méthodes aboutissent bien sûr au même résultat. Cependant un certain nombre d'arguments semblent plaider en faveur de la méthode NUT :

- Les températures de sortie des fluides ne figurent pas dans les données.
- Simplicité d'emploi.

Comme les températures des fluides chaud et froid sont connues à l'entrée à la sortie de condenseur, la méthode DTLM est choisie pour faire les calculs.

Les étapes de calcul par la méthode DTLM peuvent être représentées schématiquement comme suivant:

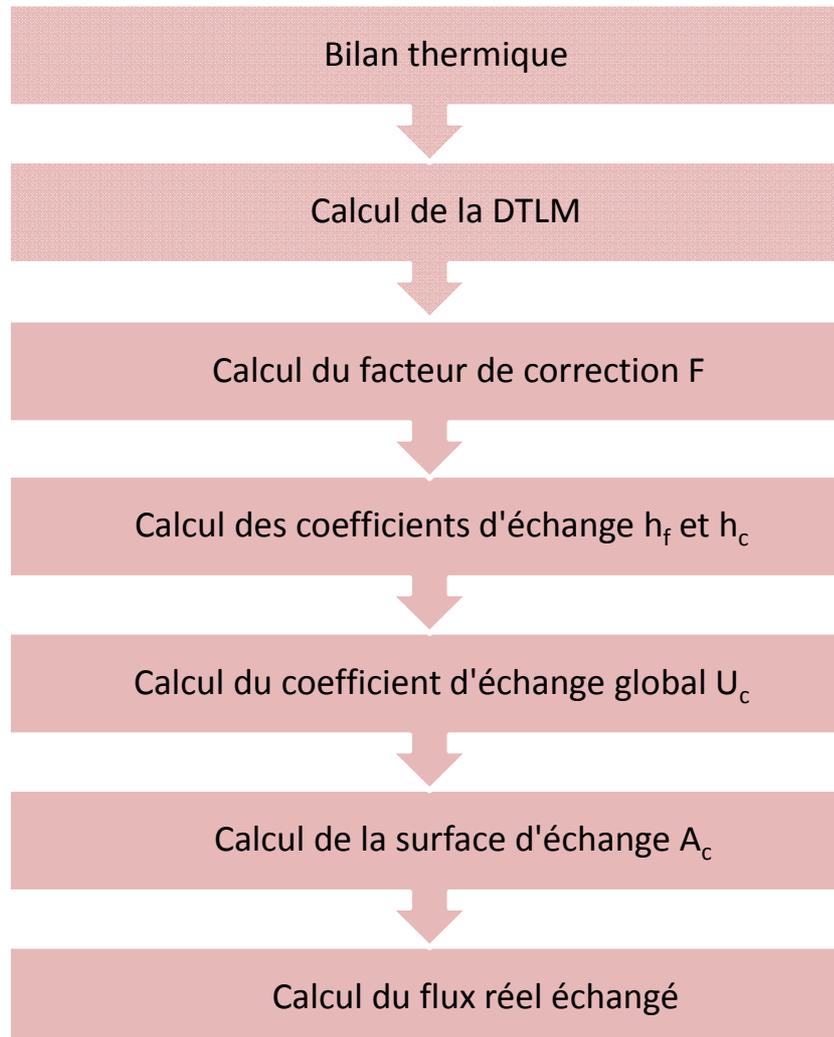


Figure (2.6) : Organigramme de la méthode DTLM.

2.10.2. La méthode de DTLM :

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux.

Un fluide (généralement le fluide froid) circule dans le tube intérieur. L'autre, dans l'espace annulaire compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le tube intérieur.

Le fluide chaud entre dans l'échangeur à la température T_{ce} et en sort à T_{cs} . Le fluide froid entre à T_{fe} et sort à T_{fs} .

2.10.3. Bilan thermique :

Le flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminé en écrivant qu'il est égal aux flux de chaleur perdu par le fluide chaud et au flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée dans l'échangeur :

$$\Phi_f = \Phi_c \quad (2.21)$$

$$\dot{m}_f * C_{p_f} * (T_{fs} - T_{fe}) = \dot{m}_c * L_c$$

On peut, aussi utiliser la formule de Hausbrand corrigée suivante pour calculer le même flux échangé :

$$\Phi_{réel} = U * A * F * DTLM \quad (2.22)$$

$$\text{Avec : } DTLM = \frac{(T_c - T_{fs}) - (T_c - T_{fe})}{\ln \frac{T_c - T_{fs}}{T_c - T_{fe}}} \quad (2.23)$$

Cas d'écoulement à courants croisés :

2.10.4. Calcul de DTLM :

Le tableau suivant résume les paramètres des fluides dans le condenseur :

	Côté calandre (vapeur)	Côté tubes (l'eau)
Température d'entrée (°C)	32.9	20
Température de sortie (°C)	32.9	30
Débit massique (kg/s)	98.25	6500

Tableau (2.5) : Les paramètres des fluides de condenseur.

$$DTLM = \frac{(T_c - T_{fs}) - (T_c - T_{fe})}{\ln \frac{T_c - T_{fs}}{T_c - T_{fe}}}$$

$$\text{A.N: } DTLM = \frac{(32.9 - 30) - (32.9 - 20)}{\ln \frac{32.9 - 30}{32.9 - 20}}$$

$$DTLM = 6.7 \text{ °C}$$

2.10.5. Calcul du facteur F :

La condensation (changement de phase), s'effectue à T et P constantes les relations se simplifient. Dans cette condition, P ou R devient zéro.

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (2.24)$$

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (2.25)$$

$$\text{A.N: } R = \frac{32.9 - 32.9}{28.8 - 20} \quad R = 0$$

$$P = \frac{28.8 - 20}{32.9 - 20} \quad P = 0.68$$

Donc : $F = 1$

2.10.6. Calcul du coefficient d'échange h_f et h_c :

➤ Coefficient d'échange côté tube h_f :

Pour calculer h_f , on passe par l'intermédiaire du nombre de Stanton (St_f), qui s'exprime en fonction de Re_f et Pr_f .

Dans les calculs pratiques, on évalue ces paramètres pour des conditions moyennes des fluides dans le condenseur.

$$T_{f\text{moy}} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad (2.26)$$

$$\text{A.N: } T_{f\text{moy}} = \frac{20 + 30}{2}$$

$$T_{f\text{moy}} = 25 \text{ °C}$$

C_{pf} (J/kg °C)	ρ_f (kg/m ³)	λ_f (W/m °C)	μ_f (kg/s m)
4181.6	997.003	0.607	$890.106 \cdot 10^{-6}$

Tableau (2.6) : Propriété du fluide froid (l'eau) à $T_f \text{ moy} = 25^\circ\text{C}$.

• Calcul de nombre du Prandtl :

$$Pr_f = \frac{\mu_f * C_{pf}}{\lambda_f} \quad (2.27)$$

Avec : μ_f : la viscosité dynamique du fluide froid en (kg/s*m).

C_{pf} : chaleur spécifique du fluide froid en (J/kg*°c).

λ_f : la conductivité thermique du fluide froid en (W/m*°c).

$$\text{A.N: } Pr_f = \frac{890.106 \cdot 10^{-6} * 4181.6}{0.607}$$

$$Pr_f = 6.131$$

- Calcul de la vitesse moyenne dans les tubes :

$$V_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot N_t \cdot S_f} \quad (2.28)$$

$$\text{Avec : } S_f = \frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \quad (2.29)$$

$D_f = D_i$: diamètre intérieur du tube en (m).

S_f : la section de tube en (m^2).

N_t : nombre des tubes $N_t = 14850$ tubes.

ρ_f : la masse volumique du fluide froid en (kg/m^3).

\dot{m}_f : débit massique de fluide froid en (kg/s).

Les caractéristiques du condenseur de la centrale de Cap-Djinet, sont présentées dans le tableau suivant :

Paramètres	Valeurs	Unité
Diamètre intérieur	17.6	mm
Diamètre extérieur	19	mm
Epaisseur des tubes	0.7	mm
Débit de vapeur	98.25	kg/s
Débit d'eau de refroidissement	6500	kg/s
Nombres des tubes	14850	tubes
Longueur des tubes	11490	mm
Pression dans le condenseur	0.05	bar

Tableau (2.7) : Les caractéristiques de condenseur.

A.N:

$$S_f = \frac{\pi * (17,6 * 10^{-3})^2}{4}$$

$$S_f = 2.431 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_f = \frac{6500}{997.155 * 14850 * 2.431 * 10^{-4}}$$

$$V_f = 1,8 \text{ m/s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re_f = \frac{\rho_f * V_f * D_f}{\mu_f} \quad (2.30)$$

A.N: $Re_f = \frac{997.155 * 1,8 * (17,6 * 10^{-3})}{902.404 * 10^{-6}}$

$$Re_f = 35592.86$$

$Re_f > 2300$ Le régime de l'écoulement est donc turbulent.

- Calcul du nombre de Stanton :

On calcule St_f avec la formule de Dittus-Bolter pour le fluide froid :

$$St_f = 0.023 Re^{-0.2} Pr^{-0.6} \quad (2.31)$$

Les conditions de validité de la formule sont données comme suit :

- Nombre de Prandtl $Pr > 0.7$
- Allongement des tubes $L/D_{int} > 60$

Pour l'eau à 25°C : $Pr_f = 6.131$, donc $Pr_f > 0.7$ et $L/D_{int} = 652.84$, donc $L/D_{int} > 60$

Donc : $St_f = 0.023 * (35592.86)^{-0.2} * (6.131)^{-0.6}$

$$St_f = 9.525 * 10^{-4}$$

- Détermination du coefficient d'échange h_f :

$$h_f = St_f * \rho_f * Cp_f * V_f \quad (2.32)$$

A.N: $h_f = 9.465 * 10^{-4} * 997.155 * 4181 * 1.8$

$$h_f = 7170.217 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Les résultats concernant le calcul de h_f côté tube sont présentés dans le tableau suivant :

C_{p_f} (kJ/kg °C)	ρ_f (kg/m ³)	λ_f (W/m °C)	μ_f (kg/s m)	Pr_f	Re_f	h_f (W/m ² °C)
4.1816	997.003	0.607	$890.106 \cdot 10^{-6}$	6.131	35592.86	7170.217

Tableau (2.8) : Résultats de calcul de h_f côté tubes.

➤ **Coefficient d'échange côté calandre h_c :**

La condensation se produit à l'extérieur d'un tube horizontal ; le coefficient moyen est donné par :

$$h_c = 0.725 \left[\frac{g * \rho_l * \lambda_l^3 * L_c}{\nu_l * D_c * (T_c - T_p)} \right]^{0.25} \quad (2.33)$$

Avec :

$D_c = D_e$: Diamètre extérieur du tube en (m).

T_p : Température de paroi en (°C).

T_F : Température moyenne de film en (°C).

g : Accélération de la pesanteur en (m/s²).

ρ_l : masse volumique phase liquide en (kg/m³).

λ_l : Conductivité thermique phase liquide en (W/m °C).

L_c : Chaleur latente de condensation en (J/kg).

ν_l : Viscosité cinématique phase liquide = μ_l / ρ_l en (m²/s).

• **Calcul de la température de proi :**

$$T_p = \frac{T_{f \text{ moy}} + T_c}{2} \quad (2.34)$$

Avec :

$T_{f \text{ moy}}$: Température moyenne du fluide froid en (°C).

T_c : Température moyenne du fluide chaud en (°C).

A.N : $T_p = \frac{25 + 32.9}{2}$

$$T_p = 28.95 \text{ °C}$$

• **Calcul de la température moyenne de film :**

$$T_F = \frac{T_p + T_c}{2} \quad (2.35)$$

$$\underline{\text{A.N:}} \quad T_F = \frac{28.95 + 32.9}{2}$$

$$T_F = 30.925 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A cette température, les caractéristiques thermo-physiques du vapeur sont présentés dans le tableau suivant :

L_c (J/kg)	ρ_l (kg/m ³)	λ_l (W/m °C)	v_l (m/s)
$2428.49 \cdot 10^3$	995.323	0.616	$78.558 \cdot 10^{-6}$

Tableau (2.9) : Propriété du fluide chaud (vapeur) à $T_F = 30.925 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$\underline{\text{A.N:}} \quad hc = 0.725 \left[\frac{9.81 * 995.323 * (0.616)^3 * 2428.49 * 10^3}{78.558 * 10^{-6} * 0.019 * (32.9 - 28.95)} \right]^{0.25}$$

$$h_c = 12694.910 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

2.10.7. Calcul du coefficient d'échange global :

Ce coefficient d'échange global rapporté à la surface chaud A_v .

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{hc}\right) + \left(\frac{e}{\lambda}\right) * \left(\frac{A_v}{A_m}\right) + \left(\frac{1}{hf}\right) * \left(\frac{A_v}{A_e}\right) + R_{enc}} \quad (2.36)$$

Avec :

λ : Conductivité thermique de la paroi séparant les 2 fluides en (W/m°C).

e : épaisseur de la paroi en (m).

A_e : Air de la surface d'échange côté froid en (m²).

A_v : Air de la surface d'échange côté chaud en (m²).

A_m : Air de la surface d'échange moyenne en (m²).

R_{encr} : la résistance d'encrassement = 0 (m² °C/W) pour un condenseur propre.

$$A_e = \pi * D_f * L_t \quad (2.37)$$

$$A_v = \pi * D_c * L_t \quad (2.38)$$

$$A_m = \pi * \left(\frac{D_f + D_c}{2}\right) * L_t \quad (2.39)$$

Avec : L_t : La longueur d'un tube en (m).

$$\underline{\text{A.N:}} \quad A_e = \pi * (19 * 10^{-3}) * 11.490$$

$$A_e = 6.349 * 10^{-1} \text{ m}^2$$

$$A_v = \pi * (17.6 * 10^{-3}) * 11.490$$

$$A_v = 6.854 * 10^{-1} \text{ m}^2$$

$$A_m = \pi * \left(\frac{17.6 * 10^{-3} + 19 * 10^{-3}}{2} \right) * 11.490$$

$$A_m = 6.602 * 10^{-1} \text{ m}^2$$

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{12694,910} \right) + \left(\frac{0,7 * 10^{-3}}{15,6} \right) * \left(\frac{6,854 * 10^{-1}}{6,602 * 10^{-1}} \right) + \left(\frac{1}{7170,217} \right) * \left(\frac{6,854 * 10^{-1}}{6,349 * 10^{-1}} \right)}$$

$$U_c = 3624.244 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

2.10.8. Calcul de la surface d'échange :

$$A_c = D_c * \pi * L_t * N_t \quad (2.40)$$

$$\underline{\text{A.N.}}: A_c = (19 * 10^{-3}) * \pi * 11.490 * 14850$$

$$A_c = 10179.58 \text{ m}^2$$

2.10.9. Calcul du flux réel échangé entre l'eau de mer et la vapeur d'eau :

$$\Phi_{\text{réel}} = U_c * A_c * F * \text{DTLM}$$

$$\underline{\text{A.N.}}: \Phi_{\text{réel}} = 3624.244 * 10179.58 * 1 * 6.7$$

$$\Phi_{\text{réel}} = 247188 * 10^3 \text{ W}$$

2.10.10. Calcul du débit massique de fluide froid :

$$\dot{m}_f = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{C_{\text{pf}} * (T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}})} \quad (2.41)$$

$$\underline{\text{A.N.}}: \dot{m}_f = \frac{247188 * 10^3}{4181.6 * (30 - 20)}$$

$$\dot{m}_f = 5911.328 \text{ kg/s}$$

2.11. Calcul du rendement de cycle eau-vapeur :

2.11.1. Définition du rendement de cycle :

Le rendement du cycle eau-vapeur d'une centrale thermique est le rapport entre le travail mécanique produit sur l'arbre de la turbine et la chaleur rapportée à l'eau par le générateur de vapeur.

Le travail (W) résulte de la différence entre les travaux internes de la machine motrice (turbine) et des machines réceptrices (pompes) : $W = \int W_T - \int W_P$

On prend en considération les pertes dans la turbine et les pompes. Le rendement du cycle est donné par la relation suivante :

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W}{Q} \quad (2.42)$$

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{(W_T * \eta_m) - \left(\frac{W_{PE}}{\eta_{PE}} + \frac{W_{PA}}{\eta_{PA}} \right)}{\frac{Q_{ch}}{\eta_{ch}}} \quad (2.43)$$

W_T : Travail totale du la turbine.

W_{PE} : Travail de la pompe d'extraction.

W_{PA} : Travail de la pompe d'alimentation.

Q_{ch} : Quantité de chaleur fournie par la chaudière.

η_m : Rendement mécanique de la turbine.

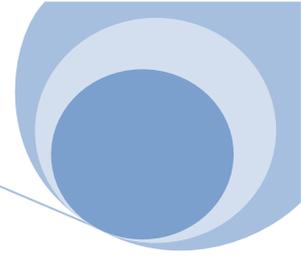
η_{PE} : Rendement de la pompe d'extraction.

η_{PA} : Rendement de la pompe d'alimentation.

η_{ch} : Rendement de la chaudière.

$$\underline{\text{A.N}} : \eta_{\text{cycle}} = \frac{(1201.7 * 0.98) - \left(\frac{1.574}{0.78} + \frac{23.1}{0.775} \right)}{\frac{2479.6}{0.7881}}$$

$$\eta_{\text{cycle}} = 36.42\%$$



Chapitre 3

Étude de système condensation

Partie 1 : Fonctionnement du condenseur

3.1. Introduction :

Le condenseur est un appareil dont la fonction principale est de condenser de la vapeur, le réchauffage obligatoire du fluide froid auxiliaire n'étant qu'une conséquence (parfois nuisible), par opposition aux échangeurs de chaleur (réchauffeurs) où la condensation de vapeur n'est qu'un moyen d'obtenir le but désiré : le réchauffage d'un certain fluide.

Le condenseur utilisé dans l'installation est un échangeur à échange par surface. Il est placé sous la turbine BP. La vapeur d'échappement de la turbine, se condense au contact extérieur des tubes du faisceau tubulaire parcouru intérieurement par l'eau de circulation, qui est prise à la mer, grâce à une pompe de circulation qui aspire cette eau et la refoule à l'intérieur du faisceau tubulaire et de là elle retourne à la mer.

3.2. Principe général d'un condenseur :

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. En d'autres termes, le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid, et le fluide froid se réchauffe au contact du fluide chaud. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil.

On voit que le principe général est simple, mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique.

Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. On vient de le dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe. Les flux de chaleurs transférées vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique, viscosité, ...etc.) ainsi que des coefficients d'échange par convection.

L'évacuation de la chaleur dans un condenseur s'effectue en 3 étapes (voir la Figure 3.1) :

- 1- La désurchauffe des vapeurs du fluide de travail (tronçon 1-2),
- 2- La condensation des vapeurs (évacuation par chaleur latente ; étape principale tronçon 2-3),
- 3- Le sous-refroidissement du fluide de travail liquide (tronçon 3-4).

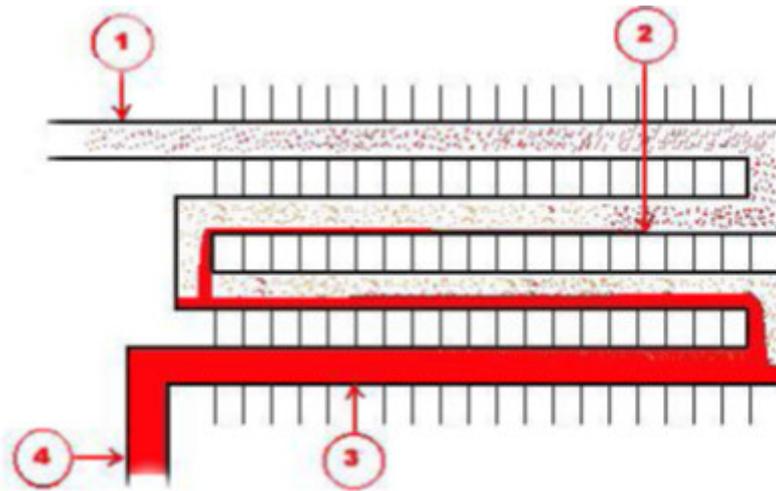


Figure (3.1) : Évacuation de la chaleur d'un condenseur.

3.3. Types de condenseurs :

Nous pouvons classer les condenseurs en deux grandes familles :

➤ 3.3.1. Par surface :

Sans contact entre la vapeur à condenser et l'eau de refroidissement, une surface d'échange s'interposant entre eux. La vapeur d'échappement de la turbine se condense au contact des tubes froids du faisceau tubulaire parcouru intérieurement par l'eau de refroidissement, cette vapeur condensée est recueillie sous forme d'eau au puits de condenseur.

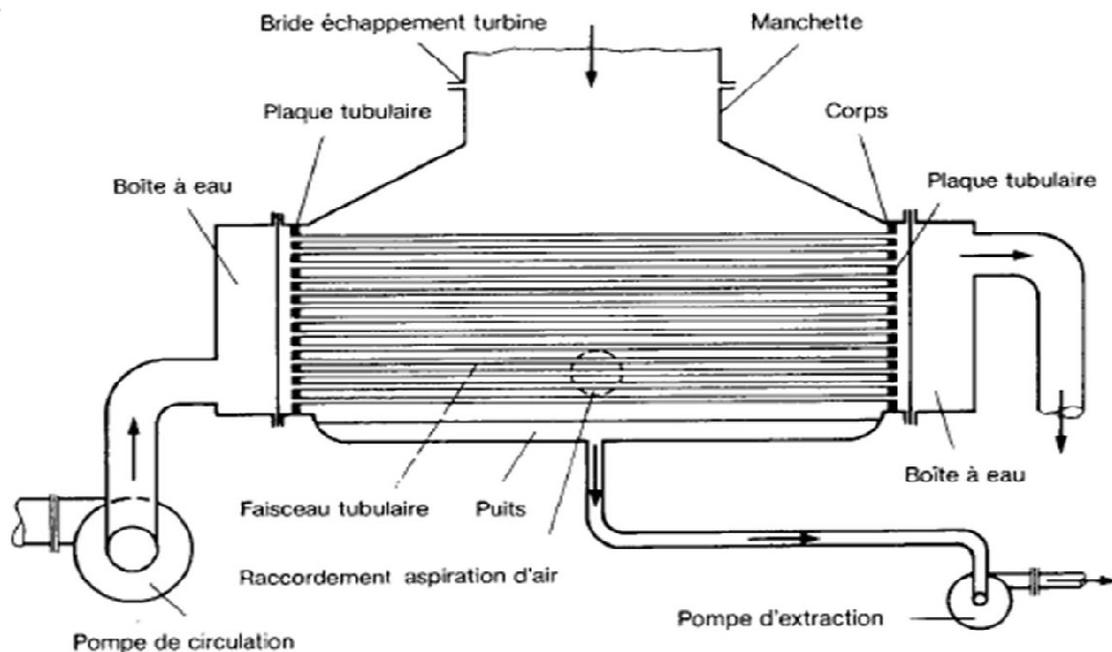


Figure (3.2) : Schéma de condenseur par surface.

➤ 3.3.2. Par mélange :

Le contact se fait d'une manière directe c'est-à-dire que le mélange contient la vapeur et le fluide réfrigérant. La condensation se fait par pulvérisation d'eau froide dans la vapeur.

La vapeur condensée (de l'eau pure) se mélange à l'eau de refroidissement. La vapeur sera récupérée si les deux fluides sont de la même nature.

3.4. Condenseur de la centrale de Cap-Djinet :

Le condenseur de la centrale de Cap-Djinet est un condenseur par surface ce qui signifie que l'eau de circulation est aspirée par les parois des tubes. Il est situé sous le corps BP.

Le passage de l'eau de circulation dans les tubes est perpendiculaire à la turbine. Cette disposition favorise l'amenée et l'évacuation de l'eau de circulation.

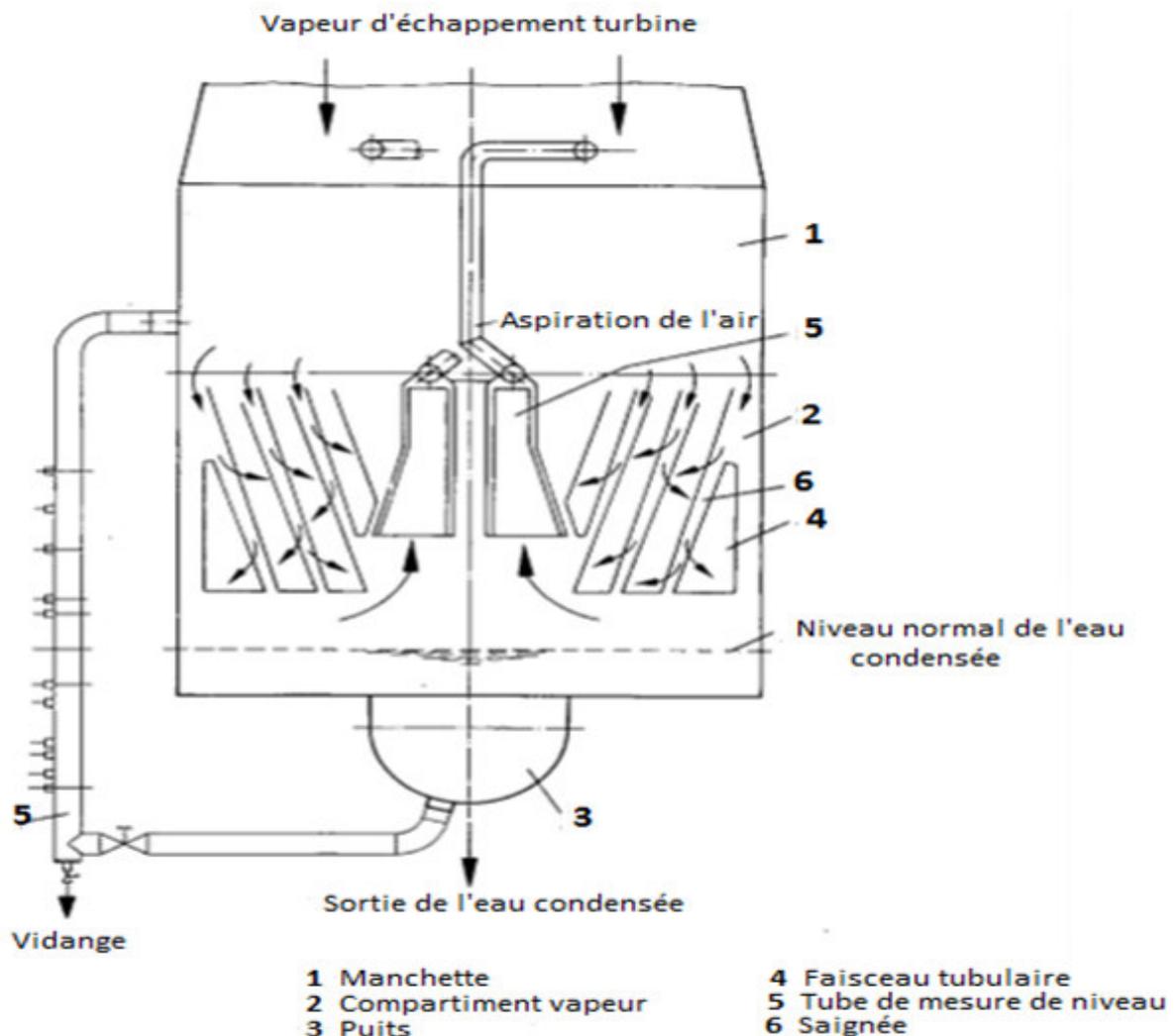


Figure (3.3) : Schéma simplifié du condenseur.

3.5. Rôle du condenseur :

Le condenseur a pour principales fonctions :

- D'assurer la condensation de vapeur évacuée de corps basse pression de la turbine et de réintroduire le condensât dans le circuit eau-vapeur (poste d'eau).
- D'augmenter la chute d'enthalpie de la turbine en établissant une dépression atmosphérique afin d'obtenir un rendement de la centrale aussi élevé que possible.
- De dégazer le condensât et d'évacuer les incondensables.

Le condenseur reçoit également le condensât des réchauffeurs (condensât secondaire), différents purge provenant des ballons d'éclatement, et la vapeur de contournement.

Le bon fonctionnement d'un condenseur est conditionné par deux éléments :

- La surface d'échange qui doit être suffisante pour permettre un bon transfert de chaleur.
- L'arrangement rationnel du faisceau tubulaire pour que les pertes de charge de la vapeur soient aussi faibles.

3.6. Description du condenseur :

3.6.1. Caractéristiques du condenseur de la centrale :

Les caractéristiques du condenseur de Cap-Djinet sont représentées dans le tableau suivant :

Types	Caractéristique
Constructeur	SGP ; sous-traitant ENCC (engineer.KWU)
Type de condenseur	à biote
Execution	Parcours unique, divisée
Disposition	Transversale à l'axe de la turbine
Matériaux des tubes	Titane
Eau de circulation	Eau de mer
Diamètre extérieur	19 mm
Epaisseur des tubes	0.7 mm
Surface d'échange	10101 m ²
Vitesse de l'eau de mer dans les tubes	1.8 m/s
Débit de vapeur	98.25 kg/s
Débit d'eau de refroidissement	6500 kg/s
Nombres des tubes	14800 tubes
Longueur des tubes	11490 mm
Longueur de l'enveloppe a vapeur	6700 mm

Masse de condenseur à vide	285.51 tonne
Pression de condenseur	0.05 bar
Température d'eau de mer	20 C°
Protection du condenseur	Engommage, protection cathodique

Mise sous vide :	<u>Côté vapeur</u> :
	2 éjecteurs de démarrage à un étage 2 éjecteurs de service à deux étages Marque : Kartings
	<u>Côté eau</u> :
	2 pompes à vide Marque : Siemens

Tableau (3.1) : Caractéristiques du condenseur du la central de Cap-Djinet.

3.6.2. Constitution du condenseur de la centrale de Cap-Djinet :

En général un condenseur de la centrale comprend essentiellement :

- Un corps.
- Une plaque tubulaire à chacune des extrémités du corps.
- Un faisceau tubulaire en titane ou autre alliage approprié (les extrémités des tubes sont sorties dans les orifices des plaques tubulaires).
- Une manchette raccordant le corps du condenseur à la bride d'échappement de la turbine.
- Un puits situé à la partie inférieure de corps du condenseur, qui recueille l'eau condensée.

Le condenseur est constitué des éléments suivants :

3.6.2.1. Un corps :

Le condenseur se compose de deux corps, chacun à une forme de caisson. L'intérieur se décompose coté condensat/ vapeur en trois parties principales : La manchette, Le compartiment vapeur et Le puits.

La manchette est la partie située au-dessus des faisceaux tubulaires. Le puits est la partie inférieure du compartiment vapeur recueille l'eau condensée.

La vapeur d'échappement de la turbine traverse la manchette et se répartit régulièrement dans tout le compartiment vapeur en descendant par des saignées d'où elle pénètre latéralement dans les faisceaux tubulaires. L'eau condensée est conduite au puits par des tôles d'écoulement. Des ressorts sont placés entre les fondations et le corps du condenseur pour recevoir son poids et compenser les dilatations.

3.6.2.2. Tubage :

Les tubes sont droits et à surface lisse. Ils sont déposés transversalement à l'axe de la turbine et sont supportés sur leurs longueurs par des entretoises, ce qui empêche les déformations et les vibrations au cours de service. Le compartiment vapeur et les boîtes à eau sont séparées, côté admission et côté sortie de l'eau de circulation, par une plaque tubulaire.

Les tubes sont mandrinés et sont soudés dans les plaques tubulaires à chacune de leurs extrémités.

3.6.2.3. Répartition des tubes :

Les tubes sont rassemblés en faisceaux tubulaires. Des saignées sont aménagées entre les faisceaux de façon à ce que la vapeur puisse s'écouler vers l'espace de condensation.

La disposition des faisceaux sert aux objectifs suivants :

- Répartition régulière de la vapeur sur toute la surface de condensation ;
- Vitesse optimale de la vapeur entre les tubes ;
- Différence de pression (perte de charge) minimale entre le haut et le bas des faisceaux tubulaires.

3.6.2.4. Le réfrigérant d'air :

Chaque moitié du condenseur est équipée d'un faisceau tubulaire destiné à refroidir l'air et les gaz contenus dans la vapeur. Les réfrigérant d'air sont enveloppés dans un caisson, sauf à leurs extrémités inférieures, la ou pénètre le mélange air- vapeur, ils sont raccordés à leurs extrémités supérieures à la l'installation de mise sous vide.

Les réfrigérants d'air refroidissant le mélange gaz-vapeur, faisant ainsi chuter la pression partielle de la vapeur. Ce phénomène évite l'extraction d'une trop grande quantité de vapeur.

3.6.2.5. La boîte à eau :

Le condenseur est un parcours dont lequel le flux de l'eau de circulation est partagé. L'eau de circulation pénètre par les deux boîtes à eau avant, traverse les deux moitiés du condenseur en deux flux de même importance et ressort par les deux boîtes à eau arrière.

3.6.2.6. Protection superficielle de la boîte à eau :

Les boîtes à eau, qui sont en acier, sont dotées d'un revêtement en caoutchouc sur la paroi en contact avec l'eau de circulation, qui le protège de la corrosion. Il existe en outre une protection cathodique qui fonctionne selon la méthode de courant externe au moyen d'éléments redresseur et d'anodes résistantes.

Les plaques tubulaires en alliage de cuivre et d'aluminium, sont résistantes à l'eau de circulation.

3.6.2.7. Tube de mesure de niveau :

Le niveau de condensât dans le condenseur est capté par l'intermédiaire du tube de mesure.

3.6.2.8. Ballon d'éclatement des purges :

Différents circuits sont raccordés au condenseur à travers trois ballons d'éclatement qui sont reliés au condenseur coté vapeur et coté condensat.

- Les différents composants du condenseur de la centrale sont représentés dans le schéma suivant :

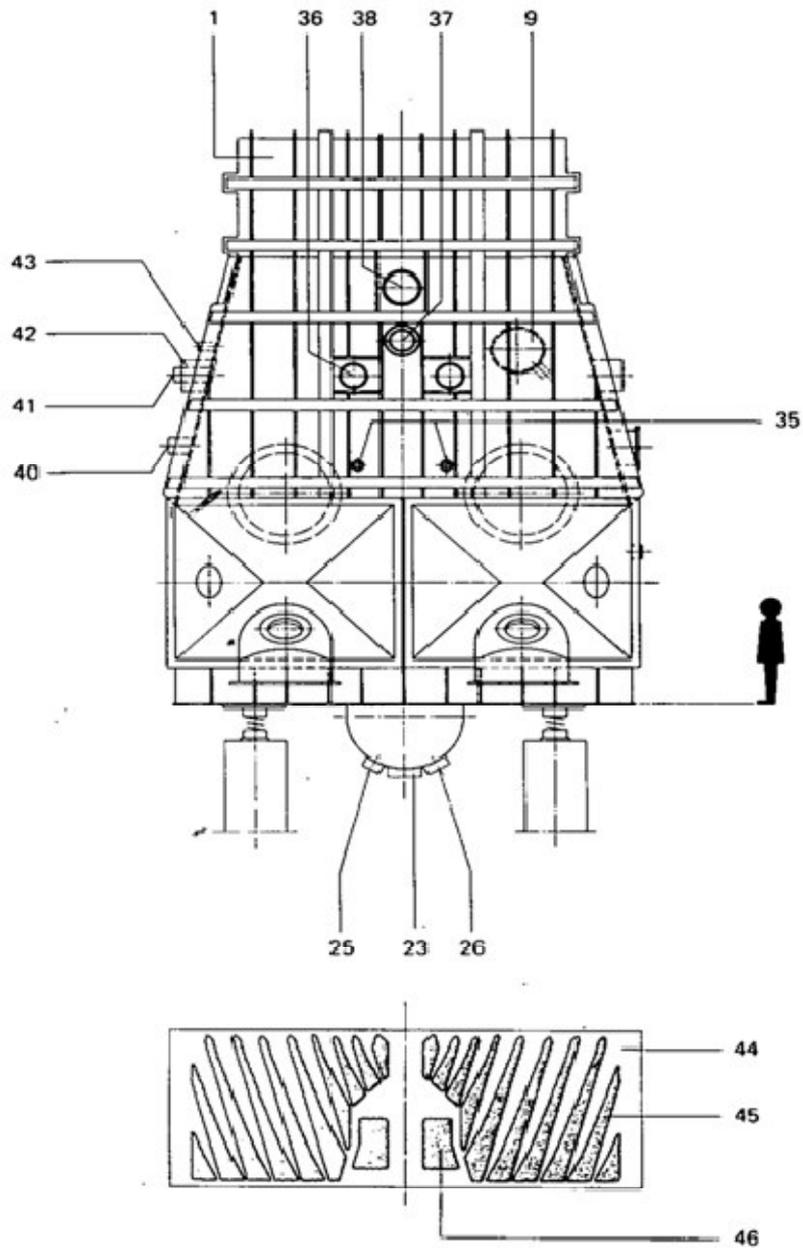


Figure (3.4) : Disposition des tubes du condenseur.

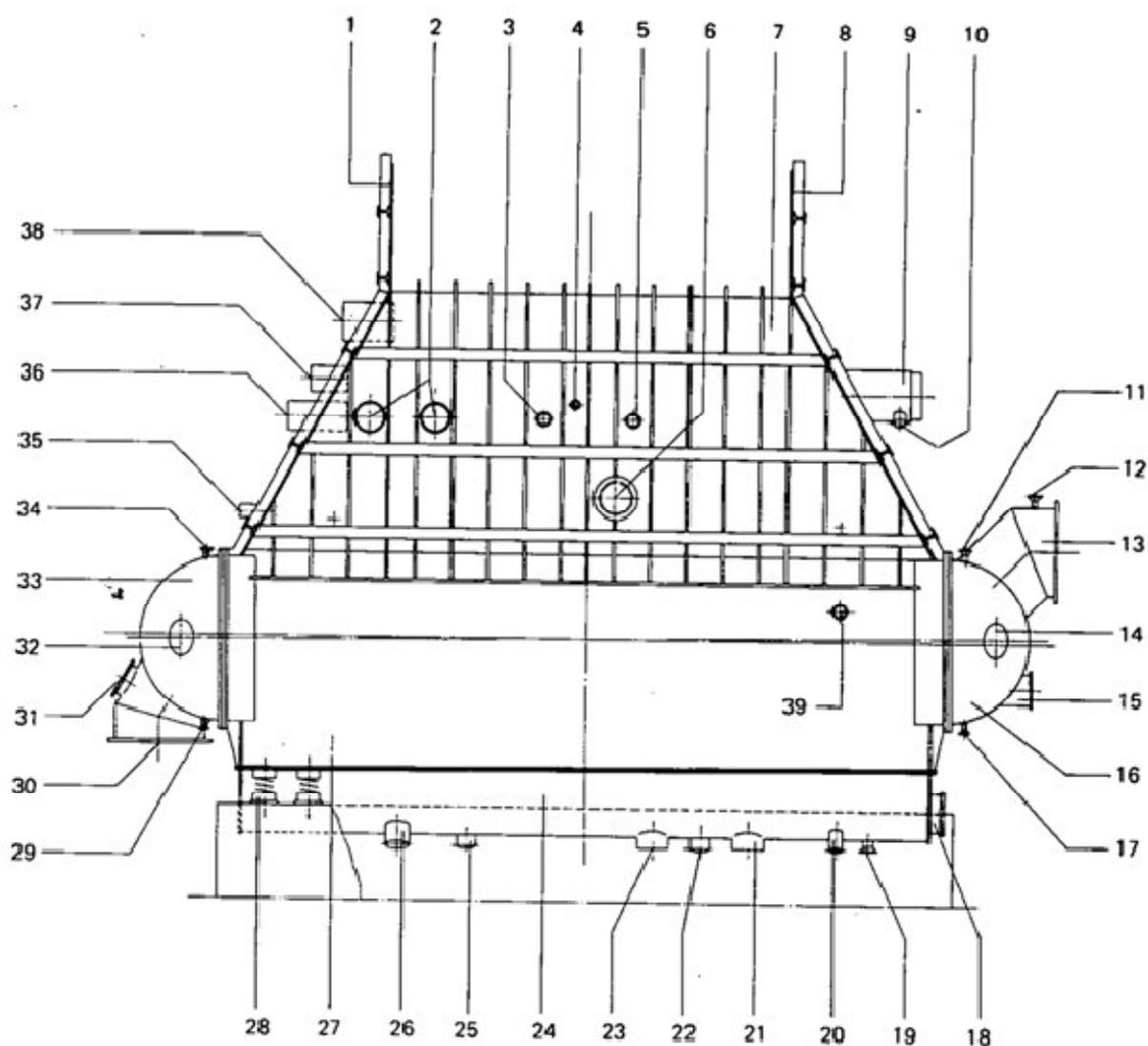


Figure (3.5) : Disposition des tubes du condenseur (vue de l'alternateur).

- | | |
|---|---|
| 1 Paroi du dôme de vapeur | 23 Sortie d'eau condensée |
| 2 Arrivée de vapeur
(du ballon d'éclatement des purges) | 24 Puits |
| 3 Extraction d'air
(du réchauffeur BP) | 25 Arrivée de condensats
(du ballon d'éclatement des purges) |
| 4 Arrivée d'eau d'appoint | 26 Arrivée de condensats
(du ballon d'éclatement des purges) |
| 5 Raccord du casse-vide | 27 Enveloppe du condenseur |
| 6 Trou d'homme | 28 Ressort |
| 7 Paroi du dôme de vapeur | 29 Vidange de boîte à eau |
| 8 Paroi du dôme de vapeur | 30 Entrée d'eau de circulation |
| 9 Arrivée de vapeur de
contournement | 31 Trou d'homme |
| 10 Raccord d'eau de désurchauffe | 32 Trou d'homme |
| 11 Aérage de boîte à eau | 33 Boîte à eau |
| 12 Purge d'air de boîte à eau | 34 Aérage de boîte à eau |
| 13 Sortie d'eau de circulation | 35 Extraction d'air |
| 14 Trou d'homme | 36 Soutirage A1 (traversée) |
| 15 Trou d'homme | 37 Soutirage A3 (traversée) |
| 16 Boîte à eau | 38 Soutirage A2 (traversée) |
| 17 Vidange de boîte à eau | 39 Piquage du tube de mesure de
niveau (côte vapeur) |
| 18 Trou d'homme | 40 Arrivée de vapeur de fuite |
| 19 Vidange et sortie d'air sec
(en cas d'utilisation de
sécheurs Munters) | 41 Arrivée de vapeur de fuite |
| 20 Piquage du tube de mesure de
niveau (côte eau condensée) | 42 Arrivée de vapeur
(du ballon d'éclatement des purges) |
| 21 Sortie d'eau condensée | 43 Recirculation de débit minimal |
| 22 Arrivée de condensats
(du ballon d'éclatement des purges) | 44 Plaque tubulaire |
| | 45 Faisceau tubulaire |
| | 46 Réfrigérant d'air |

3.7. Fonctionnement du condenseur de la centrale :

La vapeur d'échappement de la turbine se condense au contact extérieur des tubes froids du faisceau tubulaire, parcourue intérieurement par l'eau de circulation.

L'eau condensée est recueillie dans le puits et aspirée par la pompe d'extraction.

Elle est utilisée à nouveau pour l'alimentation de la chaudière.

L'eau de circulation, d'un débit suffisant pour la condensation de la vapeur, est prise à la mer ou dans la rivière. Une pompe de circulation aspire cette eau et la refoule à l'intérieur des tubes du faisceau tubulaire par la boîte à eau d'entrée.

La température de l'eau de circulation augmente pendant sa traversée du faisceau tubulaire, jusqu'à sa sortie dans la boîte à eau de sortie.

La différence entre la température de l'eau de circulation à sa sortie du condenseur et la température de l'eau condensée à la pression de saturation est une caractéristique de conception importante. Elle est comprise entre 2 et 5°C pour un condenseur propre.

L'air qui s'est introduit doit être à un ou plusieurs parcours. Le flux de l'eau de circulation peut être unique ou divisé (condenseur à simple ou à double corps).

Dans les condenseurs à un parcours, l'eau de circulation pénètre par la boîte à eau avant, traverse les tubes et sort par la boîte à eau arrière.

Dans les condenseurs à plusieurs parcours, c'est à dire à deux, ou à quatre parcours, l'eau de circulation pénètre et sort par la boîte à eau avant. Une fois admise, elle traverse une partie des tubes, parvient à la boîte à eau de retour, puis revient à la boîte à eau avant par l'autre partie des tubes.

Le condenseur à double corps permet d'effectuer des travaux d'entretien sur le condenseur :

On peut en effet réduire la charge sans devoir arrêter le groupe.

3.8. Circuits raccordés au condenseur :

➤ Circuit de vapeur de contournement B.P :

La vapeur de contournement, qui apparaît lors du démarrage, de la mise à l'arrêt et d'incidents sur le groupe turbo-alternateur, est amenée au condenseur par une tubulure d'admission, qui est soudée dans la manchette.

➤ Installation de mise sous vide :

Lors de démarrage et en cours de service, le condenseur est mise sous vide à l'aide des éjecteurs d'air de démarrage et de service.

L'installation est raccordée aux réfrigérants d'air du condenseur. Le condensât se formant dans l'installation est ramené au condenseur.

➤ Circuit d'eau d'extraction :

Les deux pompes d'extraction (2 * 100 %) sont raccordées au puits du condenseur. Une tuyauterie de recirculation de débit minimal va du côté refoulement des pompes au condenseur. De L'eau d'appoint peut, en cas de besoin, être prélevée dans la bêche tampon.

➤ Circuit d'eau de circulation :

Le condenseur est relié au circuit d'eau de circulation, par se biais duquel se fait le transfert de chaleur. Il existe deux pompes de circulation principales (2* 50 %) par condenseur.

➤ Circuit de condensât secondaire :

Les condensâtes des réchauffeurs sont ramenés au condenseur par l'intermédiaire des ballons d'éclatement des purges.

3.9. Problèmes rencontrés pendant l'exploitation des condenseurs :

3.9.1. Problèmes liés à la nature physico-chimique de l'eau de mer :

3.9.1.1. Corrosions et corrosions-érosions :

Les parties constitutives des condenseurs en eau de mer peuvent être soumises, suivant leur nature et les conditions de leur utilisation, à différents types de détériorations liées soit :

➤ **à la nature électrolytique d'eau de mer :**

- corrosions généralisées,
- corrosions par piqûres,
- corrosions sous tension, etc.

➤ **soit à son aspect physique (teneur en sable et autres débris minéraux, teneur en gaz, vitesse de passage, etc.) :**

Érosions et surtout érosions-corrosions.



Figure (3.6) : Important corrosion.

3.9.1.2. Eléments construits à partir de matériaux résistant corrosions Marines :

- Métaux : Compte tenu des dimensions importantes rencontrées, il est difficile de recourir à des éléments réalisés entièrement en métaux nobles, très onéreux (cupro-nickels, cupro-aluminiums, titane, etc.).

Par contre ; on réalise des éléments chaudronnés en acier revêtu de ces métaux nobles, soit par rechargement ("beurrage"), soit même par placage (parfois par explosion).

3.9.1.3. Elimination des corps étrangers véhiculés par l'eau de mer (sable, coquillages, bulles de gaz, etc.) :

Cette élimination, souhaitable même pour les métaux résistants comme le titane, est indispensable avec les métaux cuivreux, laitons mais aussi cupro-nickels.

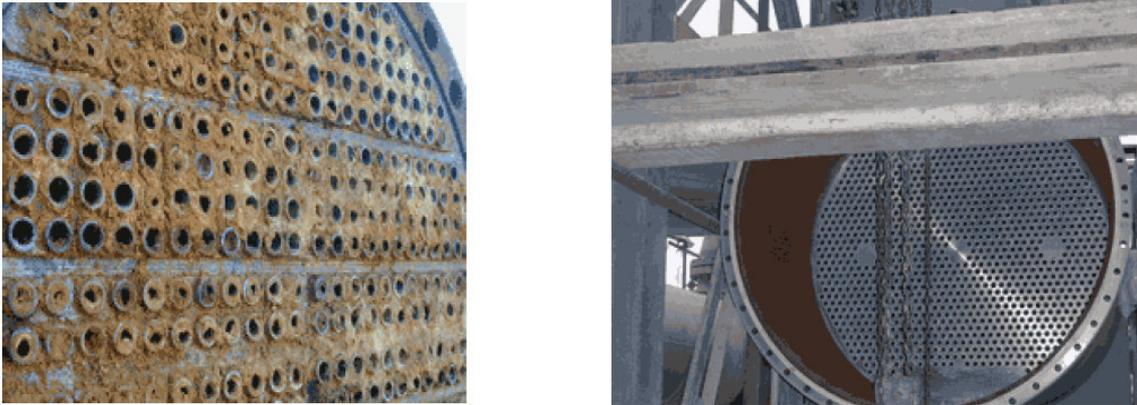


Figure (3.7) : Condenseur sale et propre.

3.9.2. Problèmes liés à la nature biologique de l'eau de mer :

La flore et la faune qui se développent dans l'eau de mer de façon particulièrement abondante en amont et au droit du condenseur posent des problèmes délicats aux projecteurs comme aux exploitants.

3.9.2.1. Dépôts et bouchages par la flore marine :

Les algues, sous forme micro ou macroscopique, peuvent se développer dans les circuits de réfrigération en altérant leurs caractéristiques d'écoulement et/ou de transfert de chaleur.

Les grandes algues arrachées au moment des tempêtes peuvent parfois, à l'occasion de certains incidents, pénétrer dans le condenseur et se coller contre les plaques tubulaires en bouchant les tubes.

En outre, les tapis d'algues, sous forme de "mousses», servent de support et facilitent le développement d'organismes plus évolués (Moules).

3.9.2.2. Dépôts et bouchages par la faune marine :

En fait, ce sont les moules qui représentent, de loin, le risque le plus sérieux pour les circuits d'eau de mer et les condenseurs en particulier.

Ces moules se développent surtout en amont du condenseur où elles perturbent d'ailleurs parfois très gravement la circulation de l'eau (dépôts de plusieurs centimètres dans certains cas).

Les coquilles de moules mortes ou vivantes en "migration" sont entraînées vers le faisceau tubulaire ; certaines d'entre elles se coincent dans les tubes, d'où des perturbations dans

l'écoulement de l'eau et des risques sérieux d'érosions par accroissement localisé de vitesse, conduisant rapidement au percement des tubes.

3.9.3. Problèmes liés au phénomène des marées :

Sans trop s'étendre sur les difficultés supplémentaires liées aux variations de niveaux parfois importantes imposées aux circuits de réfrigération tant à l'entrée qu'à la sortie, rappelons que les débits d'eau - et donc les vitesses dans les tubes ou dans les conduites - varient périodiquement entre les hautes et les basses eaux. Il faut en tenir compte pour la définition des caractéristiques nominales des matériels et des ouvrages concernés.

3.10. Nettoyage du condenseur :

Dans de nombreux cas, que les techniques de traitement des fluides et de nettoyage en continu soient ou non utilisées, il est nécessaire de procéder à un nettoyage complet de l'appareil.

Cette opération s'effectue pendant les phases d'arrêts de l'installation et deux méthodes peuvent être utilisées (soit ensemble, soit séparément) :

- Nettoyage mécanique.
- Nettoyage chimique.



Figure (3.8) : Nettoyage à l'aide d'un pistolet hydraulique.

3.10.1. Nettoyage mécanique :

Le nettoyage mécanique pendant les phases d'arrêts peut être effectué sur l'échangeur en place lorsque l'espace disponible le permet ou sur une aire de nettoyage (échangeur démonté), plusieurs techniques peuvent être mise en œuvre :

➤ Nettoyage à l'eau sous pression :

Elle est efficace pour enlever les dépôts à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes d'échangeur ou pour d'autres types de géométrie, de façon occasionnelle, du sable peut être injecté avec

l'eau pour arracher les dépôts durs mais dans ce cas, il y a risque d'érosion de la surface et surtout de destruction du film protecteur anticorrosion.

➤ **Nettoyage à l'aide d'outils :**

Cette technique est utilisée pour enlever les dépôts mêmes très durs à l'intérieur des tubes rectilignes de chaudières, de condenseurs, ou de tous autres échangeurs de chaleur. Ces outils peuvent être :

- ✓ À moteur d'entraînement électrique ou pneumatique entraînant une transmission flexible en rotation à l'extrémité de laquelle sont montés des outils tels que : des outils à molettes travaillant par frappe élastique, des outils à lames ou à éléments expansibles travaillant par grattage, des écouvillons (ou brosses).
- ✓ À moteur d'entraînement pneumatique pénétrant dans les tubes, montés à l'extrémité d'un tuyau d'alimentation en air, les outils utilisés :
 - Outils à molettes.
 - Outils à lames
 - Tarières sur joint de cadran pour casser les dépôts durs.
- ✓ À moteur d'entraînement pneumatique ou électrique à percussion entraînant des tubes épais se rabotant entre eux et à l'extrémité desquels sont montés les outils de nettoyage :
 - Taillant pour enlèvement de dépôts très durs et épais.
 - Trépan pour enlèvement de dépôts.
 - Traceurs pour enlèvement de certains dépôts mous ou pâteux.
 - Ecouvillons.
 - Mèches hélicoïdales pour enlèvement de dépôts collants.
- ✓ Pistolet hydraulique (pression d'utilisation : 6 à 15 bar) propulsant des écouvillons spéciaux dans les tubes : il permet d'enlever des dépôts de boues ou d'algues dans des tubes de petit diamètres.



Figure (3.9) : Outil de nettoyage mécanique.

3.10.2. Nettoyage chimique :

Il présente de nombreux avantages :

- Opération rapide et efficace.
- Les surfaces d'échange ne subissent pas de dégâts mécaniques importants.
- Les solutions chimiques pénètrent jusqu'aux zones, inaccessibles de l'échangeur et le traitement de toute la surface d'échange est réalisé.
- Il nécessite moins de main d'œuvre et peut se réaliser sans démontage de l'appareil.

Partie 2 : Vide - condenseur.

3.1. Introduction :

On verra dans cette partie le vide dans le condenseur et ses appareils de mise sous vide qui sont des éjecteurs et des pompes.

Le maintien d'un bon vide au condenseur est important pour le rendement de l'installation.

3.2. Le vide :

C'est familièrement ce qui occupe un volume délimité par des parois étanches dans lequel la densité des particules est bien moindre que dans l'atmosphère qui nous entoure.

C'est un raccourci pour indiquer une pression plus basse que la pression atmosphérique.

C'est le physicien allemand Otto Von Guericke, qui en étudiant les propriétés de l'air et la création du vide, a inventé la pompe à air en 1650, après avoir eu connaissance des expérimentations du scientifique français Blaise Pascal, et des scientifiques italiens Galilée et Evangelista Torricelli sur la pression atmosphérique. L'ingénieur et industriel français Maurice Leblanc étudia plus particulièrement les pompes et les turbines et met au point une pompe à air destinée à produire le vide théorique dans un condenseur.

3.2.1. Production du vide :

Faire le vide ou réaliser le vide dans une chambre de travail ou une enceinte consiste à diminuer le nombre de molécules des différents gaz présents de ce volume. À la pression atmosphérique normale ($1,01325 \cdot 10^5$ Pa), dans un volume d'un litre à 0 °C, il y a $2,7 \cdot 10^{22}$ molécules et atomes de gaz. En vide primaire, c'est à dire à 10 Pa, il en reste donc encore $2,7 \cdot 10^{18}$ molécules, soit 99,99 % de vide. C'est la nature de ces molécules restantes (soit $2,7 \cdot 10^{18}$ par litre) qui intéresse l'exploitant, car elles sont sources de mauvaise qualité d'un produit ou de dysfonctionnement dans un système. Si l'on passe à un niveau de pression de 10^{-4} Pa, il reste encore $2,7 \cdot 10^{13}$ molécules.

On a pris l'habitude de délimiter la gamme des pressions inférieures à la pression atmosphérique de 10^5 Pa à 10^{-13} Pa en plusieurs domaines définis arbitrairement et dont les limites sont approximatives :

- domaine du vide grossier : de 10^5 Pa à 10^2 Pa.
- domaine du vide moyen : de 10^2 Pa à 10^{-1} Pa.
- domaine du vide poussé : de 10^{-1} Pa à 10^{-5} Pa.
- domaine de l'ultravide: de 10^{-5} Pa à 10^{-8} Pa.
- domaine de l'extrême-vide: inférieur à 10^{-8} Pa.

3.2.2. Le vide dans le condenseur :

Le rendement d'une turbine est directement lié à la valeur de la pression d'échappement dans le condenseur. Pour obtenir le rendement optimal, on s'efforce d'obtenir un vide très poussé dans le condenseur.

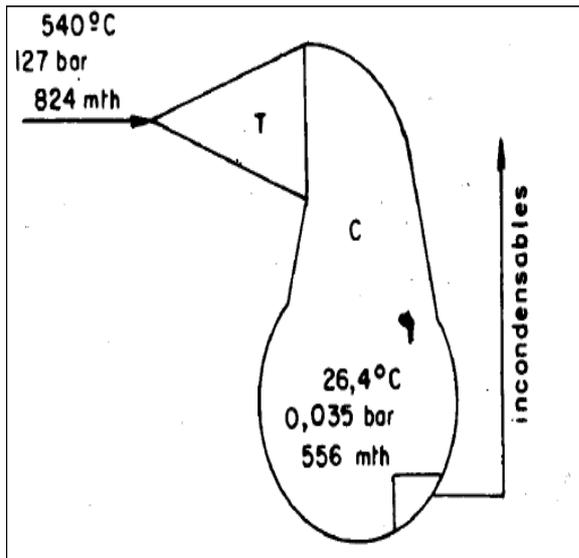


Figure (3.10) : Condenseur avec éjecteur.

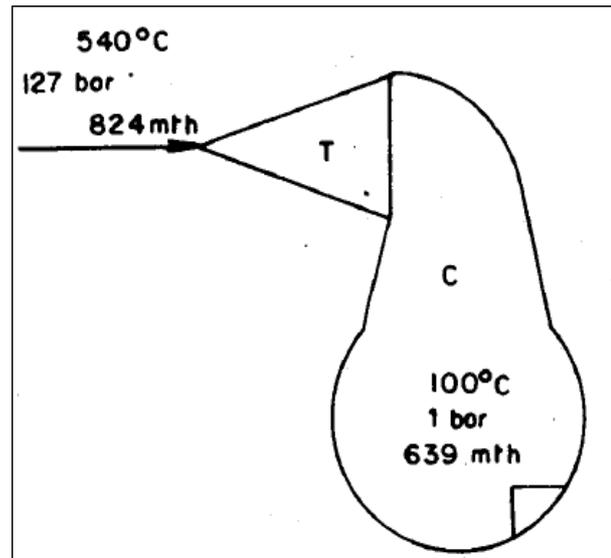


Figure (3.11) : Condenseur sans éjecteur.

Soit une turbine «T» (figure 3.10) alimentée par de la vapeur à 127 bars et 540°C. La chaleur totale contenue dans 1kg de cette vapeur est 824 millithermies (mth).

Après le travail dans la turbine, la vapeur s'échappe dans le condenseur «C». En marche normale, le vide est bon et la pression d'échappement est égale à 0.035 bars. La température de la vapeur est 26.4°C et la chaleur restante dans le kilogramme poids de cette vapeur est égale à 556 mth. Chaque kilogramme de vapeur effectue donc dans la turbine un travail égal à :

$$824 - 556 = 268 \text{ mth par kg.}$$

Supposons qu'il se produise un incident dans l'extraction des gaz incondensables du condenseur (figure 3.11).

La pression, dans ce dernier cas, va augmenter peu à peu et atteindre la valeur de la pression atmosphérique. Dans ces conditions, quel sera le rendement de la machine ?

La vapeur d'admission contient toujours 824 mth par kilogramme mais la vapeur à l'échappement est à 1 bar de pression et 100°C ; elle contient encore 639 mth par kilogramme.

Dans ce cas, son travail dans la turbine n'est plus que de

$$824 - 639 = 185 \text{ mth par kg.}$$

Donc :

-avec bon vide.....	Travail	268 mth par kg
-avec mauvais vide.....	Travail	174 mth par kg
-différence.....		94 mth par kg

Si une turbine fonctionnant avec un vide normal devait subitement échapper à l'atmosphère, sa puissance baisserait de :

$$\frac{94 * 100}{268} = 35 \%$$

3.3. Appareils de mise sous vide :

Les appareils de mise sous vide sont les éjecteurs (à vapeur ou à eau) et les pompes à vide. Pour chaque cas, il faudrait distinguer les appareils de mise sous vide rapide et les appareils d'entretien du vide. Au démarrage d'une installation, il s'agit d'abaisser rapidement la pression de service. Cela se fait en deux étapes :

- une mise sous vide par appareil de démarrage jusqu'à 30 % de la pression initiale (pression atmosphérique).
- une mise sous vide final et un entretien permanent par appareil d'entretien du vide.

3.3.1. Les éjecteurs :

Les éjecteurs sont des appareils statiques dans lesquels l'énergie apportée par la détente d'un fluide sous pression (vapeur d'eau, gaz, liquides....) permet :

- D'aspirer, de comprimer ou de mélanger des fluides,
- De mettre sous vide ou sous pression des enceintes,
- De transporter des fluides, des poudres ou des boues,
- De transférer de la chaleur.

3.3.1.1. Principe des éjecteurs :

Dans un éjecteur l'entraînement d'un fluide est obtenu par le déplacement rapide d'un autre fluide.

Un éjecteur est constitué essentiellement (figure 3.12) :

- D'une tuyauterie amenant le fluide A à entraîner, que nous supposant être de l'air.
- D'une tubulure qui amène dans cette tuyauterie le fluide moteur B utilisé pour l'entraînement de l'air.
- D'un ajutage convergent disposé à l'extrémité de la tubulure.

L'air arrive dans l'espace annulaire compris entre la tuyauterie et la tubulure.

Le fluide B sort de l'ajutage convergent avec une grande vitesse, il pousse l'air contenu dans la tuyauterie vers l'extrémité de cette dernière.

Il en résulte dans la zone de l'ajutage convergent une dépression qui provoque l'afflux de l'air extérieur dans la tuyauterie.

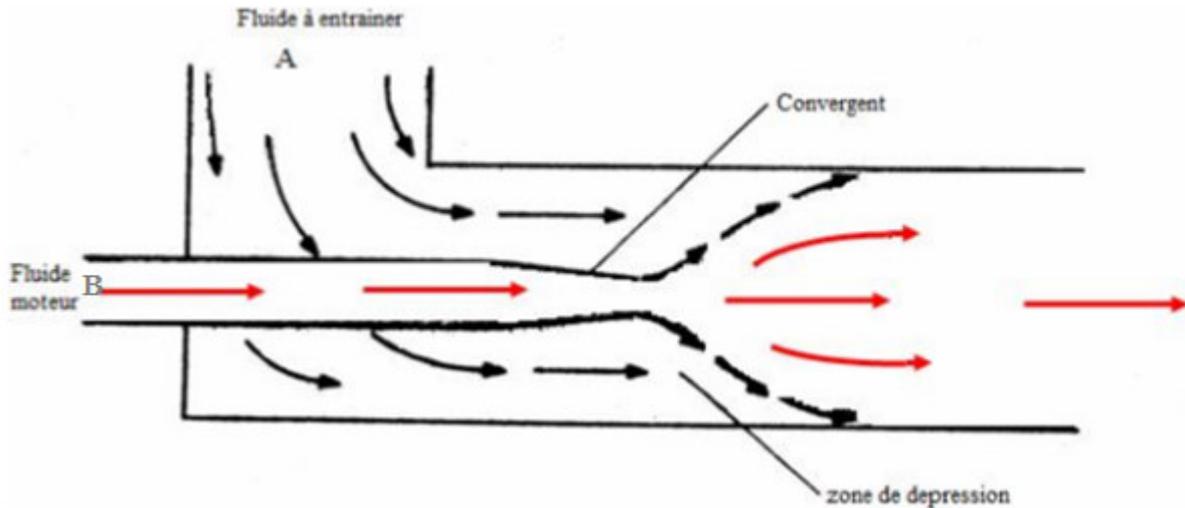


Figure (3.12) : Constitution d'un éjecteur.

Les éjecteurs ont de nombreuses applications. Indépendamment de leur emploi dans les centrales, ils sont utilisés notamment dans les locomotives à vapeur où le passage de l'air de combustion à travers la grille et la couche de charbon, ainsi que le rejet des fumées à la cheminée sont obtenus par l'injection à la base de la cheminée de la vapeur d'échappement des cylindres.

Les éjecteurs d'extraction de l'air des condenseurs constituent une trompe constituée de deux tuyères (figure 3.13), l'une convergente par laquelle arrive le fluide moteur B, à sa sortie s'effectue le mélange et l'entraînement du fluide aspiré A, le mélange des deux fluides passe alors dans une tuyère divergente, la vitesse du mélange diminue durant la traversée de cette tuyère pendant que sa pression augmente, contrairement à ce qui se passe dans la tuyère convergente, où la vitesse du fluide moteur augmente quand il la traverse tandis que sa pression diminue.

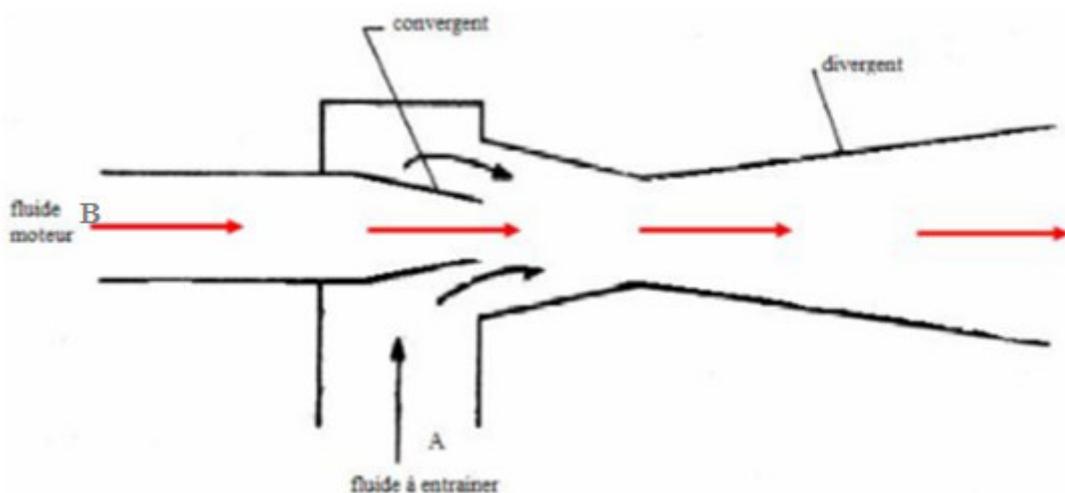


Figure (3.13) : Un éjecteur constituant une trompe.

3.3.1.2. Rôle des éjecteurs :

Le rôle des éjecteurs est d'extraire les gaz incondensables amenés dans le condenseur, soit par la vapeur soit par les rentrées d'air au travers de joints imparfaitement étanches des parties sous vide de l'installation.

Cette extraction des gaz incondensables doit être effectuée d'une façon continue, sinon il en résulterait une baisse graduelle du vide dans le condenseur et la pression d'échappement de la machine pourrait atteindre des valeurs incompatibles avec le bon fonctionnement et l'économie de marche du matériel.

Lors de démarrage et en cours de service, le condenseur est mis sous vide à l'aide des éjecteurs d'air de démarrage et service qui maintiennent le vide dans le condenseur.

Il existe quatre éjecteurs dans la centrale :

- Deux éjecteurs de démarrage (simple étage).
- Deux éjecteurs de service (double étage).

L'éjecteur de démarrage sert à la mise sous vide de la capacité turbine plus condenseur dans un temps raisonnable et ce, au démarrage de la turbine.

L'éjecteur de service doit pouvoir maintenir le vide normal à toutes les charges du groupe en marche.

3.3.1.3. Caractéristiques des quatre éjecteurs :

- Éjecteurs de service (2x100%) :

-Débit d'air extrait 19 kg/h.

-Vide au condenseur 0.05 bars absolue.

-Débit de vapeur 350kg /h.

- Éjecteurs de démarrage (2x50%):

-Débit d'air extrait 550 m³ en 25mm à 0.5 bar.

3.3.1.4. Principe de fonctionnement d'un éjecteur à vapeur :

La tuyère est alimentée à la pression P_e .

La vapeur passe dans la partie convergente puis par la partie divergente de la tuyère. La vapeur à sa sortie débouche dans une enceinte B en liaison avec le refroidisseur d'air du condenseur. La pression P_s dans cette enceinte est voisine de la pression dans le condenseur, elle est de l'ordre de 0,035 bar.

La vitesse de la vapeur est très élevée quand elle arrive dans l'enceinte B après sa détente dans la tuyère A. Elle entraîne alors, par friction, l'air venant du refroidisseur d'air. Elle se mélange à lui, le mélange air-vapeur traverse le convergent-divergent, pendant son passage sa pression augmente tandis que sa vitesse diminue. La partie divergente de convergent-divergent est appelée « diffuseur ».

Les courbes tracées, sous le schéma de la figure (3.14), donnent :

- les variations de la vitesse de la vapeur tout au long de son parcours dans l'éjecteur.
- les variations de sa pression pendant le même parcours.

On peut remarquer :

- que la vapeur qui entre dans la tuyère A à une vitesse très faible, en sort à la vitesse élevée.
- que la convergent-divergent C a pour effet :
 - ✓ de faire augmenter la pression du mélange air-vapeur.
 - ✓ de réduire la vitesse du mélange.

On voit que le mélange sort du convergent-divergent à une pression inférieure à la pression atmosphérique. Pour l'évacuer à l'atmosphère il faudra un convergent-divergent semblable au convergent-divergent et lui faisant suite pour faire subir au mélange une seconde compression jusqu'à une pression égale à la pression atmosphérique, (soit 1 bar environ).

Les convergents-divergents sont calculés pour évacuer un débit horaire d'air déterminé.

Lorsque le débit d'air aspiré tombe à une valeur très inférieure à la valeur prévue on constate une diminution de la pression au col du diffuseur. Si cette nouvelle pression est telle que divisée par le rapport critique 0,58 elle est inférieure à la pression de sortie prévue, l'éjecteur se désamorçe.

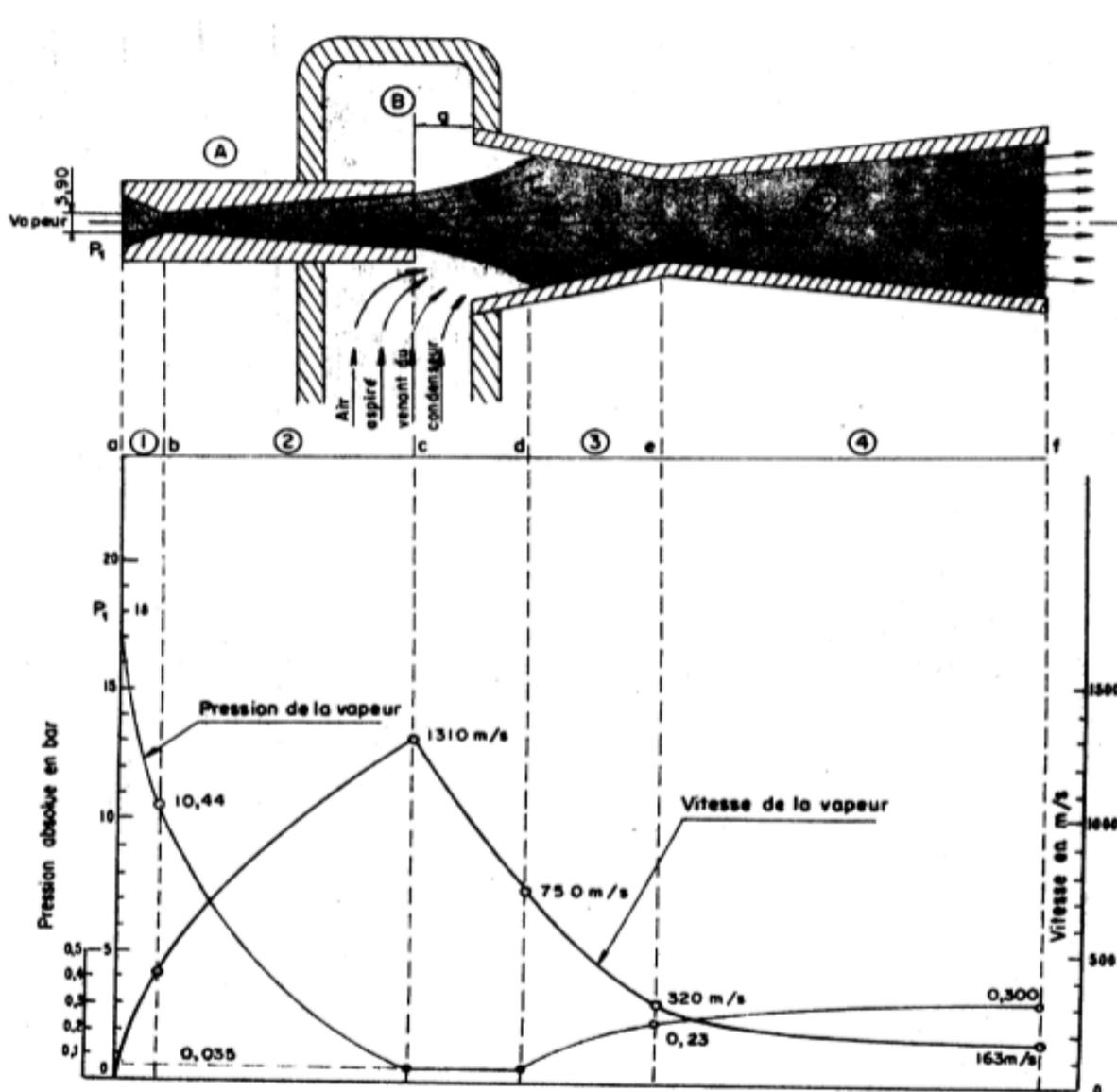


Figure (3.14) : La variation de la pression et vitesses dans un éjecteur à vapeur.

3.3.2. Pompe à vide :

Une pompe à vide est un outil permettant de faire le vide, c'est-à-dire d'extraire l'air ou tout autre gaz contenu dans une enceinte close, afin d'en diminuer la pression.

3.3.2.1. Description de la pompe à vide :

La pompe à vide est aussi appelée « Pompe à air ». La pompe à vide hydraulique a été inventée et mise au point, vers 1908 par l'ingénieur Maurice EBLANC. Elle se compose essentiellement :

- D'un corps de pompe.
- D'une roue à aubes entraînée par un moteur.
- D'une tubulure d'amenée d'eau. L'eau est introduite axialement dans la chambre à eau qui est fixe.

- D'un distributeur, partant de la périphérie de la chambre à eau, qui injecte l'eau de la chambre à eau, entre les aubes de la roue mobile.
- Une tubulure d'aspiration de l'air du condenseur de la turbine.
- Un cône « ramasseur ».
- Un diffuseur d'éjection de l'air extrait.

3.3.2.2. Principe de fonctionnement de la pompe à vide :

Quand les aubes se présentent devant le distributeur, l'eau passe dans les intervalles entre les aubes. L'eau sortant de l'aubage se présente donc sous forme de lames très minces emprisonnant dans l'espace qui les sépare de l'air venant de la tuyauterie d'aspiration. L'eau et l'air passent dans le cône ramasseur puis dans le diffuseur où l'air se comprime pour être évacué à l'atmosphère à sa sortie du diffuseur.

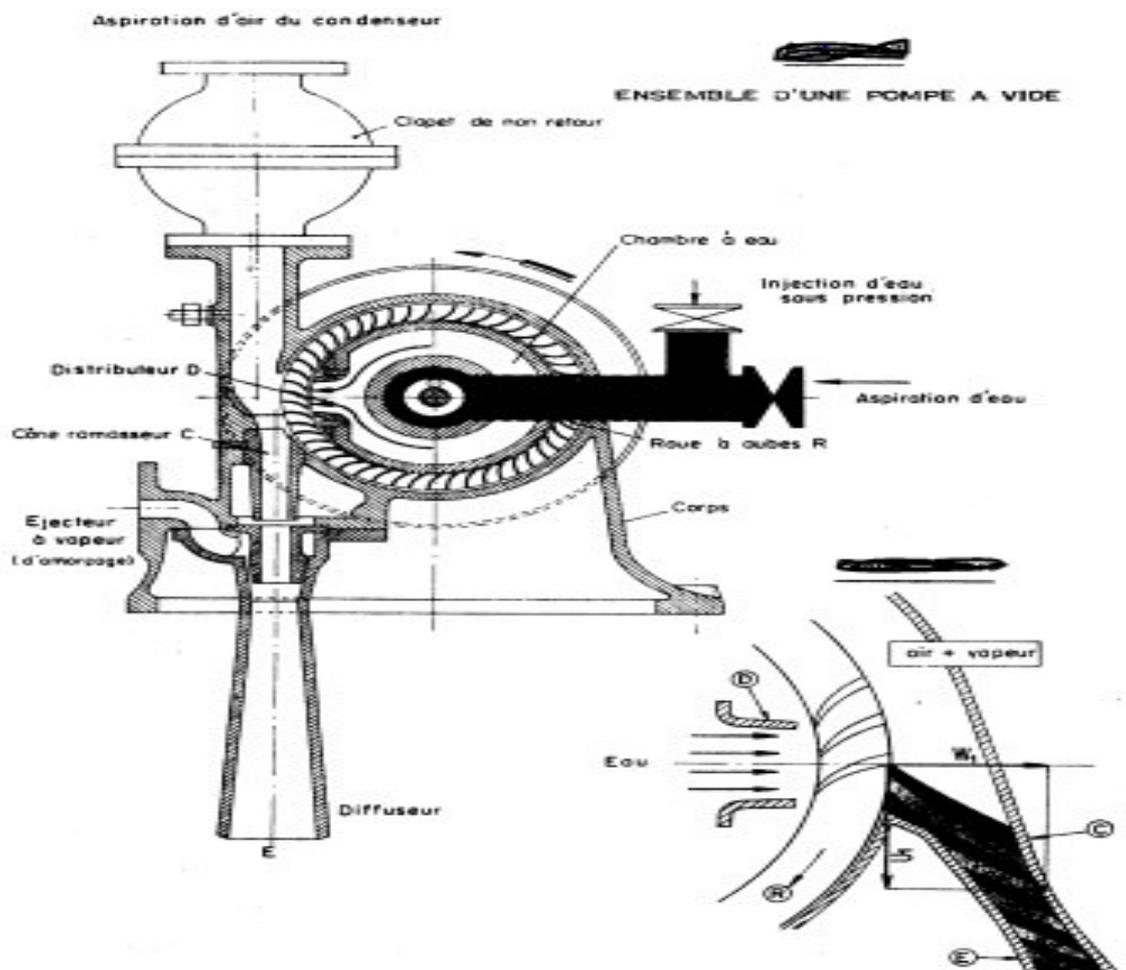


Figure (3.15) : Pompe à vide.

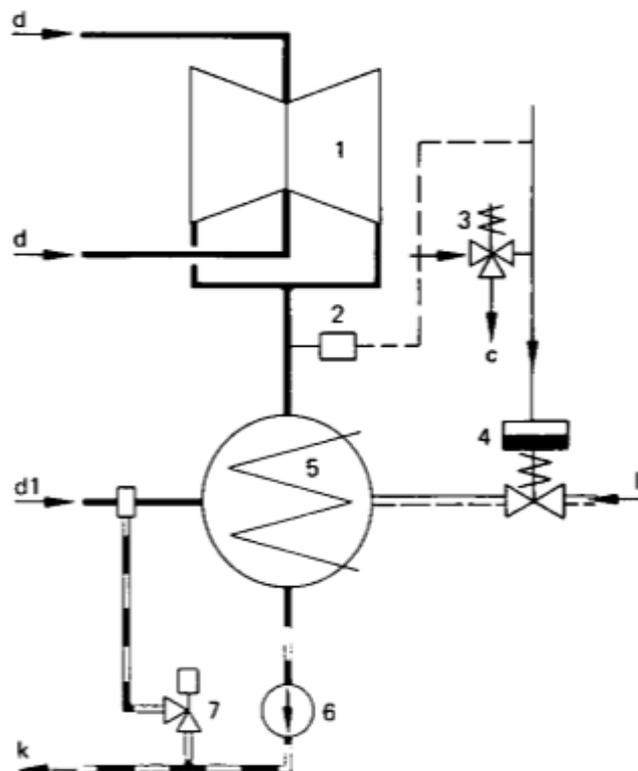
3.4. Casse vide :

Le casse vide a pour fonction d'augmenter la pression au condenseur en y introduisant de l'air atmosphérique (en liaison avec l'admission de la vapeur de contournement au condenseur). Lors des arrêts normaux ou en cas du déclenchement du groupe, l'augmentation de la pression au condenseur se traduit par un accroissement de la ventilation d'aubes de la turbine, ce qui ralentit le groupe et raccourcit le temps de mise à l'arrêt ainsi que le temps de franchissement de vitesse critique.

Lorsque l'aimant de l'électrovanne n'est pas excité, celle-ci laisse passer l'huile de commande qui agit sur le piston de la soupape du casse-vidé et la maintient en position fermée.

Si l'aimant est excité, la pression de l'huile de commande chute et la soupape du casse-vidé s'ouvre sous l'action du ressort.

Le casse-vidé, c'est-à-dire l'admission d'air atmosphérique au condenseur, peut être actionnée manuellement par une touche ou automatiquement par le dispositif de protection anti-incendie.



- | | |
|-------------------------|--------------------------------|
| 1 : Corps HP | 6 : Pompe d'extraction |
| 2 : Manostat | d : Vapeur admise à la turbine |
| 3 : Electrovanne | d1 : Vapeur de contournement |
| 4 : Vanne du casse vide | k : Eau d'extraction |
| 5 : Condenseur | I : Air atmosphérique |

Figure (3.16) : Casse-vidé.

3.5. Paramètres qui influencent sur le taux du vide :

3.5.1. Salissure des tubes :

L'eau qui parcourt le condenseur de Cap-Djinet est souvent issue directement de la mer. Il se forme alors un agrégat très fin de (boues, corps gras, micro-organismes, ...) que l'on appelle le bio film ou voile biologique. Ce voile forme une résistance thermique. En fonction de la composition de l'eau, des boues peuvent également s'accumuler en un temps variable.

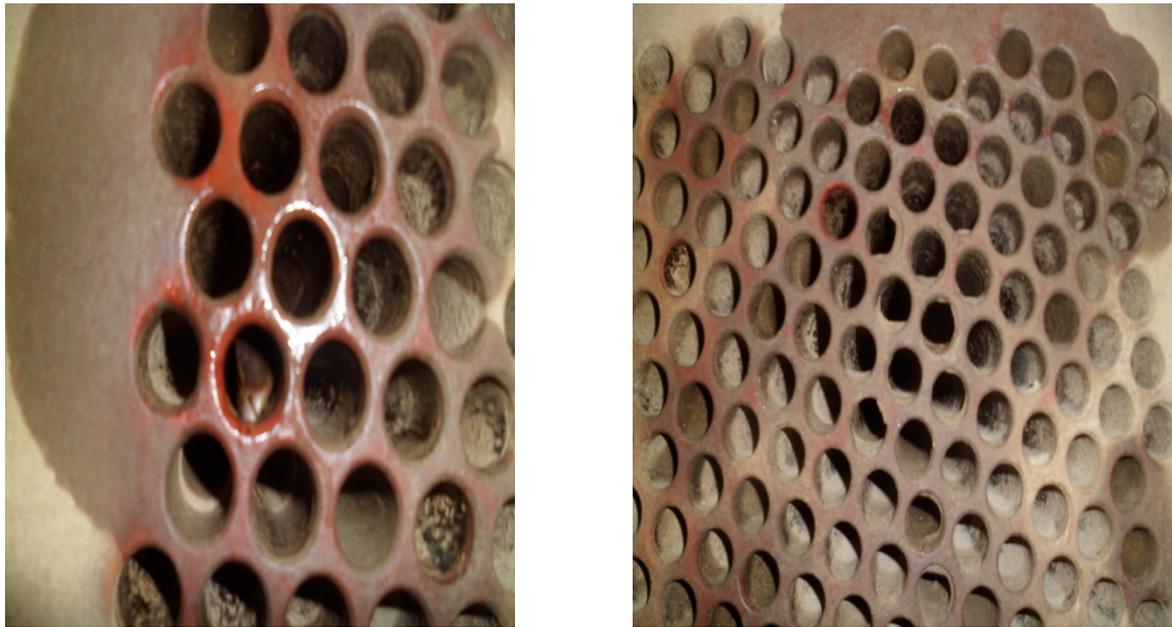


Figure (3.17) : Salissure des tubes.

3.5.2. Entrées d'air :

Un mauvais fonctionnement des dispositifs d'étanchéité des parties basse pression de la turbine, des joints non étanches au niveau de brides de robinetterie du poste d'eau voire des trous dans les parties basse pression du contournement de démarrage de la turbine peuvent produire un débit de gaz incondensables supérieur à celui que les éjecteurs peuvent évacuer. Cet air empêche la condensation sur une partie des tubes d'eau, ce qui revient à diminuer la surface d'échange. Il en résulte une augmentation de la température de condensation et donc de la pression de vapeur.

3.5.3. Débit d'eau de mer :

Les causes suivantes vont provoquer une diminution de débit d'eau de refroidissement donc l'augmentation de la température de condensation et de la pression de vapeur :

- **Dégradation de la pompe de circulation** : Une usure de la ou des pompes de circulation va provoquer une diminution du débit d'eau de refroidissement.
- **Dégradation des galeries** : L'accumulation de coquillages, la dégradation du revêtement, peuvent causer une augmentation des pertes de charges et diminuer le débit d'eau de circulation.
- **Désamorçage partiel du condenseur** : Le condenseur est la partie haute du circuit hydraulique. Il constitue un siphon. S'il y a présence d'air en partie haute des boîtes à eau, une partie des tubes n'est pas parcourue par l'eau de refroidissement.
- **Marée** : pour les centrales en bord de mer, la marée basse peut influencer le débit d'eau de circulation, soit par désamorçage partiel du condenseur, soit par diminution du débit à cause de la baisse de hauteur d'eau à l'aspiration de la ou des pompes de circulation.

3.5.4. Surface d'échange :

Dans la centrale thermique de Cap-Djinet, chaque condenseur est composé de 14850 tubes, l'encrassement de ces derniers diminue la surface d'échange ce qui provoque une mauvaise condensation de vapeur.

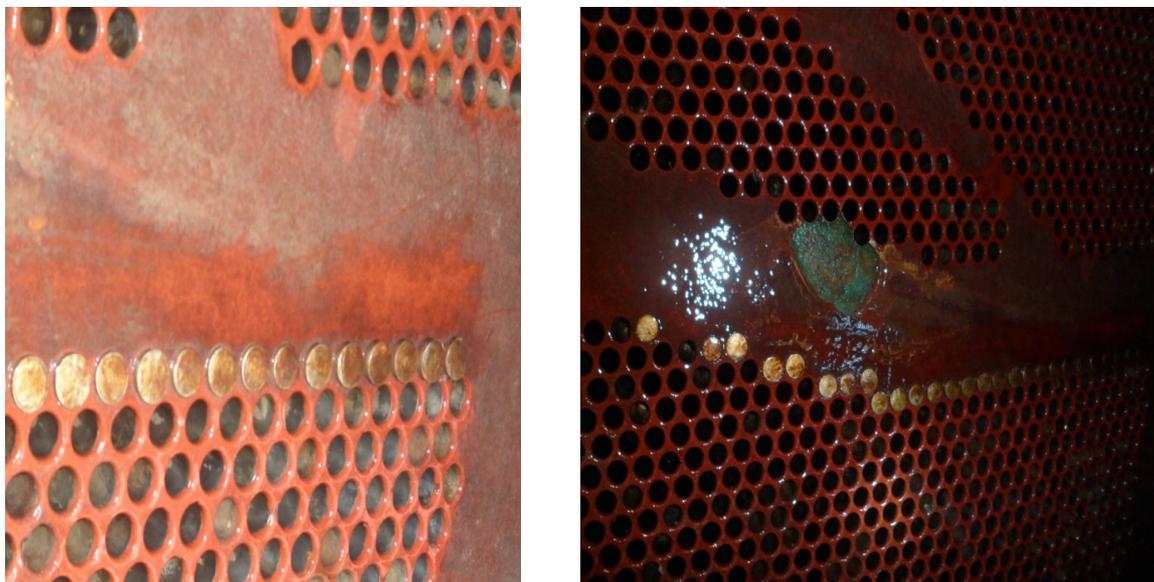


Figure (3.18) : Tubes du condenseur.

3.5.5. Température de l'eau de mer :

Augmentation naturelle de la température de l'eau de refroidissement, le vide condenseur varie donc en fonction de la saison. La température de condensation sera plus élevée et la pression de vapeur également. (La pression et la température sont liées lors de la condensation).

Exemple : entrées d'air P = 1 bar :

Pour P = 1bar, on a : $H_V = 2674.95$ kJ /kg et $H_L = 417.504$ kJ/kg

Avec : un titre fixe $X = 0.9188$.

$$H_9 = X * H_V + (1-X) * H_L$$

A.N: $H_9 = 0.9188 * 2674.95 + (1 - 0.9188) * 417.504$

$H_9 = 2491.645$ kJ/kg

$$W_{BP} = [(H_5 - H_6) * (\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + (B+C)DMP + (B+C)GMP + S_4 + S_5 + S_6]}{\dot{m}_{tot}})] +$$

$$[(H_6 - H_7) * (\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + (B+C)DMP + (B+C)GMP + S_3 + S_4 + S_5 + S_6]}{\dot{m}_{tot}})] +$$

$$[(H_7 - H_8) * (\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + (B+C)DMP + (B+C)GMP + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6]}{\dot{m}_{tot}})] +$$

$$[(H_8 - H_9) * (\frac{\dot{m}_{tot} - [(A+B+C)DHP + (A+B+C)GHP + (B+C)DMP + (B+C)GMP + S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6]}{\dot{m}_{tot}})]$$

$W_{BP} = 390.5895$ kJ/kg

$W_T = 1117.3$ kJ/kg

- Calcul du rendement de cycle :

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{(W_T * \eta_{\text{lm}}) - (\frac{W_{PE}}{\eta_{PE}} + \frac{W_{PA}}{\eta_{PA}})}{\frac{Q_{Ch}}{\eta_{Ch}}}$$

A.N : $\eta_{\text{cycle}} = \frac{(1117.3 * 0.98) - (\frac{1.574}{0.78} + \frac{23.1}{0.775})}{\frac{2479.6}{0.7881}}$

$\eta_{\text{cycle}} = 33.79$ %

3.6. Influence de certains paramètres sur les performances du condenseur :

➤ Surface d'échange $N_t=13000$ tubes :

$$A_c = D_c * \pi * L * N_t$$

A.N: $A_c = 19 * 10^{-3} * \pi * 11.490 * 13000$

$$A_c = 8911.414 \text{ m}^2$$

$$\Phi_{\text{réel}} = U_c * A_c * F * \text{DTLM}$$

A.N: $\Phi_{\text{réel}} = 3624.244 * 8911.414 * 1 * 6.7$

$$\Phi_{\text{réel}} = 229011 * 10^3 \text{ W}$$

$$\dot{m}_f = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{C_{pf} * (T_{fs} - T_{fe})}$$

A.N: $\dot{m}_f = \frac{229011 * 10^3}{4181.6 * (30 - 20)}$

$$\dot{m}_f = 5476.644 \text{ kg/s}$$

➤ Température de l'eau de mer :

Pour voir l'influence de la température de l'eau de mer sur le débit d'eau de mer, on prend plusieurs valeurs et on estime le changement.

C_{pf} (J/kg °C)	ρ_f (kg/m ³)	λ_f (W/m °C)	μ_f (kg/s m)
4184	998.162	0.598	$1001.65 * 10^{-6}$

Tableau (3.2) : Propriété du fluide froid (l'eau) à T_f moy = 20°C.

- Calcul de nombre de Prandtl :

$$Pr_f = \frac{\mu_f * C_{pf}}{\lambda_f}$$

A.N: $Pr_f = \frac{1001.65 * 10^{-6} * 4184}{0.598}$

$$Pr_f = 7.008$$

- Calcul de la vitesse moyenne dans les tubes :

$$V_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f * N_t * S_f} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f * N_t * \left(\frac{\pi * D_f^2}{4}\right)}$$

$$\text{A.N: } V_f = \frac{6500}{998,162 * 14850 * \left(\frac{\pi * 17,6 * 10^{-3}}{4}\right)}$$

$$V_f = 1.8 \text{ m/s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re_f = \frac{\rho_f * V_f * D_f}{\mu_f}$$

$$\text{A.N: } Re_f = \frac{998,162 * 1,8 * (17,6 * 10^{-3})}{1001,65 * 10^{-6}}$$

$$Re_f = 31.629 * 10^3$$

$Re_f > 2300$ Le régime de l'écoulement est donc turbulent.

- Calcul du nombre de Stanton :

$$St_f = 0.023 Re^{-0.2} Pr^{-0.6}$$

$$\text{A.N: } St_f = 0.023 * (31.629 * 10^3)^{-0.2} * (7.008)^{-0.6}$$

$$St_f = 9.002 * 10^{-4}$$

- Calcul du coefficient d'échange h_f :

$$h_f = St_f * \rho_f * Cp_f * V_f$$

$$\text{A.N: } h_f = 9.465 * 10^{-4} * 998.162 * 4184 * 1.8$$

$$h_f = 6780.001 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul de la température de paroi :

$$T_p = \frac{T_{f \text{ moy}} + T_c}{2}$$

$$\text{A.N: } T_p = \frac{20 + 32.9}{2}$$

$$T_p = 26.45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul de la température moyenne de film :

$$T_F = \frac{T_p + T_c}{2}$$

$$\text{A.N: } T_F = \frac{26.45 + 32.9}{2}$$

$$T_F = 29.675 \text{ } ^\circ\text{C}$$

À cette température, les caractéristiques thermo-physiques de la vapeur sont présentées dans le tableau suivant :

L_c (J/kg)	ρ_l (kg/m ³)	λ_l (W/m*°C)	v_l (m/s)
$2431.454*10^3$	995.407	0.614	$80.636*10^{-6}$

Tableau (3.3) : Propriété du fluide chaud (vapeur) à $T_F = 30.925 \text{ } ^\circ\text{C}$.

- Calcul du coefficient d'échange h_c :

$$h_c = 0.725 \left[\frac{g * \rho_l * \lambda_l^3 * L_c}{v_l * D_c * (T_c - T_p)} \right]^{0.25}$$

$$\text{A.N: } h_c = 0.725 \left[\frac{9.81 * 995.407 * (0.614)^3 * 2431.454 * 10^3}{80.636 * 10^{-6} * 0.019 * (32.9 - 26.45)} \right]^{0.25}$$

$$h_c = 11132.81 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul du coefficient d'échange global :

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_c}\right) + \left(\frac{e}{\lambda}\right) * \left(\frac{A_v}{A_m}\right) + \left(\frac{1}{h_f}\right) * \left(\frac{A_v}{A_e}\right) + R_{enc}}$$

Avec :

$$\text{Aire de la surface d'échange côté froid : } A_e = 6.349 * 10^{-1} \text{ m}^2$$

$$\text{Aire de la surface d'échange côté chaud : } A_v = 6.854 * 10^{-1} \text{ m}^2$$

$$\text{Aire de la surface d'échange moyenne : } A_m = 6.602 * 10^{-1} \text{ m}^2$$

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{11132.81}\right) + \left(\frac{0,7 \cdot 10^{-3}}{15,6}\right) * \left(\frac{6,854 \cdot 10^{-1}}{6,602 \cdot 10^{-1}}\right) + \left(\frac{1}{6780.001}\right) * \left(\frac{6,854 \cdot 10^{-1}}{6,349 \cdot 10^{-1}}\right)}$$

$$U_c = 3382.518 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La surface d'échange : $A_c = 10179.58 \text{ m}^2$

- Calcul de DTLM :

$$\text{DTLM} = \frac{(T_c - T_{fs}) - (T_c - T_{fe})}{\text{Ln} \frac{T_c - T_{fs}}{T_c - T_{fe}}}$$

$$\text{A.N: DTLM} = \frac{(32.9 - 23) - (32.9 - 17)}{\text{Ln} \frac{32.9 - 23}{32.9 - 17}}$$

$$\text{DTLM} = 12.663 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul du flux réel échangé entre l'eau de mer et la vapeur :

$$\Phi_{\text{réel}} = U_c * A_c * F * \text{DTLM}$$

$$\text{A.N: } \Phi_{\text{réel}} = 3382.518 * 10179.58 * 1 * 12.633$$

$$\Phi_{\text{réel}} = 436053 * 10^3 \text{ W}$$

- Calcul du débit massique de fluide froid :

$$\dot{m}_f = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{C_{pf} * (T_{fs} - T_{fe})}$$

$$\text{A.N: } \dot{m}_f = \frac{436053 * 10^3}{4184 * (23 - 17)}$$

$$\dot{m}_f = 17369.890 \text{ kg/s}$$

➤ Résistance d'encrassement $R_{\text{encr}} = 3 * 10^{-4} \text{ W}^{-1} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

- Calcul du coefficient d'échange global :

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{hc}\right) + \left(\frac{e}{\lambda}\right) * \left(\frac{A_v}{A_m}\right) + \left(\frac{1}{hf}\right) * \left(\frac{A_v}{A_e}\right) + R_{\text{encr}}}$$

$$U_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{12694.910}\right) + \left(\frac{0,7 \cdot 10^{-3}}{15,6}\right) * \left(\frac{6,854 \cdot 10^{-1}}{6,602 \cdot 10^{-1}}\right) + \left(\frac{1}{7170.217}\right) * \left(\frac{6,854 \cdot 10^{-1}}{6,349 \cdot 10^{-1}}\right) + 3 * 10^{-4}}$$

$$U_c = 1736.353 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Calcul du flux réel échangé entre l'eau de mer et la vapeur :

$$\Phi_{\text{réel}} = U_c * A_c * F * \text{DTLM}$$

A.N.: $\Phi_{\text{réel}} = 1736.353 * 10179.58 * 1 * 6.7$

$$\Phi_{\text{réel}} = 118426 * 10^3 \text{ W}$$

- Calcul du débit massique de fluide froid :

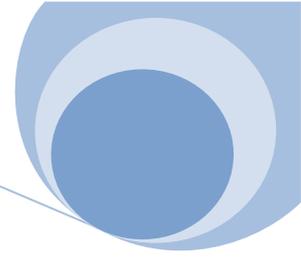
$$\dot{m}_f = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{C_{\text{pf}} * (T_{\text{fs}} - T_{\text{fe}})}$$

A.N.: $\dot{m}_f = \frac{138674 * 10^3}{4181.6 * (30 - 20)}$

$$\dot{m}_f = 2832.081 \text{ kg/s}$$

Conclusion :

Un bon vide dans le condenseur est indispensable, en utilisant des appareils de mise sous vide (pompe à vide, les éjecteurs de vapeur). Dans notre cas on utilise les éjecteurs de vapeur (démarrage et service). Et on étudiera les différents paramètres qui influent sur le condenseur telle l'augmentation de la température de l'eau de mer, Surface d'échange, La salissure des tubes et les entrées d'air dans le condenseur.



Chapitre 4

Résultats et interprétations

4.1. Introduction :

Les calculs précédents permettent de représenter la variation de débit d'eau de mer qui s'écoule dans le condenseur en fonction de différents paramètres tels que :

- L'épaisseur.
- La température du fluide froid (eau de mer).
- Résistance d'encrassement.
- Nombre de tubes.

L'objectif principal de ce travail est d'assurer la condensation d'une part, et d'une autre part montrer l'utilité du vide du condenseur dans une centrale thermique à vapeur et l'influence de ce paramètre sur le rendement de la centrale,

Dans cette étude, les calculs numériques ont été effectués à l'aide d'un programme de calcul en Fortran que nous avons établi nous-mêmes pour la circonstance. Le logiciel Microsoft Excel a permis de tracer les différents graphes.

4.2. Cas 1 : Condenseur propre :

4.2.1. Influence de la température d'eau de mer :

Pour voir l'effet de ce paramètre, on a fixé toutes les autres grandeurs et on a fait varier la température d'eau de mer comme montré dans ce qui suit :

Température d'eau de mer (°C)	DTLM	Le flux *10 ³ (W)	Débit d'eau de mer (kg/s)
10	9.678	344255	4116.307
13	8.826	316951	4458.624
16	7.942	288259	4923.939
19	7.018	257815	5604.969
22	6.042	225048	6727.346
25	4.989	188964	9037.915

Tableau (4.1) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de la température d'eau de mer.

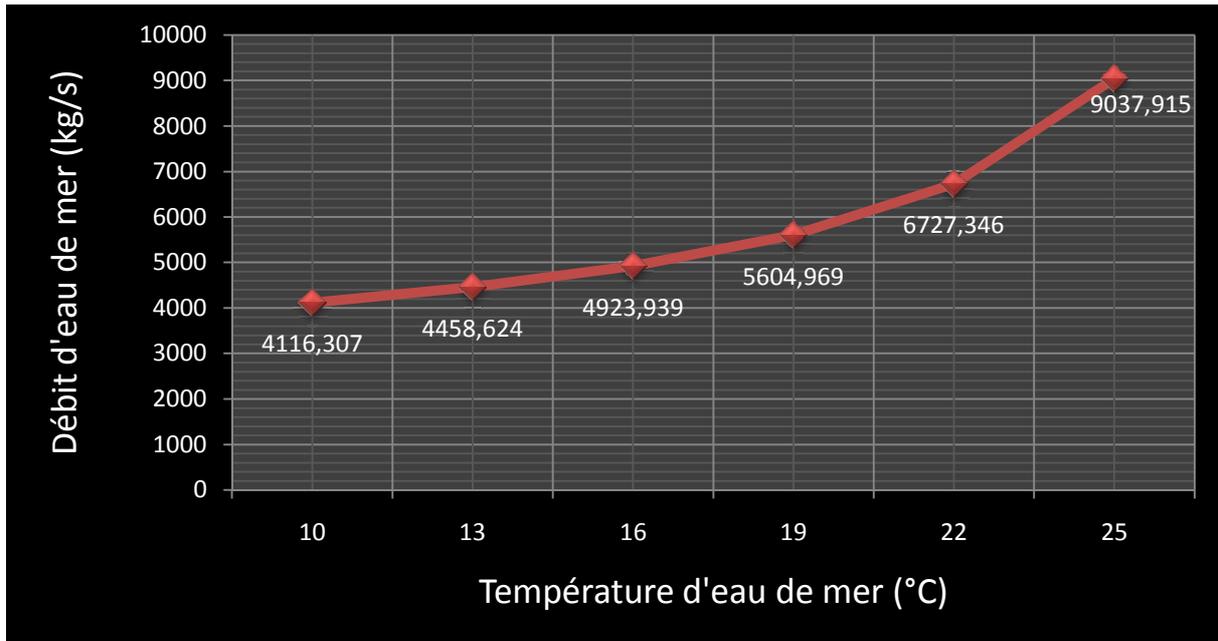


Figure (4.1) : Variation du débit d'eau de mer en fonction de la température d'eau de mer.

La figure (4.1) présente la variation de débit d'eau de mer en fonction de la température d'eau de mer. Pour une charge fixe, nous remarquons que le débit d'eau de mer augmente avec l'augmentation de la température d'eau de mer. Car l'augmentation de la température d'eau de mer provoque une diminution du flux thermique échangé entre le fluide froid et le fluide chaud ce qui entraîne l'augmentation de débit d'eau de mer.

Pour une température d'entrée minimale $T_{fe} = 10^{\circ}\text{C}$ du fluide froid, il faut un débit supérieur ou égale à 4116.307 kg/s pour assurer la condensation. Et pour une température maximale $T_{fe} = 25^{\circ}\text{C}$ du fluide froid, il faut un débit supérieur ou égale à 9037.915 kg/s. L'augmentation de la température d'eau de mer nécessite d'utiliser un débit plus importante. Donc cette température influe directement sur le fonctionnement du condenseur.

4.2.2. Influence du nombre des tubes :

À présent, nous varions le nombre de tubes du condenseur et nous fixons les autres paramètres. Le tableau suivant montre les résultats de calcul :

Nombre de tubes	Coefficient d'échange global U_c ($W/m^2\text{°C}$)	Le flux $\cdot 10^3$ (W)	Débit d'eau de mer (kg/s)
10808	4130.048	205014	4902.771
11616	4015.084	214.207	5122.623
12424	3907.810	222986	5332.563
13232	3807.400	231386	5533.438
14040	3713.15	239438	5725.993
14848	3624.457	247169	5910.879

Tableau (4.2) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction du nombre des tubes.

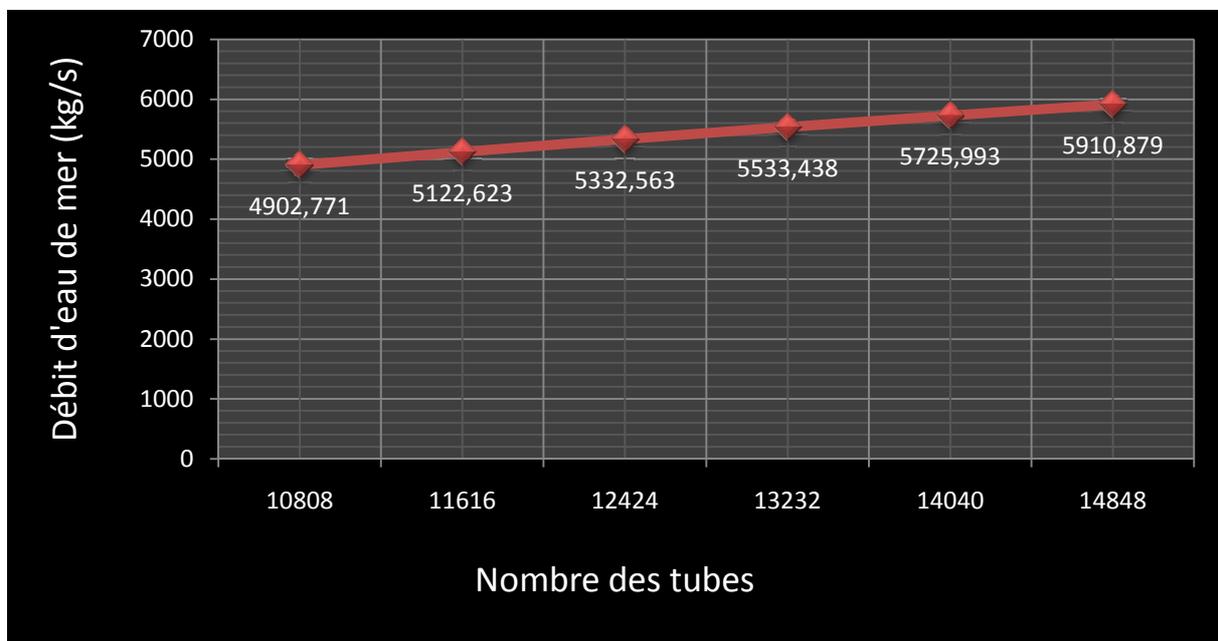


Figure (4.2) : Variation de débit d'eau de mer en fonction du nombre des tubes.

La figure (4.2) représente la variation du débit d'eau de mer de en fonction du nombre de tubes. On remarque que le débit d'eau de mer augmente avec l'augmentation du nombre des tubes. car l'augmentation de nombre de tubes provoque une diminution de coefficient d'échange global dans le condenseur ce qui veut dire que le flux de chaleur échangé entre le fluide froid et le fluide chaud augmente. Ceci se traduit par une augmentation du débit d'eau de mer. D'où l'intérêt d'augmenter le nombre de tubes.

4.2.3. Influence de l'épaisseur :

À présent, nous varions de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur et nous fixons les autres paramètres. Le tableau suivant montre les résultats de calcul :

Épaisseur de tubes (mm)	Coefficient d'échange global U_c (W/m ² °C)	Le flux *10 ³ (W)	Débit d'eau de mer (kg/s)
0.2	4286.066	276941	6622.856
0.4	3997.469	264033	6314.179
0.6	3741.563	252503	6038.443
0.8	3513.279	242142	5790.657
1	3308.525	232780	5566.785
1.2	3123.972	224281	5363.535

Tableau (4.3) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur.

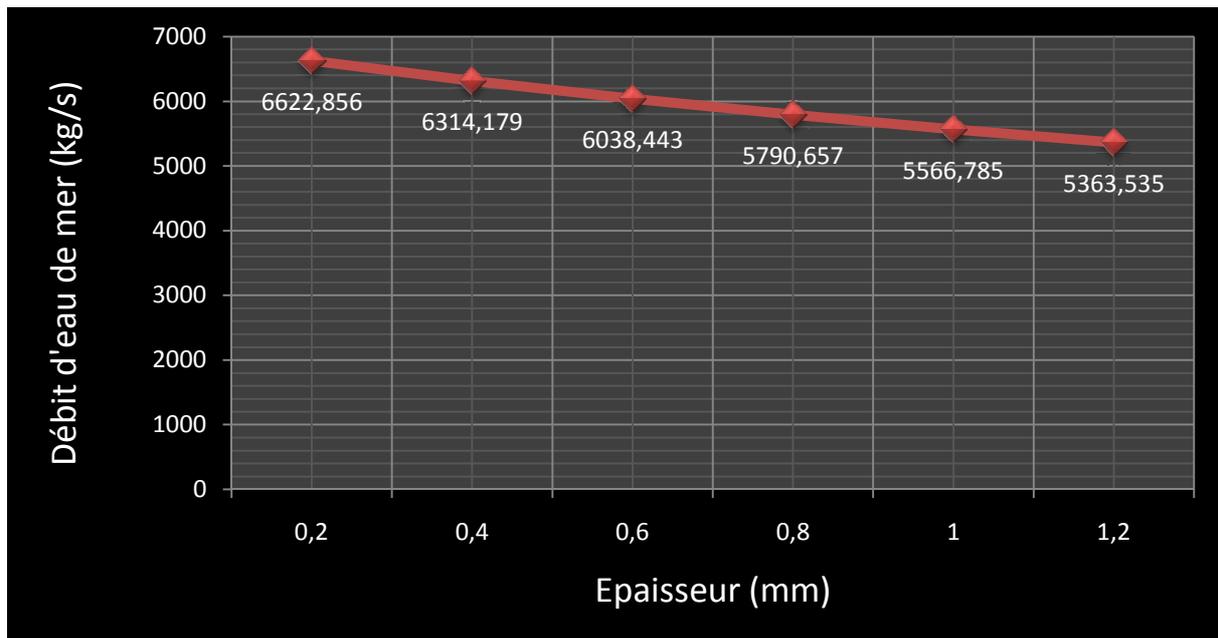


Figure (4.3) : Variation de débit d'eau de mer en fonction de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur.

La figure (4.3) présente la variation de débit d'eau de mer en fonction de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur. Nous constatons que si on augmente de l'épaisseur, la résistance thermique de la paroi du tube augmente, le coefficient d'échange global diminue et le flux échangé entre les deux fluides diminue aussi, et donc le débit d'eau de mer diminue.

4.3. Cas 2 : Condenseur encrassé :

4.3.1. Influence de la température d'eau de mer :

Pour voir l'effet de ce paramètre, on a fixé toutes les autres grandeurs et on a fait varier la température d'eau de mer comme montré dans le tableau suivant :

Température d'eau de mer (°C)	DTLM	Coefficient d'échange global U_C (W/m ² *°C)	Le flux *10 ³ (W)	Débit d'eau de mer (kg/s)
10	9.678	1705.922	168073	2009.677
13	8.826	1713.845	153989	2166.207
16	7.942	1722.678	139285	2397.230
19	7.018	1732.689	123801	2691.468
22	6.042	1744.291	107283	3207.011
25	4.989	1758.172	89294	4270.852

Tableau (4.4) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de la température d'eau de mer (°C).

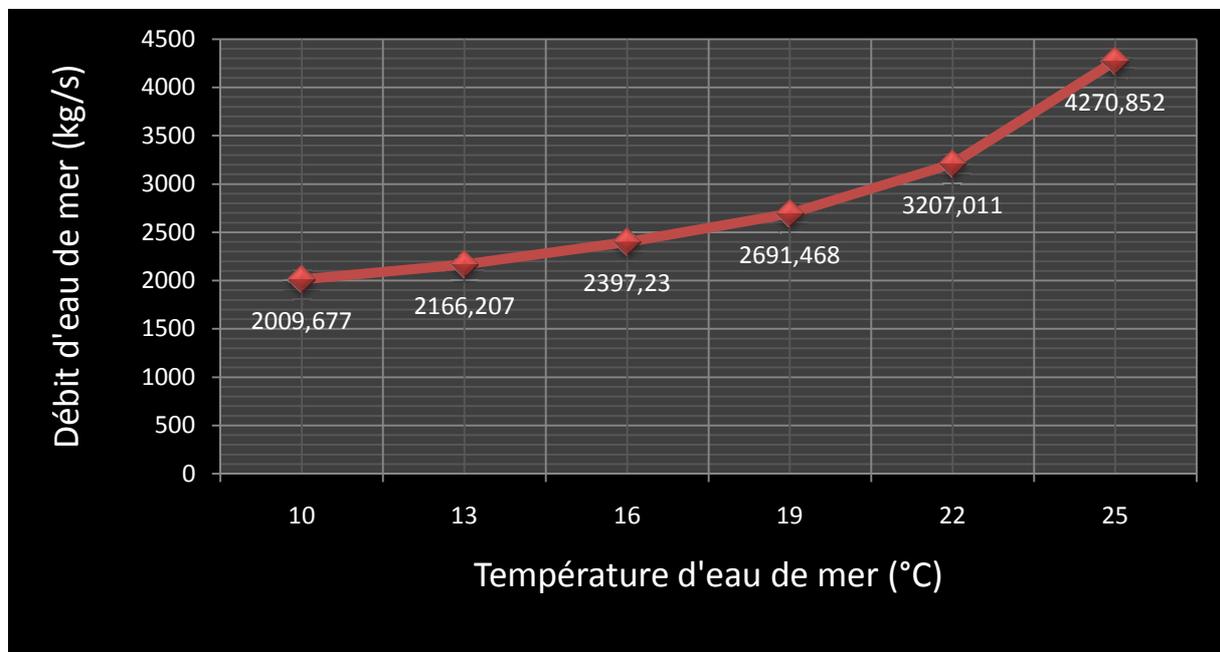


Figure (4.4) : Variation du débit d'eau de mer en fonction de la température d'eau de mer.

La figure (4.4) présente la variation du débit d'eau de mer \dot{m}_f en fonction de la température de ce dernier. Nous remarquons que le débit d'eau de mer augmente avec l'augmentation de la température d'eau de mer.

Pour une température d'entrée minimale $T_{fe}=10^{\circ}\text{C}$ du fluide froid, il faut un débit supérieur ou égale à 2009.677 kg/s (pour un condenseur propre $\dot{m}_f = 4116.307$ kg/s), et pour une température maximale $T_{fe}=25^{\circ}\text{C}$ du fluide froid, il faut un débit supérieur ou égale à 4270.852 kg/s (un condenseur propre donne un débit de 9037.915 kg/s), ce qui montre que un condenseur propre donne un débit plus important au même temps une bonne condensation par rapport au condenseur encrassé.

4.3.2. Influence du nombre des tubes :

À présent, nous varions le nombre de tubes du condenseur et nous fixons les autres paramètres. Le tableau suivant montre les résultats de calcul :

Nombre de tubes	Coefficient d'échange global U_c ($\text{W}/\text{m}^2\text{°c}$)	Le flux $\cdot 10^3$ (W)	Débit d'eau de mer (kg/s)
10808	1844.583	91564	2189.700
11616	1821.292	97167	2323.685
12424	1798.892	102647	2454.752
13232	1777.315	108012	2583.039
14040	1756.503	113266	2708.676
14848	1736.402	118413	2831.780

Tableau (4.5) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction du nombre de tubes.

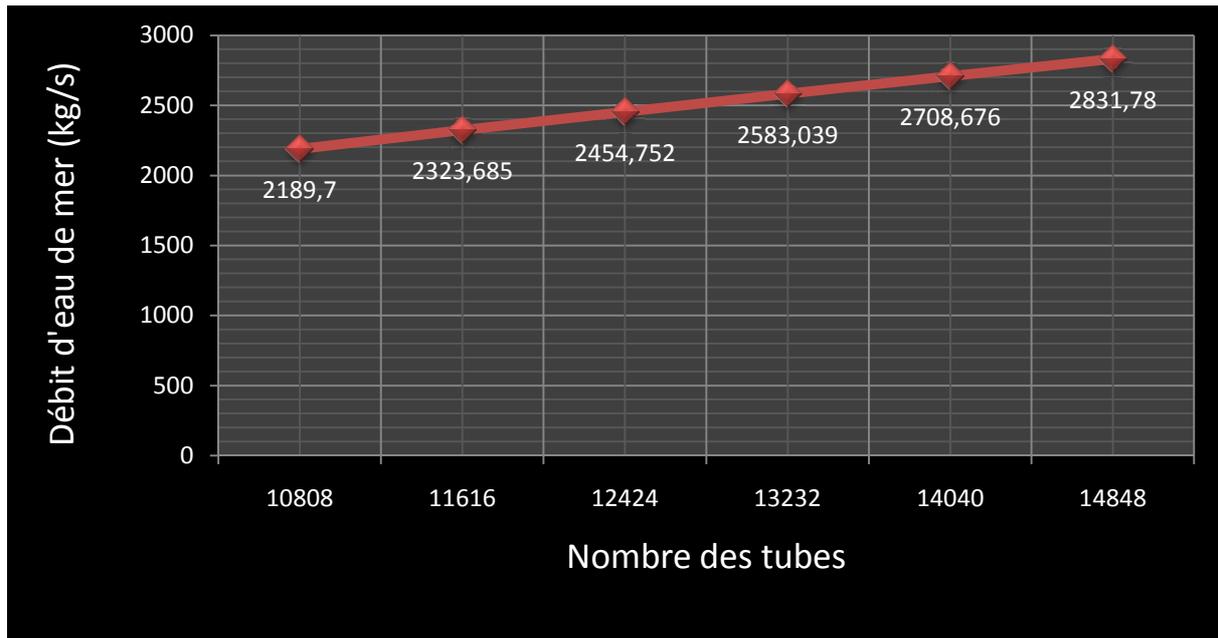


Figure (4.5) : Variation du débit d'eau de mer en fonction du nombre des tubes.

La Figure (4.5) représente l'effet du nombre de tubes du condenseur sur le débit d'eau de mer. Nous constatons que si on augmente le nombre de tubes, le coefficient d'échange global diminue puis le flux réel échangé augmente et donc le débit d'eau de mer augmente.

Pour un nombre de tubes minimal $N_t=10808$, il faut un débit supérieur ou égale à 2189.7 kg/s (pour un condenseur propre $\dot{m}_f = 4902.771$ kg/s), et pour un nombre de tubes maximal $N_t=14848$, il faut un débit supérieur ou égale à 2831.78kg/s (un condenseur propre donne un débit de 5910.879 kg/s), ce qui montre qu'un condenseur propre exige un débit plus important au même temps une bonne condensation est constatée par rapport à un condenseur encrassé.

4.3.3. Influence de l'épaisseur :

À présent, nous varions de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur et nous fixons les autres paramètres. Le tableau suivant montre les résultats de calcul :

Épaisseur des tubes (mm)	Coefficient d'échange global U_c ($W/m^2\text{°C}$)	Le flux $\cdot 10^3$ (W)	Débit d'eau de mer (kg/s)
0.2	1875.067	121156	2897.366
0.4	1817.659	120056	2871.073
0.6	1762.835	118966	2845.009
0.8	1710.471	117889	2819.232
1	1660.441	116825	2793.789
1.2	1612.629	115776	2768.717

Tableau (4.6) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur.

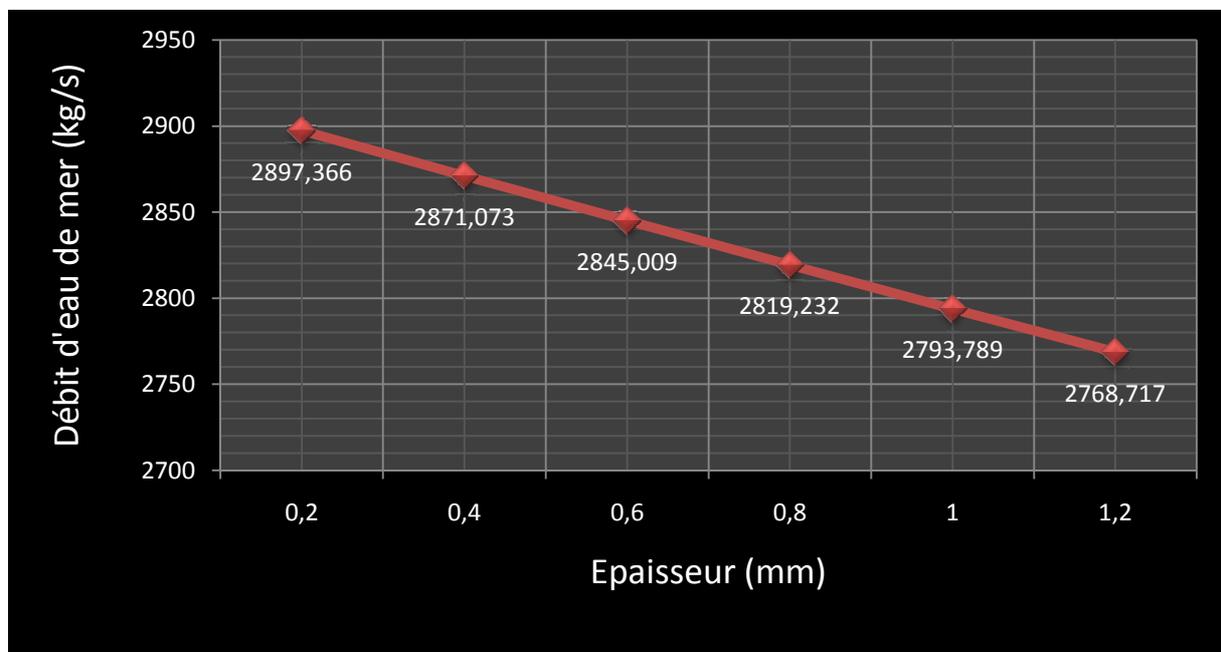


Figure (4.6) : Variation du débit d'eau de mer en fonction de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur.

La Figure (4.6) présente la variation du débit d'eau de mer en fonction de l'épaisseur de la paroi des tubes du condenseur. Nous constatons que si on augmente l'épaisseur, le coefficient d'échange global diminue et le flux échangé entre les deux fluides diminue aussi, et donc le débit d'eau de mer diminue.

4.3.4. Influence de l'encrassement :

Pour bien voir l'influence de la résistance d'encrassement dans le condenseur sur les performances de la centrale, on a pris différentes valeurs de cette dernière grandeur et on a fixé les autres paramètres. Les résultats numériques obtenus sont affichés dans le tableau suivant :

Résistance d'encrassement ($m^2\text{°C/W}$)	Coefficient d'échange global U_c ($W/m^2\text{°C}$)	Le flux $\cdot 10^3$ (W)	Débit d'eau de mer (kg/s)
$1 \cdot 10^{-4}$	2605.021	177672	4248.922
$2 \cdot 10^{-4}$	2033.228	138674	3316.300
$3 \cdot 10^{-4}$	1667.269	113714	2719.401
$4 \cdot 10^{-4}$	1412.953	96369	2304.598
$5 \cdot 10^{-4}$	1225.952	83614	1999.591
$6 \cdot 10^{-4}$	1082.665	73842	1765.882

Tableau (4.7) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de la résistance d'encrassement dans le condenseur.

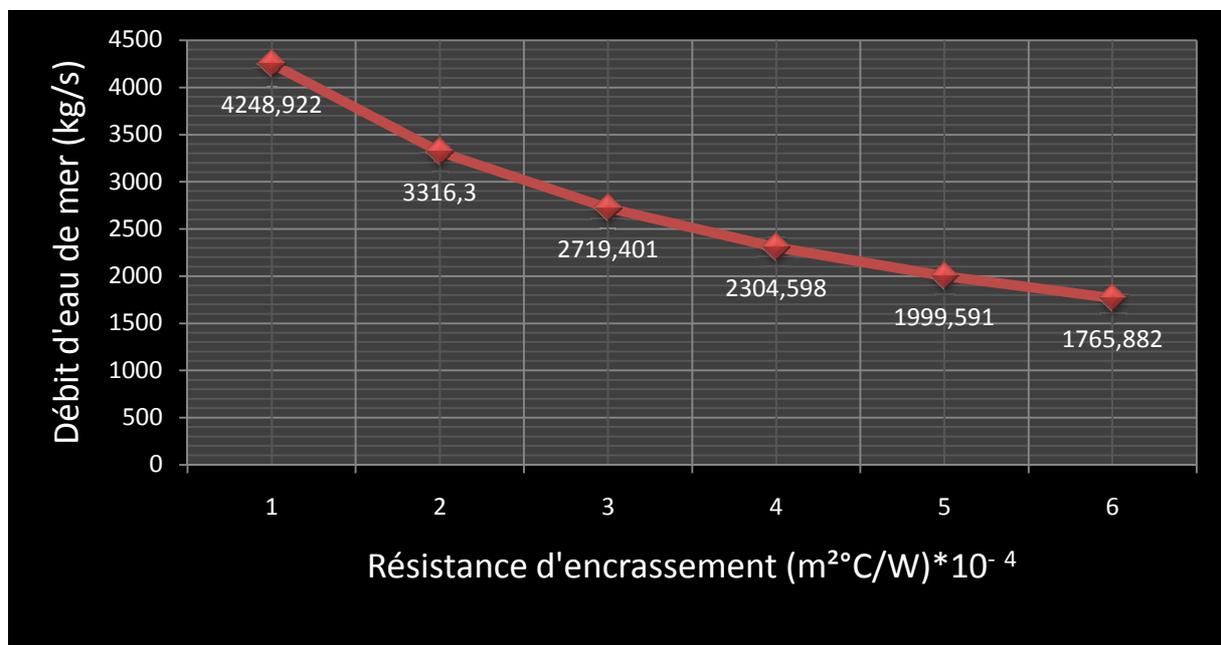


Figure (4.7) : Variation du débit d'eau de mer en fonction de la résistance d'encrassement dans le condenseur.

La figure (4.7) représente la variation du débit d'eau de mer de en fonction de la résistance d'encrassement à l'intérieur et à l'extérieur des tubes du condenseur. On remarque que le débit d'eau de mer diminue avec l'augmentation de la résistance d'encrassement. L'augmentation de la résistance d'encrassement provoque une diminution de coefficient d'échange global dans le condenseur ce qui veut dire que le flux d'chaleur échangée entre le fluide froid et le fluide chaud diminue. Ceci se traduit par une diminution du débit d'eau de mer.

Ce qui montre la nécessité et l'importance de faire un nettoyage systématique pour éliminer l'encrassement au niveau des tubes du condenseur.

4.4. Influence de la température de condensation sur le rendement du cycle :

Pour calculer le rendement du cycle, on a fixé tous les paramètres sauf la température de condensation qu'on a faite varier, les résultats trouvés sont résumés dans le tableau suivant :

Température de condensation (°C)	Rendement du cycle
25	0.367
30	0.366
35	0.364
40	0.362
45	0.360
50	0.358

Tableau (4.8) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction de la température de condensation (°C).

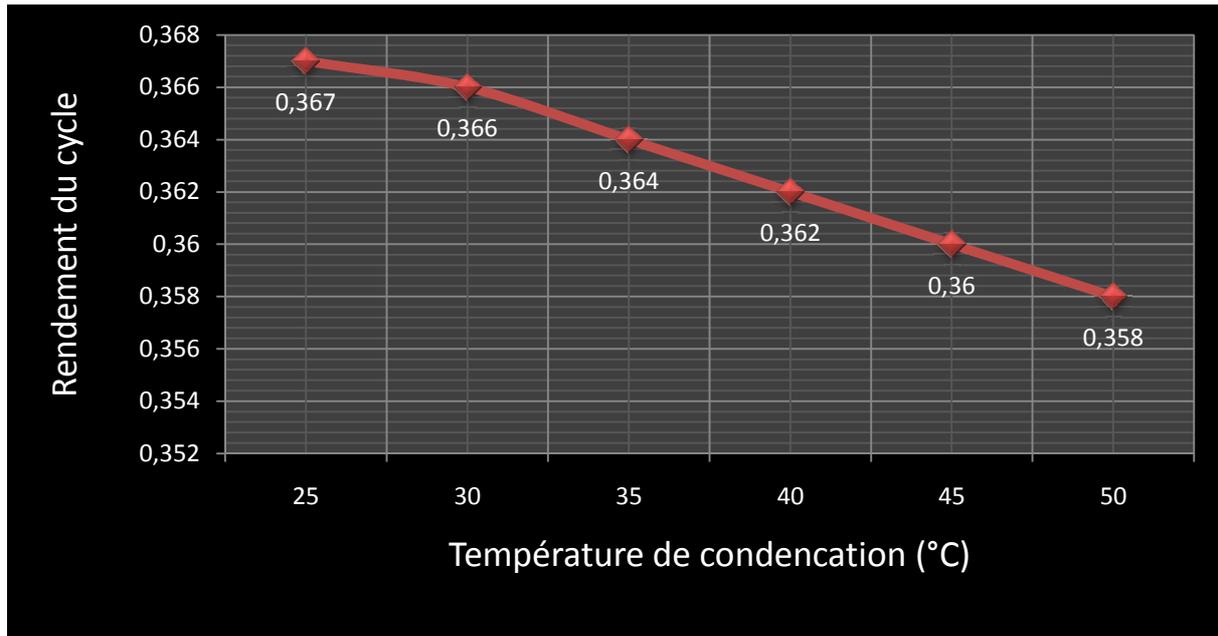


Figure (4.8) : Variation du rendement de cycle en fonction de la température de condensation.

La variation du rendement de cycle en fonction de la température de condensation est représentée sur la figure (4.8). On observe bien que le rendement du cycle diminue lorsque la température de condensation augmente ce qui montre l'importance d'avoir des basses températures de condensation pour un fonctionnement optimal de la centrale à vapeur.

4.5. Influence des entrées d'air sur le rendement du cycle :

Avant de voir l'influence de ce paramètre, on a pris des différentes pressions à l'entrée du condenseur, les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau suivant :

Vide (bar)	Rendement du cycle
0.02	0.370
0.04	0.366
0.06	0.363
0.08	0.361
0.1	0.360
0.12	0.358

Tableau (4.9) : Résultats numériques obtenus par simulation en fonction des entrées d'air.

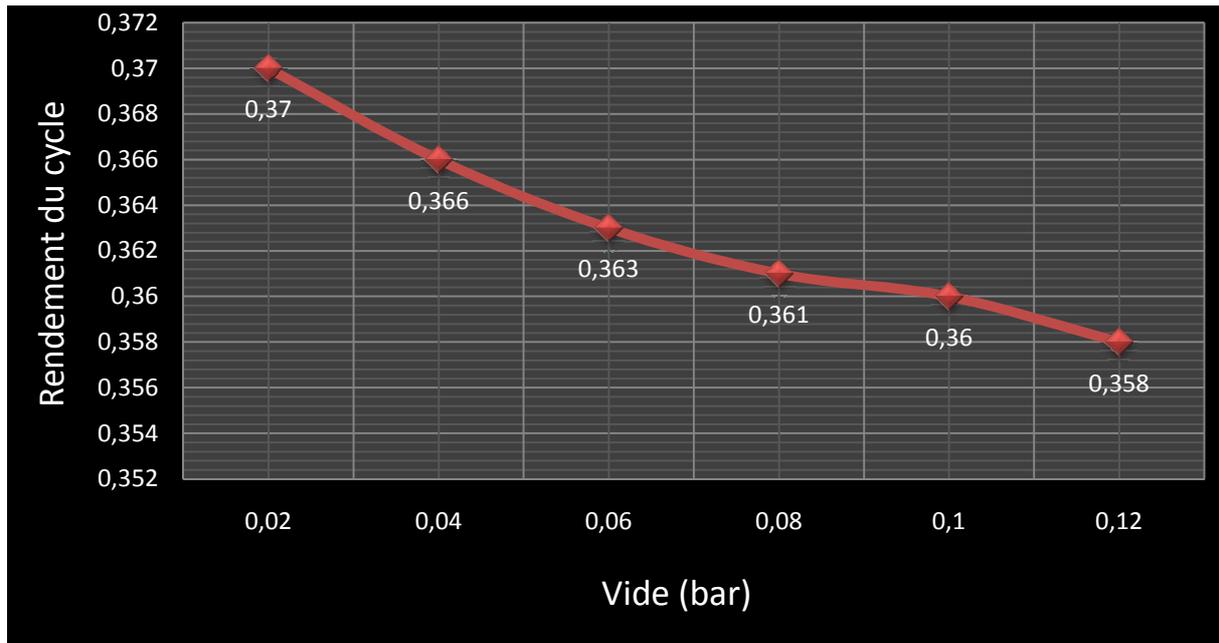
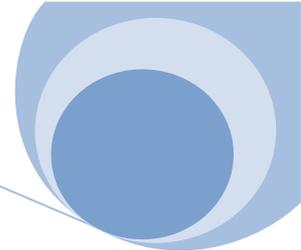


Figure (4.9) : Variation du rendement de cycle en fonction du vide dans le condenseur.

On a tracé sur la figure (4.9) la variation du rendement de cycle de la centrale en fonction du vide dans le condenseur. On remarque que le rendement du cycle diminue avec l'augmentation de la pression ce qui montre l'importance d'une bonne étanchéité au niveau du condenseur pour éviter l'infiltration et l'accumulation des gaz incondensables dans cet appareil.

Conclusion :

Les résultats obtenus montrent que les paramètres pris en compte dans notre étude, à savoir : la température du fluide froid à l'entrée, le nombre de tubes, la résistance d'encrassement et l'épaisseur, influent d'une façon sensible sur les performances du condenseur et donc sur le rendement de cycle.



Conclusion générale

L'énergie électrique est produite industriellement dans des centrales électriques, comme la centrale de Cap-Djinet. Notre projet de longue durée a été réalisé au niveau de la centrale thermique de Cap-Djinet, nous avons voulu d'abord approfondir nos connaissances sur le principe de fonctionnement des divers composants, et d'évaluer par la suite l'état général de la centrale.

On a essayé de mettre en évidence l'influence, d'un important élément de la centrale qui est le condenseur, sur le rendement de cette dernière. Et on a lié cette influence au débit régnant dans le condenseur

Dans le travail que nous avons réalisé, on a montré l'importance du débit d'eau de mer dans le condenseur dans les cas propre et encrassé pour améliorer la condensation.

L'effet de l'échangeur à changement de phase est lié à quatre paramètres clés qui sont :

- ❖ Température d'eau de mer.
- ❖ Nombre de tubes
- ❖ Résistance d'encrassement.
- ❖ Epaisseur.

Pour voir l'influence de ces paramètres sur le débit d'eau de mer, on a utilisé la méthode de la moyenne logarithmique de la différence de température DTLM. Les résultats qu'on a trouvés dans le dernier chapitre montrent que :

- ✓ L'augmentation du nombre de tubes entraîne une augmentation du débit d'eau de mer dans le condenseur.
- ✓ L'augmentation de la température de l'eau froide entraîne une augmentation du débit d'eau de mer.
- ✓ L'augmentation de l'épaisseur entraîne une diminution de débit d'eau de mer.

Ensuite, pour un condenseur propre à une température de 10°C, la condensation est assurée pour un débit $\dot{m}_f \geq 4116.307$ kg/s (2009.677 kg/s pour un condenseur encrassé), l'augmentation de cette température jusqu'à 25°C, ceci augmente le débit d'eau de mer jusqu'à $\dot{m}_f \geq 9037.915$ kg/s (4270.852 kg/s pour un condenseur encrassé). Donc il est très important d'exploiter ces résultats numériques pour atteindre une charge fixe.

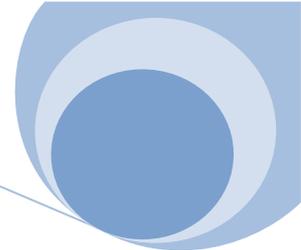
Pour un condenseur propre à 10808 tubes, la condensation est assurée pour un débit $\dot{m}_f \geq 4902.771$ kg/s (2189.7 kg/s pour un condenseur encrassé), l'augmentation du nombre de tubes jusqu'à 14848, ceci augmente le débit d'eau de mer jusqu'à $\dot{m}_f \geq 5910.879$ kg/s (2831.78 kg/s pour un condenseur encrassé). Pour maintenir ces conditions de fonctionnement optimales, de la centrale, le nettoyage de l'appareil et se fait à l'aide d'un pistolet hydraulique pour éliminer l'encrassement des tubes. Par contre, pour éradiquer la présence des moules à l'intérieur de ces tubes, on peut injecter régulièrement une quantité suffisante de chlore mais à des intervalles différents dans le condenseur.

Pour un condenseur propre avec une épaisseur $e=0.2$ mm des tubes, la condensation est assurée pour un débit $\dot{m}_f \geq 6622.856$ kg/s (2897.366 kg/s pour un condenseur encrassé), l'augmentation de l'épaisseur jusqu'à 1.2 mm, ceci diminue le débit d'eau de mer jusqu'à $\dot{m}_f \geq 5363.535$ kg/s

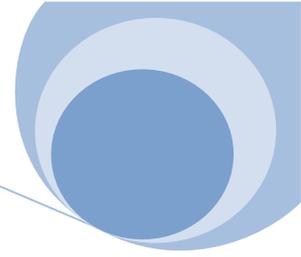
(2768.717 kg/s pour un condenseur encrassé). Donc il est très important de profiter de ces conditions favorables pour atteindre une charge fixe.

L'augmentation de la résistance d'encrassement à l'intérieur et à l'extérieur des tubes engendre une diminution du coefficient d'échange globale et une diminution de flux échangé entre les fluides froid et chaud, et par conséquent, le débit d'eau de mer diminue. Donc on propose également l'installation d'un système de nettoyage automatique des tubes qui élimine l'encrassement dans les tubes et à l'extérieur des tubes de façon continue.

En fin, cette étude a permis d'avoir un petit aperçu sur le débit d'eau de mer nécessaire pour assurer la condensation et garder une charge fixe.



Annexes



Références et bibliographiques

Programme FORTRAN :

Calcul du rendement de cycle :

h22=1069.1

h20=661.2

h19=638.1

h11=139.9

h10=137.9

h9=2364.8

h8=2464.6

h7=2652.10

h6=2817.0

h5=3026.5

h4=3305.4

h3=3528.6

h2=3112.9

h1=3421.0

h1a=3426.2

h2is=2949.8

h5is=2978.5

h9is=2264.7

A1=0.660

B1=0.153

C1=0.005

A2=0.672

B2=0.201

C2=0.006

B3=0.552

$$C3=0.032$$

$$B4=0.417$$

$$C4=0.024$$

$$Q=4.470$$

$$Z=A1+B1+C1+Q$$

Write (*,*)'Z=',Z

$$R=A1+A2+B1+B2+C1+C2$$

Write (*,*)'R=',R

$$Y=A1+A2+B1+B2+B3+B4+C1+C2+C3+C4$$

Write (*,*)'Y=',Y

$$S1=2.405$$

$$S2=6.460$$

$$S3=5.987$$

$$S4=7.336$$

$$S5=10.012$$

$$S6=13.674$$

$$H=0.097$$

$$\text{rom}=0.98$$

$$\text{roch}=0.7881$$

$$\text{rope}=0.78$$

$$\text{ropa}=0.775$$

$$X1=S4+S5+S6$$

Write (*,*)'X1=',X1

$$X2=X1+S3$$

Write (*,*)'X2=',X2

$$X3=X2+S2$$

Write (*,*)'X3=',X3

$$X4=X3+S1$$

Write (*,*)'X4=',X4

$$F1=Y+X1$$

Write (*,*)'F1=',F1

$$F2=Y+X2$$

Write (*,*)'F2=',F2

$$F3=Y+X3$$

Write (*,*)'F3=',F3

$$F4=Y+X4$$

Write (*,*)'F4=',F4

$$\text{deb}=145.340$$

$$\text{Whp}=(h1-h2)*((\text{deb}-Z)/\text{deb})$$

Write (*,*)'Whp=',Whp

$$\text{Wmp}=(h3-h4)*((\text{deb}-R-S6)/\text{deb})+(h4-h5)*((\text{deb}-R-S6-S5)/\text{deb})$$

Write (*,*)'Wmp=',Wmp

$$\text{W1}=(h5-h6)*((\text{deb}-F1)/\text{deb})+(h6-h7)*((\text{deb}-F2)/\text{deb})$$

Write (*,*)'W1=',W1

$$\text{W2}=(h7-h8)*((\text{deb}-F3)/\text{deb})+(h8-h9)*((\text{deb}-F4)/\text{deb})$$

Write (*,*)'W2=',W2

$$\text{Wbp}=\text{W1}+\text{W2}$$

Write (*,*)'Wbp=',Wbp

$$\text{Wt}=\text{Whp}+\text{Wmp}+\text{Wbp}$$

Write (*,*)'Wt=',Wt

$$\text{Wpe}=(h11-h10)*((\text{deb}+H-X1)/\text{deb})$$

Write (*,*)'Wpe=',Wpe

$$\text{Wpa}=(h20-h19)$$

Write (*,*)'Wpa=',Wpa

$$\text{roisT} = ((h1-h2)+(h3-h5)+(h5-h9))/((h1-h2is)+(h3-h5is)+(h5-h9is))$$

Write (*,*)'roisT=',roisT

$$\text{rov} = (\text{deb}-F4)/\text{deb}$$

Write (*,*)'rov=',rov

$$\text{rot} = \text{rom} * \text{roisT} * \text{rov}$$

Write (*,*)'rot=',rot

$$\text{Qch} = ((h1a-h22)+(h3-h2)) * ((\text{deb}-R-S6)/\text{deb})$$

Write (*,*)'Qch=',Qch

$$\text{rocycle} = ((Wt * \text{rom}) - (Wpe/\text{rope} + Wpa/\text{ropa})) / (\text{Qch}/\text{roch})$$

Write (*,*)'rocycle=',rocycle

Calcul du coefficient d'échange côté tube h_f :

$$T_{fe} = 20.0 + 273.15$$

$$T_{fs} = 30 + 273.15$$

$$T_{fm} = (T_{fe} + T_{fs}) / 2$$

Write (*,*)'Tfm=',Tfm

$$D_f = 0.0176$$

$$\text{Debf} = 6500.0$$

$$P = 3.14$$

$$\text{ANt} = 14850.0$$

Write (*,*)'Debf=',Debf

$$\text{Cpf} = 4181.6$$

$$R_f = 997.003$$

$$Y_f = 0.607$$

$$u_f = 890.106 * 1e-6$$

Write (*,*)'u_f=',u_f

$$\text{Prf} = (u_f * \text{Cpf}) / Y_f$$

Write (*,*)'Prf=',Prf

$$Sf=(P*(Df**2.0))/4.0$$

Write (*,*)'Sf=',Sf

$$Vf=Debf/(Rf*ANt*Sf)$$

Write (*,*)'Vf=',Vf

$$Ref=(Rf*Vf*Df)/uf$$

Write (*,*)'Ref=',Ref

$$Stf=0.023*(Ref**(-0.2))*(Prf**(-0.6))$$

Write (*,*)'Stf=',Stf

$$hf=Stf*Rf*Cpf*Vf$$

Write (*,*)'hf=',hf

Calcul du coefficient d'échange côté calandre h_c :

$$Tc=32.9+273.15$$

$$Tp=(Tc+Tfm)/2$$

Write (*,*)'Tp=',Tp

$$TF=(Tc+Tp)/2$$

Write (*,*)'TF=',TF

$$Rl=995.323$$

$$Yl=0.616$$

$$ul=781.911*1e-6$$

$$vl=ul/Rl$$

Write (*,*)'vl=',vl

$$CHCl=2428.49*1e3$$

$$g=9.81$$

$$Dc=0.019$$

$$hc=0.725*((g*Rl*(Yl**3)*CHCl)/(vl*Dc*(Tc-Tp)))**0.25$$

Write (*,*)'hc=',hc

Calcul du coefficient d'échange global :

$$e=0.0007$$

$$T=11.490$$

$$Y_t=15.6$$

$$sf=P*Df*T$$

Write (*,*)'sf=',sf

$$sc=P*Dc*T$$

Write (*,*)'sc=',sc

$$sm=P*((Dc+Df)/2.0)*T$$

Write (*,*)'sm=',sm

$$Uc=1.0/((1.0/hc)+((e/Y_t)*(sc/sm))+((1.0/hf)*(sc/sf)))$$

Write (*,*)'Uc=',Uc

Calcul de DTLM :

$$DTLM=((Tc-Tfs)-(Tc-Tfe))/\text{Log}((Tc-Tfs)/(Tc-Tfe))$$

Write (*,*)'DTLM=',DTLM

Calcul de la surface d'échange :

$$Ac=Dc*P*T*ANt$$

Write (*,*)'Ac=',Ac

Calcul du flux réel échangé entre l'eau de mer et la vapeur d'eau :

$$F=1.0$$

$$Q=F*Uc*Ac*DTLM$$

Write (*,*)'Q=',Q

Calcul du débit massique de fluide froid :

$$\text{Debitf}=Q/(C_{pf}*(T_{fs}-T_{fe}))$$

Write (*,*)'Debitf=',Debitf

end

Caractéristiques de l'eau et de vapeur :

ChemicaLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable:

Temperature Value, °C

Pressure

Units:

Metric/SI

English

Close

Calculate

Phase:

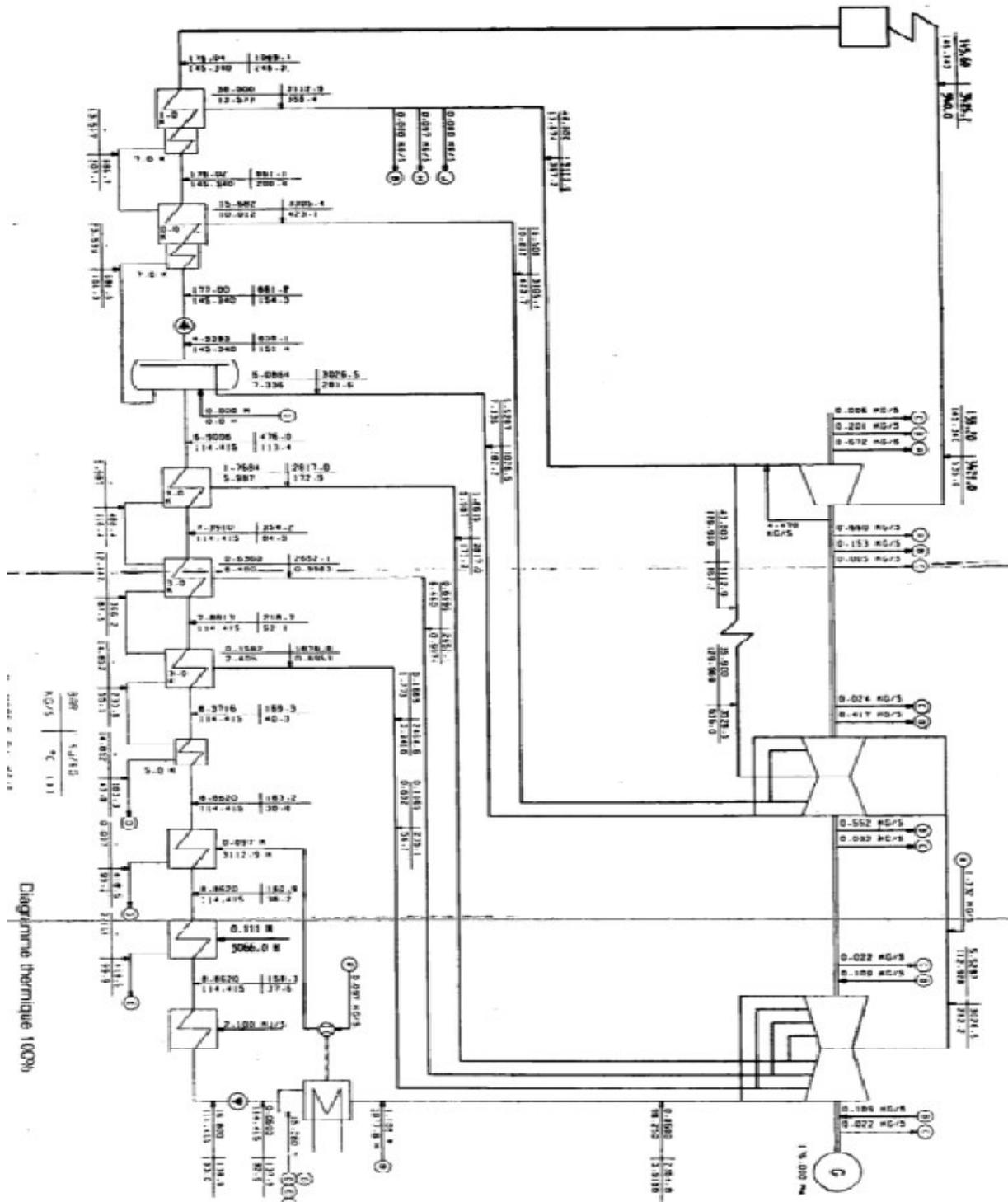
Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature		°C
Pressure		bar
Steam quality		%
Volume		m ³ /kg
Density		kg/m ³
Compressibility factor		dimensionless
Enthalpy		kJ/kg
Entropy		kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy		kJ/kg
Internal energy		kJ/kg
Gibbs free energy		kJ/kg
Heat capacity at constant volume		kJ/(kg.°C)
Heat capacity at constant pressure		kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151

Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

Présentation des différents paramètres pour 100 %



- [1] Notice technique de la centrale thermique de Cap-Djinet, Les Soutirages et les réchauffeurs d'eau, Fascicule N°16, 2^{ème} édition, 1969.
- [2] Notions élémentaires, Archives du constructeur de la centrale de Cap-Djinet, Boumerdés, KWU, Service de formation, numéro d'enregistrement 5519.
- [3] Circuit d'eau et de vapeur, Archives du constructeur de la centrale de Cap-Djinet, Boumerdés, KWU, Service de formation, numéro d'enregistrement 5512.
- [4] Turbine à vapeur, Archives du constructeur de la centrale de Cap-Djinet, Boumerdés, KWU, service de formation, numéro d'enregistrement 5520
- [5] La chaudière, Archives du constructeur de la centrale Cap-Djinet, Boumerdés, KWU, service de formation, numéro d'enregistrement 5505.
- [6] Condenseur, Archives du constructeur de la centrale de Cap-Djinet Boumerdés, KWU, service de formation, numéro d'enregistrement 5522.
- [7] Notice technique de la centrale thermique de Cap-Djinet, Les éjecteurs et pompes à vide, Fascicule N°15, 2^{ème} édition, 1961.
- [8] Notice technique de la centrale thermique de Cap-Djinet, Les éjecteurs et pompes à vide, Fascicule N°15, 2^{ème} édition, 1966.
- [9] KWU, Srvce de formation professionnelle, transformateurs N° d'enregistrement : 5526.
- [10] Tigharghar Ahmed Nabil et Skoudarli Redhouane, Analyse des performances d'une centrale thermique à vapeur sous environnement simulink (MATLAB) Application à la centrale de Cap-Djinet, Mémoire de fin d'études, Université M'hamed Bougara, Boumerdés 2006/2007.
- [11] Touréche Sofaine, Etude et analyse paramétrique des échangeurs de chaleur dans une machine tritherme-cas du condenseur, Mémoire de magister, Université Mentouri, Constantine 30/06/2008.
- [12] Hassaine Hamida et Douda Imane, Alternateurs de la centrale de Cap-Djinet : Refroidissement par échangeurs de chaleur à faisceau de tubes et calandre, Mémoire de fin d'études, Université M'Hamed Bougera, Boumerdés ,2015/2016.
- [13] Jean Paul Rouland, Les échangeur de chaleur, Université de Rouen, 2011/2012
- [14] Document PDF.
- [15] Wiki.pidia.org.