

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

8/88

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

Aex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية للتكنولوجيا
المكتبة - BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT **GENIE MECANIQUE**

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE D'UN CONDENSEUR
DE CENTRALE THERMIQUE

Proposé par :

Z. L. AIDOUN

Etudié par :

M. BOUROUROU

Dirigé par :

Z. L. AIDOUN

PROMOTION
FEVRIER 1988

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT **GENIE MECANIQUE**

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE D'UN CONDENSEUR
DE CENTRALE THERMIQUE

Proposé par :

Z. L. AIDOUN

Etudié par :

M. BOUROUROU

Dirigé par :

Z. L. AIDOUN

PROMOTION
FEVRIER 1988

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR.

وزارة التعليم العالي

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة العليا المتعددة التقنيات

DEPARTEMENT: GENIE MECANIQUE

مصلحة الهندسة الميكانيكية

PROMOTEUR: MR AIDOUN

الموجه: السيد عيدون

ELEVE INGENIEUR:

الطالب المهندس:

BOUROUROU MESSAOUD

بورورو مسعود



العنوان : دراسة مكثف خاص بمعدة حرارية
الملخص : يتمثل الهدف الرئيسي لهذا المشروع في دراسة مكثف صناعي
وتأثير مختلف الوسائط على مميزاته وقد اتخذنا نموذجاً لذلك معدة
انتاج الطاقة الكهربائية لميناء الجزائر إذ وصفت هذه المعدة
بمختلف مكوناتها وخاصة المكثف ، وبعد ذلك تم حصر المشاكل
المتعلقة بالمكثف ومن ثم طرحت الحلول المناسبة.

SUJET: Etude d'un condenseur de centrale thermique.

RESUME: Ce projet a pour but essentiel l'étude des phénomènes mis en jeu au cours du fonctionnement d'un condenseur industriel. L'accent est mis sur l'influence de certains paramètres sur les performances de ces appareils. L'exemple type choisi est celui de la centrale thermique d'Alger-Port. Les différents éléments constitutifs ont d'abord été décrits le point essentiel restant toujours le condenseur. Les problèmes principaux concernant cet élément essentiel de la centrale ont été identifiés et une solution de rechange a été proposée.

SUBJECT: A study of the main condenser in a power station.

ABSTRACT: This project consists in the study of the main phenomena occurring in an industrial condenser. The influence of some important parameters have been considered. A typical example is the Alger-Port power station condenser. The main parts of the station have first been described and some of the essential problems have been considered with some possible suggestions.

DEDICACES

- A la mémoire de mon père,
- A ma mère qui attend ce jour depuis longtemps
- A mes frères et sœurs en espérant qu'ils arriveront sans difficultés au terme de leurs études,
- A toute la famille,
- A tous mes amis,
- Et à toute la dernière promotion modulaire sortante.

Messaoud

X
R E M E R C I E M E N T S

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Au terme de ce travail, je tiens à remercier tous les Enseignants de l'Ecole Nationale Polytechnique qui ont contribué à ma formation d'Ingénieur et, en particulier, ceux du Département de Génie Mécanique.

Je réitère mes remerciements et ma gratitude à Monsieur Z.L. AIDOUN pour les conseils et le suivi constants qu'il n'a cessé de me prodiguer tout au long de ce travail.

J'adresse ma reconnaissance à Monsieur Le Chef de la Centrale Thermique d'Alger-Port pour m'avoir accueilli dans la Centrale, et surtout à Monsieur BENYAHIA, Chef de Service Maintenance et Monsieur HAMADJ, Responsable de la Formation dont l'aide m'a été très précieuse pour la confection de ce mémoire.

M. BOURJOUJ

TABLE DES MATIERES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 : DESCRIPTION DE LA CENTRALE	2
1 : - GENERALITES	2
1 2 - CHAUDIERE	3
1 21- Generateur de vapeur	4
1 22- Rechauffeur d'air	6
1 23- Bruleurs	7
1 24- Ventilateurs-Gaines-Cheminnes	7
1 3 - COMBUSTIBLES	8
1 31- Le gaz naturel	8
1 32- Fuel lourd N°2	9
1 33- Fuel domestique	10
1 4 - LES EAUX ET LEUR CONDITIONNEMENT	10
1 41- Eau de mer	10
1 42- Eau distillee de refrigeration	11
1 43- Eau d'oppooint	12
1 44- Conditionnement des eaux	12
1 441- Eau de mer	12
1 442- Eau de ville	13
1 443- Eau d'extraction	14
1 444- Eau de chaudière	15
1 445- Eau distillee de refrigeration et eau du secondaire du transformateur de vapeur	15

I 5 -	TURBINE ET POSTE D'EAU	15
I 51-	Turbine	15
I 52-	Conditionnement de la vapeur	16
I 53-	Poste d'eau	17
I 6 -	LE CONDENSEUR	22
I 61-	Generalites sur les condenseurs	22
I 611-	Definition	22
I 612-	Utilité du condenseur	22
I 613-	Role du condenseur	26
I 614-	Classification et mode opératoire	26
I 615-	Vide et pression de vapeur dans le condenseur	32
I 62 -	Condenseur d'alger-port	36
I 621-	Disposition d'ensemble	36
I 622-	Enveloppe et suspension	36
I 623-	Boites a eau	38
I 624-	Foisceau tubulaire	39
I 625-	Ploques tubulaires et intermediaires	39
CHAPITRE II :	CALCUL DU CONDENSEUR	42
II 1-	CALCUL THERMIQUE	42
II 11-	Tubes en cupro-nickel	42

II 1 2 -	Tubes en titane	55
II 2 -	CALCUL DES PERTES DE CHARGE	62
II 2 1 -	Circuit d'amenee	62
II 211 -	Pertes de charges lineaires	62
II 212 -	Pertes de charges singuliere	65
II 22 -	Circuit de rejet	67
II 221 -	Pertes de charges lineaires	67
II 222 -	Pertes de charges singuliaires	68
II 23 -	Pertes de charges dans le condenseur	70
II 3 -	POMPE DE CIRCULATION	74
II 31 -	Condition de fonctionnement du siphon	74
II 33 -	Pompe de circulation	76
II 4 -	CALCUL DES VIBRATIONS	77
CHAPITRE III :	ANALYSE DES PROBLEMES	82
III 1-	AUGMENTATION DE LA PRESSION	82
III 2-	ENCRASSEMENT DES TUBES	84
CHAPITRE IV :	SOLUTIONS PROPOSEES	85
IV 1 -	AUGMENTATION DE LA VITESSE DE CIRCULATION	85
IV 2 -	AMELIORATION DU SYSTEME DE NETTOYAGE	86
IV.21-	Dispositif taprogge	87
IV 211-	Principe de fonctionnement	87
IV 212-	Description du materiel	87
CONCLUSION :		92

LISTE DES FIGURES

N°	TITRES	Page
1.1	Générateur de vapeur	5
1.2	Schéma du circuit principal eau-vapeur	18
1.3	Schéma du Réchauffeur R1	20
1.4	Turbine avec et sans condenseur	24
1.5	Ballon de purges	28
1.6	Condenseur par surface	31
1.7	Disposition d'ensemble du Condenseur d'Alger-Port.	37
1.8	Disposition d'ensemble des faisceaux	40
2.1	Effet SIPHON	75
4.1	Schéma de Principe du dispositif TAPROGGE	88

X

LISTE DES SYMBOLES ET ABBREVIATIONS UTILISES



A	: Section de passage de la vapeur à l'entrée du condenseur	(m ²)
S	: Surface d'échange totale	(m ²)
n	: Nombre de tubes	(/)
R _v	: Pression au condenseur	(bars)
Q _e	: Débit de l'eau de refroidissement	(Kg/s)
Q _v	: Débit de la vapeur	(Kg/s)
d _e	: Diamètre extérieur des tubes	(m)
d _i	: Diamètre intérieur des tubes	(m)
V	: Vitesse de l'eau de refroidissement	(m/s)
e	: Epaisseur des tubes	(m)
K _p	: Coefficient d'échange de chaleur global pour des tubes propres	(W/m ² •C)
K	: Coefficient d'échange de chaleur global pour des tubes sales	(W/m ² •C)
h _e	: Coefficient d'échange de chaleur par convection paroi externe - vapeur	(W/m ² •C)
h _i	: Coefficient d'échange de chaleur par convection paroi interne - vapeur	(W/m ² •C)
λ	: Coefficient de conductibilité thermique du métal	(W/m•C)
h _{e,mov}	: Coefficient d'échange de chaleur par convection paroi externe - vapeur (vapeur en mouvement)	(W/m ² •C)

$h_{e,stat}$	Coefficient d'échange de chaleur par convection paroi externe - vapeur (vapeur statique)	$(W/m^2 \cdot ^\circ C)$
g	Accélération de la pesanteur	(m/s^2)
ΔH_v	Chaleur latente de vaporisation	(J/Kg)
μ_c	Viscosité dynamique du film du condensat à la température du film	$(Kg/m \cdot s)$
ρ_c	Masse volumique du film de condensat à la température du film	(Kg/m^3)
λ_c	Coefficient de conductibilité thermique du film de condensat à la température du film	$(W/m \cdot ^\circ C)$
T_v	Température de la vapeur	$(^\circ C)$
T_{pe}	Température de la paroi extérieure des tubes provoquant la condensation	$(^\circ C)$
T_c	Température du film de condensat	$(^\circ C)$
Rem	Nombre de REYNOLDS défini par l'équation (9)	$(-)$
Num	Nombre de NUSSELT défini par l'équation (10)	$(-)$
Re	Nombre de REYNOLDS défini par l'équation (13)	$(-)$
Nu	Nombre de NUSSELT défini par l'équation (12)	$(-)$

Pr	: Nombre de PRANDT défini par l'équation (14)	(-)
T	: Différence de température (Tv - T _{pe})	(°C)
G _m	: Vitesse massique de la vapeur	(Kg/m ² .s)
μ _m	: Viscosité dynamique de la vapeur	(Kg/m.s)
λ _e	: Coefficient de conductibilité thermique de l'eau de refroidissement	(w/m°C)
μ _e	: Viscosité dynamique de l'eau de refroidissement	(Kg/m.s)
ν _e	: Viscosité cinématique de l'eau de refroidissement	(m ² /s)
Φ _v	: Flux de chaleur cédé par la vapeur	(KW)
Φ _e	: Flux de chaleur récupéré par l'eau de refroidissement	(KW)
H _v	: Enthalpie de la vapeur	(KJ/Kg)
H _e	: Enthalpie du film de condensat	(KJ/Kg)
T _e	: Température moyenne d'entrée de l'eau de mer dans le condenseur	(°C)
T _s	: Température de sortie de l'eau de mer	(°C)
T _m	: Température moyenne de l'eau de mer dans le condenseur	(°C)
C _p	: Chaleur spécifique de l'eau	(J/Kg°C)
C _s	: Coefficient de salissure des tubes	(-)
T _m	: Ecart logarithmique de température	(°C)
S _{min}	: Surface d'échange minimale	(m ²)

- S' : Section de passage de l'eau dans les tubes (m²)
- γ : Poids spécifique du fluide (N/m³)
- J : Coefficient de pertes de charge linéaires (-)
- ξ : Coefficient de pertes de charge global (-)
- Lcd : Longueur de la conduite (m)
- DH : Diamètre hydraulique de la conduite (m)
- ΔP : Perte de charge linéaire ou singulière (mCE)

I N T R O D U C T I O N

En 1982, les tubes de la Centrale Thermique d'Alger-Port en cupro-nickel présentaient, après 120.000 heures de fonctionnement des phénomènes d'érosion corrosion et corrosion sous dépôts aggravés, vraisemblablement, par le degré de pollution de l'eau de mer du port.

Cette eau de mer de refroidissement est aspirée dans une darse du port d'Alger. Elle est polluée par des égouts se déversant près de la prise d'eau ainsi qu'épisodiquement par des hydrocarbures.

La SONELGAZ a alors décidé de remplacer les tubes des deux condenseurs de la centrale thermique, composée de deux groupes de 60 MW chacun, par des tubes en titane.

Nous allons dans ce projet donner une description de la Centrale Thermique d'Alger-Port, puis faire un calcul dans un premier temps afin de savoir si le choix de remplacer les tubes en cupro-nickel par des tubes en titane était judicieux, et dans un deuxième temps identifier les problèmes qui se posent actuellement au condenseur et proposer des solutions pour y remédier.

C H A P I T R E I

DESCRIPTION DE LA CENTRALE

I - 1 GENERALITES

Le développement rapide de la consommation d'énergie électrique de la région d'Alger et de l'ensemble de l'Algérie, ainsi que la vétusté du matériel des centrales thermiques d'Alger-Port et d'Alger-Hamma (datant des années 30) ont conduit E.G.A. (ELECTRICITE ET GAZ D'ALGERIE) à installer en 1958 deux nouvelles tranches de puissance unitaire 60 MW.

L'ancienne Centrale d'Alger-Port qui avait été édiflée par la Société Algérienne d'Eclairage et de Force (S.A.E.F.) comprenait 4 groupes turbo-alternateurs (trois de 12 MW et un de 8 MW) alimentés par 8 chaudières (sept de 25 t/h et une de 50 t/h) produisant de la vapeur surchauffée.

Les nouvelles installations occupent un terrain de 2 ha de forme rectangulaire de 160m de long et de 125m de large compris entre le Quai de Dunkerque, la rue de Dom-remy, la rue de Dreux et la rue de Digne.

La nouvelle Centrale d'Alger-Port a été construite dans la cour

de l'ancienne usine et sur les emplacements des Parcs à Charbon, Parc à Cendre, logement du Personnel, magasins, ateliers et garage.

Deux "groupes blocs" à surchauffe de caractéristiques vapeur : 88 bars, 540°C et fonctionnant soit au gaz naturel seul soit au fuel Lourde n° 2 seul, soit en mixte (avec possibilité de secours immédiat au fuel domestique) ; ont été installés.

L'eau d'appoint est obtenue par distillation de l'eau de ville préalablement adoucie dans une station de traitement.

I. 2 CHAUDIERE

La chaudière de construction BABCOCK et WILCOX timbrée à 107 bars à circulation naturelle et chambre de combustion en dépression (10 mm CE), a une capacité maximale de production de 250 t/h en pointe.

La vaporisation continue pour la pleine charge du groupe turbo-alternateur est de 230 t/h.

Les caractéristiques de la vapeur produite entrée turbine sont de 08 bars et 540°C.

I. 2. 1 GENERATEUR DE VAPEUR (Fig 1.1)

La Chambre de Combustion de la chaudière est tapissée de tubes vaporisateurs jointifs à rayonnement. Les brûleurs mixtes fuel lourd et gaz naturel sont disposés en 3 rangées de 3 brûleurs sur la face avant de la chambre de combustion. Les tubes de la façade arrière formant l'écran vaporisateur à convection au niveau du surchauffeur primaire.

Dans l'ensemble des tubes générateurs de vapeur la circulation est naturelle, les tubes d'alimentation étant extérieurs et constitués par 4 colonnes d'alimentation.

Dans la partie haute de la chaudière les fumées traversent les faisceaux des surchauffeurs secondaires et primaires. Ces 2 surchauffeurs sont pendentifs.

Dans la partie arrière les fumées redescendent vers le sol à l'intérieur d'une cage tubulaire en traversant l'économiseur. Les cloisons de cette cage sont tapissées de tubes non jointifs dans lesquels circule la vapeur prélevée dans le ballon de la chaudière et alimentant le collecteur d'entrée du surchauffeur primaire.

Deux tuyauteries relient les collecteurs de sortie du surchauffeur primaire et d'entrée au surchauffeur secondaire. Elles comportent toutes deux un dispositif désurchauffeur par injection de l'eau prélevée au refoulement des pompes alimentaires avant la soupape alimentaire. Le casing de la chaudière est de type intérieur, c'est à dire, de construction identique à celui d'une chaudière

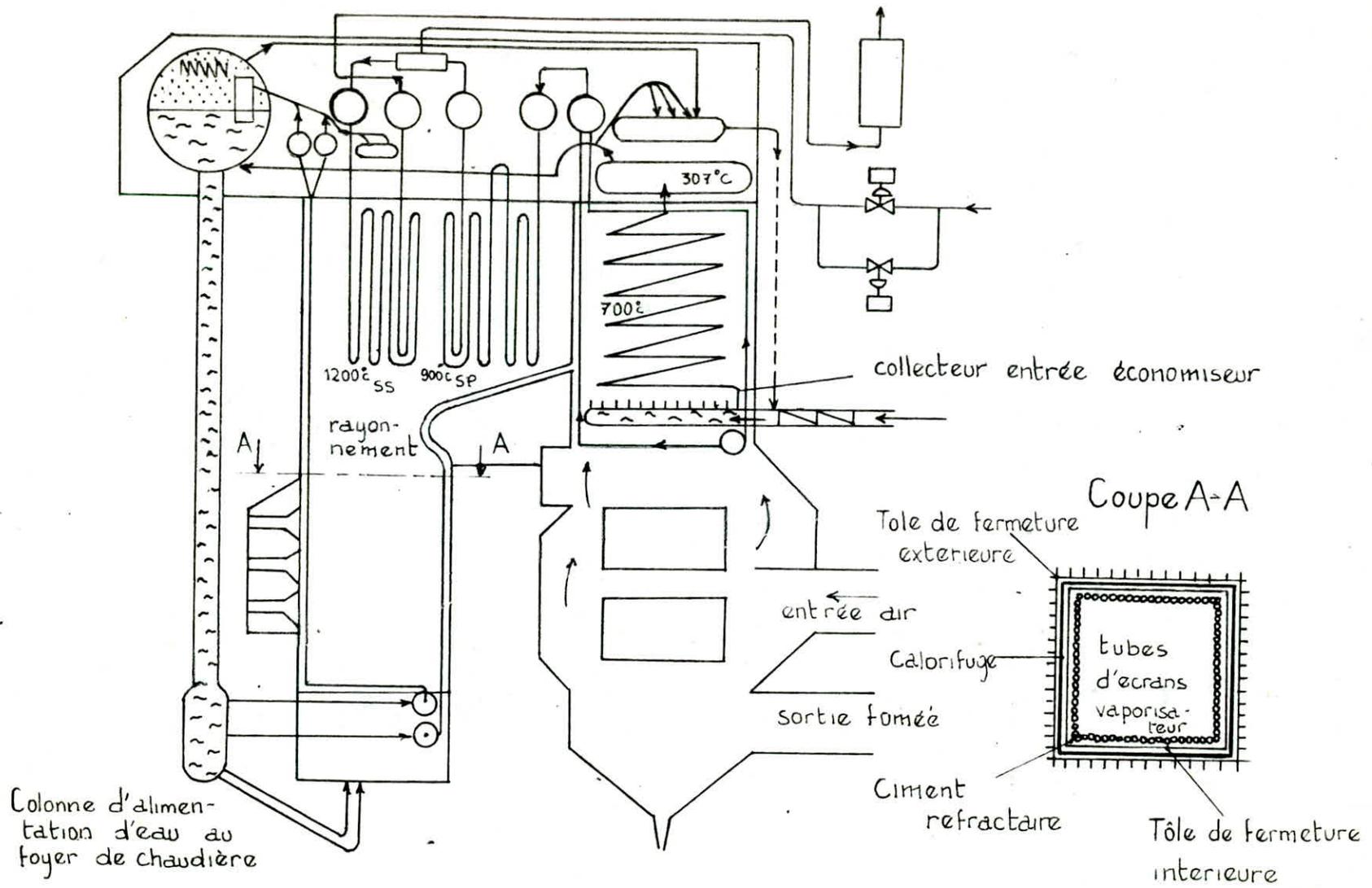


Fig 1.1 Générateur de vapeur

pressurisée afin de réduire les entrées d'air parasite..

L'enveloppe de la chaudière est constituée par :

- un ciment réfractaire appliqué sur les tubes d'écrans
- des tôles plaquées sur le ciment et soudées à leurs parties inférieures et supérieures sur les ceintures
- une épaisseur d'isolant
- une tôle extérieure peinte.

I. 2. 2. RECHAUFFEUR D'AIR

Le réchauffeur d'air du type tubulaire placé à l'arrière de la chaudière se compose de 3 paquets correspondant à 3 parcours d'air possibles.

Par action sur 2 registres la circulation de l'air et des fumées dans ce réchauffeur pourra être :

- Méthodique : c'est à dire que l'air à réchauffer parcourt les paquets de tubes dans l'ordre inverse du parcours des fumées. Cette disposition est adoptée pour la marche au gaz naturel.
- Anti-méthodique - méthodique : pour la marche au fuel lourd à fort pourcentage en soufre (4 %).

Dans ces conditions le parcours de l'air sera anti-méthodique dans les 2 paquets inférieurs (c'est à dire que l'air parcourt les paquets dans le sens des fumées) et méthodique dans le paquet supérieur.

I. 2. 3 BRULEURS

Les brûleurs mixtes fuel et gaz naturel de construction Pillard se composent de :

- un allumeur rétractile à fuel domestique, allumage par étincelles électriques.
- un brûleur à fuel comportant : une canne avec atomiseur et circuit primaire - retour et secondaire pour le fuel lourd N°2 ou une canne (à la place de la précédente) avec atomiseur et circuit aller et retour pour la marche de secours au fuel domestique.
- un brûleur à gaz du type multi-spuds.

Des ventelles de turbulence commandées du pupitre complètent l'équipement du brûleur.

Le lessivage des cannes de brûleurs fuel - lourd s'effectue en place par la vapeur prélevée du transformateur de vapeur.

Les allumeurs sont lessivés à l'air comprimé.

L'allumage des brûleurs s'effectue à partir de la salle de commande.

I. 2. 4 VENTILATEURS - GAINES - CHEMINEES

Les ventilateurs centrifuges sont groupés en 2 lignes d'arbre qui comportent chacune un ventilateur de tirage, un ventilateur de soufflage, un coupleur - variateur hydraulique et un moteur électrique d'entraînement.

Le ventilateur de soufflage règle la vitesse de la ligne d'arbre, le réglage du ventilateur de tirage étant ajusté par action sur les aubages directeurs. Les gaines d'aspiration des ventilateurs de soufflage possèdent un silencieux.

La cheminée métallique de 48m de hauteur repose sur le sol.

I. 3 COMBUSTIBLES

Le générateur de vapeur peut brûler du gaz de Hassi R'Mel et du fuel lourd N°2 simultanément ou indépendamment.

La marche normale permanente est au gaz naturel. En cas de manque de gaz naturel, la chaudière peut brûler du fuel domestique en secours immédiat avant d'être passée au fuel lourd N°2.

I. 3. 1. LE GAZ NATUREL

Le gaz naturel arrive sous une pression de 18 bars à un poste de détente primaire capable d'un débit de $4 \cdot 10^4$ m³/h où il est filtré et détendu à 5 bars.

Ce gaz est exempt naturellement de soufre. Une canalisation commune l'amène dans l'axe de la centrale où il se partage entre les deux chaudières. On rencontre alors par bloc, un poste de sectionnement et de sécurité et un poste de comptage gaz. Puis, en parallèle, un détendeur d'allumage réglé à 0,250 bar et un détendeur principal réglé à 1,6 bar suivi d'une vanne régulatrice modulant la pres-

sion du gaz de 0,12 à 0,75 bar selon la charge. Le circuit est complété par un évent de mise à l'air libre. Le débit de gaz consommé par chaudière atteint 17.000 m³/h à 60 MW.

I. 3. 2. FUEL LOURD N° 2

Le fuel lourd N° 2 approvisionné par pipe du dépôt SONATRACH voisin est stocké dans un tank de 2.500 m³. Ce fuel est ensuite repris par des pompes GUINARD de 100 t/h pour être transféré aux bâches intermédiaires de chaque bloc ; ce qui évite l'utilisation des pompes de garage.

Avant d'être envoyé dans les brûleurs de chaque chaudière, le combustible est préchauffé et filtré, puis aspiré par deux pompes HP SCAM de 28 m³/h à 30 bars, et enfin filtré et chauffé à 110°C. Les dispositifs de régulation maintiennent aux valeurs désirées les températures et les pressions du combustible dans le circuit basse et haute pression. La vapeur utilisée pour réchauffage du mazout provient d'un transformateur de vapeur d'un débit de 7 t/h dont la vapeur de réchauffage est fournie par la vapeur saturée détendue du ballon de chaudière.

Les tuyauteries de mazout sont réchauffées par des tracers à vapeur. Les réservoirs de stockage comportent des serpentins installés au fond des bacs et un réchauffeur situé à la sortie du fuel. Le débit de fuel lourd est de 16 t/h par chaudière, à 60 MW.

I. 3. 3. FUEL DOMESTIQUE

Ce combustible (qui est en réalité du gaz oil teinté) est approvisionné par camion citerne ou pipe et stocké dans un tank de 1250 m³. Il est utilisé pour l'allumage des brûleurs et en secours rapide du gaz naturel.

Une pompe de transfert de 20 m³/h amène le fuel domestique à une bêche intermédiaire de 20 m³ avant d'être repris par une pompe SCAM de 6 m³/h, à 20 bars vers les brûleurs d'allumage.

En secours rapide une pompe HPFL doit être disposée sur le circuit fuel domestique.

I. 4 LES EAUX ET LEUR CONDITIONNEMENT

I. 4. 1 EAU DE MER

L'eau de mer du port d'Alger est utilisée pour la condensation et la réfrigération. Sa température moyenne est de 20°C (extrémum 15°C en Février et 26°C en Septembre).

Elle pénètre Quai de Dunkerque dans un ouvrage de tête obturable par quatre batardeaux à glissière.

Deux galeries souterraines en béton de section rectangulaire canalisent l'eau jusqu'à la station de filtrage qui possède une possibilité de sectionnement total ou par moitié. Elle est constituée de deux puits principaux pour les grilles filtrantes rotatives à panneaux BEAUDREY et un puits d'aspiration pour les 2 pompes de

lavage des grilles et la pompe de chloration. Un dispositif de mesure des pertes de charge met en service automatiquement le nettoyage des grilles. Du chlore est injecté périodiquement en amont des grilles.

En sortant de la filtration, l'eau de mer gagne par 2 galeries parallèles la salle des machines en passant sous le bâtiment de commande.

La fosse des pompes comporte 4 puits d'aspiration principaux (2 par tranche) où sont situées les pompes de circulation des condenseurs principaux et les aspirations des pompes à vide. Dans un puisard central alimenté indifféremment par l'une ou l'autre des 2 galeries se situent les pompes des différents circuits de réfrigération :

- La pompe du condenseur de démarrage
- Les 2 pompes de réfrigération

L'eau de mer utilisée dans les condenseurs principaux et de démarrage, ainsi que dans les réfrigérants d'été d'huile turbine, d'huile transformateurs principaux et d'eau distillée de réfrigération est rejetée Quai de Dieppe par 2 galeries de restitution.

I. 4. 2 EAU DISTILLEE DE REFRIGERATION

Un circuit d'eau distillée par bloc avec bêche supérieure de 30 m³ assure par gravité la réfrigération des coupleurs hydrauliques des pompes alimentaires et des ventilateurs de soufflage - tirage, de l'huile des joints de l'alternateur, de la butée des pompes d'ex-

traction, des compresseurs d'air, des conditionneurs d'air de la salle de commande et relayage et des échantillons pour automates chimiques.

L'eau arrive dans une bêche inférieure de 10 m³ où elle est reprise par des moto-pompes pour retourner à la bêche supérieure après réfrigération à l'eau de mer.

I. 4. 3 EAU D'APPOINT

L'eau d'appoint du cycle est obtenue par distillation.

Le distillateur alimenté par le soutirage 3 envoie la vapeur secondaire produite et la purge primaire dans le réchauffeur-dégazeur-condenseur BP 3. Il se constitue d'un corps de chauffe tubulaire vertical, un ballon vaporisateur latéral au corps de chauffe comportant dans sa partie supérieure : un dégazeur d'eau adoucie et laveur de vapeur produite et un séparateur d'eau type COCHRANE à choc et double effet. Son débit est de 6,5 t/h à la pleine charge du groupe.

I. 4. 4 CONDITIONNEMENT DES EAUX

I. 4. 4. 1 EAU DE MER

Une station de chloration introduit du chlore en amont de la station de filtrage eau mer. Ce chlore sert :

- à détruire les micro-organismes qui pourraient proliférer sur les parois des tubes de condenseurs ou d'échangeurs retenant des matières organiques et abaissant ainsi les coefficients d'échange.
- à empêcher une trop grande prolifération de la faune et de la flore marine sur les parois des galeries eau de mer.

La station de chloration se compose :

- d'un hall de stockage des tanks à chlore liquide d'une contenance de 1000 kg chacun.
- d'une station de détente et de dosage de chlore.
- d'un poste d'injection constitué d'une pompe à eau de mer, d'un injecteur aspirant et entraînant le chlore du doseur et de diffuseurs disposés dans la galerie en amont des grilles BEAUDREY.

La cadence d'injection automatique est réglée par 6 injections par jour de 20 minutes chacune.

La teneur en chlore libre est alors de 1 à 2 mg/l à l'entrée des condenseurs principaux.

I. 4. 4. 2 EAU DE VILLE

Pour éviter les incrustations rapides des distillateurs par l'eau de ville d'Alger qui possède une dureté hydrométrique totale de 30°F (1°F = 5 mg de sel par litre), cette eau est traitée dans une station de traitement de l'eau brute conçue et réalisée par

AQUAZUR - DEGREMENT. Ce traitement est réalisé par étapes allant de la floculation jusqu'à l'adoucissement :

- La floculation et la décarbonatation sont réalisées dans un " accélérateur ". La chaux précipite les bicarbonates.

L'aluminate de soude et le chlorure ferrique favorisent la précipitation des substances colloïdales et en particulier la silice colloïdale.

- La filtration de l'eau décarbonatée
- L'adoucissement par permutation sodique des ions Ca et Mg des sels dissous sur des résines échangeuses d'ions en cycle Na.

L'eau adoucie après avoir été conditionnée au phosphate trisodique est stockée dans une bache d'eau adoucie.

I. 4. 4. 5 EAU D'EXTRACTION

Pour maintenir le PH de l'eau du cycle à $9 \pm 0,2$ il est prévu :

- une injection de morpholine dans les purges du réchauffeur BP 3 par une pompe doseuse lorsque le distillateur est en marche.
- une injection d'appoint à l'aspiration des pompes d'extraction.
- une injection permanente d'hydrazine par pompe doseuse (ainsi que des injections de chocs aux démarrages et arrêts) est effectuée à l'aspiration des pompes d'extraction pour éliminer l'oxygène dissous après dégazage.

I. 4. 4. 4 EAU DE CHAUDIERE

L'alcalinité par la morpholine et l'hydrazine de l'eau d'alimentation est complétée par du phosphate trisodique qui assure de plus une réserve anti-incrustante.

Le PH en chaudière est ainsi maintenu à 9,5 par injection intermittente de phosphate disodique ou trisodique.

I. 4. 4. 5 EAU DISTILLEE DE REFRIGERATION ET EAU DU SECONDAIRE DU TRANSFORMATEUR DE VAPEUR

Ces eaux dont les appoints sont fournis par les bâches de réserve des blocs sont conditionnées au phosphate trisodique et à l'hydrazine pour éviter la corrosion des circuits.

I. 5 TURBINE ET POSTE D'EAU

I. 5. 1 TURBINE

La turbine de construction Société des Forges et Ateliers du CREUSOT (Usines SCHNEIDER) licence WESTINGHOUSE, combinée à action et à réaction, à double flux d'échappement, comporte deux corps :

- Un corps HP composé d'une roue double à action, de 26 étages à réaction et d'un tambour d'équilibrage.

- Un corps BP comportant 2 fois 8 étages à réaction.

Les soutirages sont au nombre de 6 (4 sur corps HP et 2 sur corps BP)

La vapeur est admise à la turbine par 2 vannes d'arrêt suivies de 2 boîtes de 3 soupapes de réglage.

L'injection est du type à "admission partielle" dans 5 secteurs d'injections avant roue double : le secteur 1 étant alimenté par 2 soupapes.

Chaque rotor repose sur 2 paliers et les accouplements sont rigides.

Une butée MITCHELL est située dans le palier avant de la turbine.

Le point fixe de la turbine est situé sur le corps BP dans l'axe du condenseur. Une pompe à huile centrifuge en bout d'arbre assure le graissage et la régulation de la turbine. Deux pompes à courant alternatif assurent le secours de la pompe principale. Une troisième à courant continu assure le secours du graissage.

I. 5. 2 CONDITIONNEMENT DE LA VAPEUR

Pour réaliser des conditions correctes de démarrage de la turbine, il faut que la vapeur à l'admission soit à une température fonction du temps d'arrêt de la turbine.

Pour cela, une tuyauterie avec vanne motorisée de réglage a été installée :

- sur la nourrice de vapeur, sortie chaudière
- sur la tuyauterie en Y à l'amont des vannes d'arrêt.

Cette vapeur après détente et saturation dans un ballon désurchauf-

feur est dirigée sur un condenseur parcouru par l'eau de mer. La purge de ce dernier fait retour par gravité au ballon de détente et une pompe de reprise la refoule aux bâches de réserve de l'un ou l'autre bloc.

I. 5. 3 POSTE D'EAU (Fig 1.2).

L'eau d'extraction aspirée dans les puits du condenseur par une moto-pompe SULZER (01) plein débit vertical à vitesse constante parcourt successivement :

- Les réfrigérants d'été (2 réfrigérants non by-passables en parallèle) (02).
- Les réfrigérants d'hydrogène (4 réfrigérants installés dans la carcasse de l'alternateur) (03).
- Le réchauffeur BP1 (fig 1.3) de type tubulaire horizontal avec refroidisseur de purge incorporé (04)
- Le réchauffeur BP2 de type tubulaire horizontal avec refroidisseur de purge incorporé (05).
- Le réchauffeur vertical BP3 (06) (servant également de condenseur du distillateur (07)) avec :`condenseur tubulaire à la partie supérieure, dégazeur de condensat type COCHRANE à équi-courant et à plaques, dans sa partie médiane, refroidisseur de purge tubulaire à la partie inférieure.

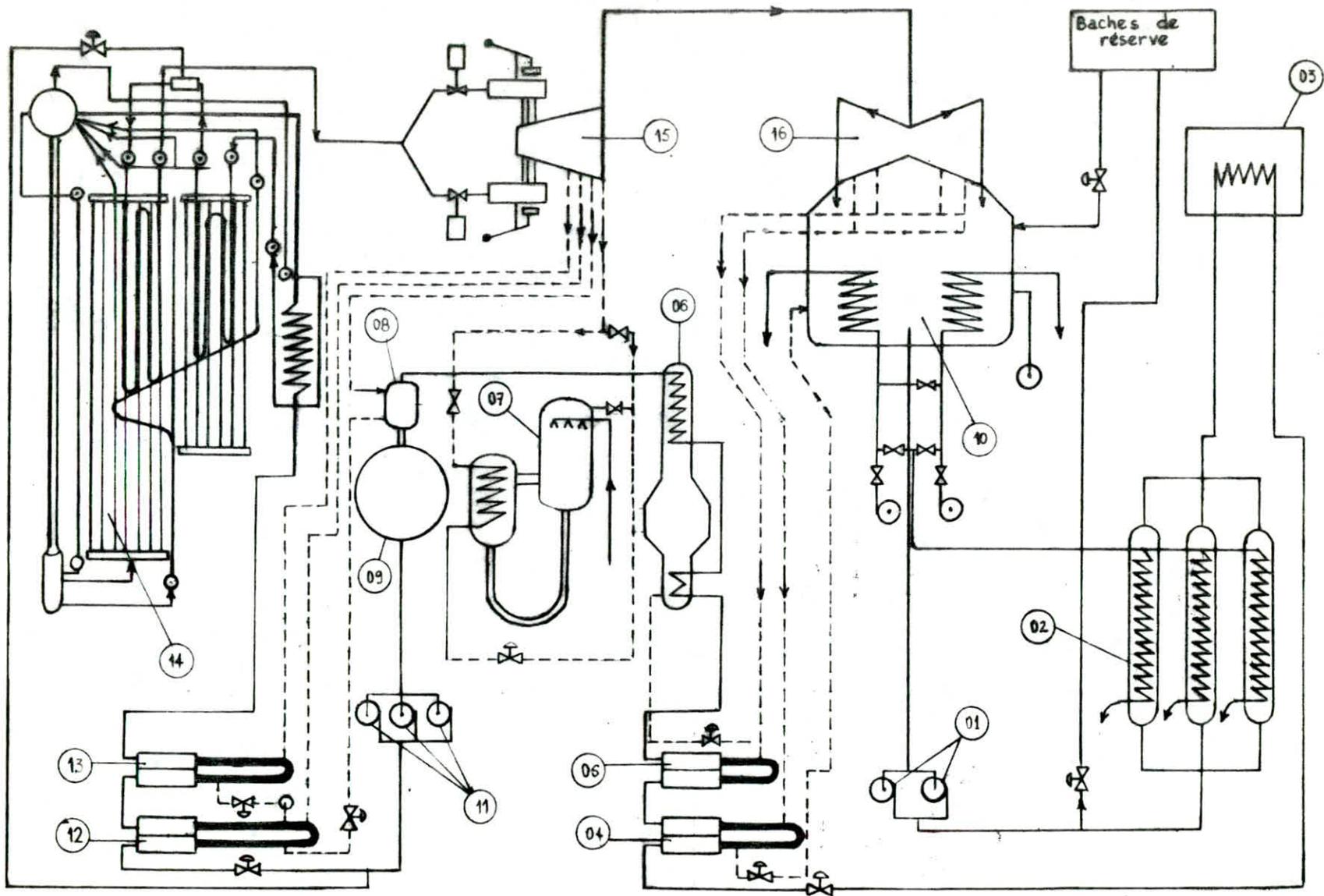
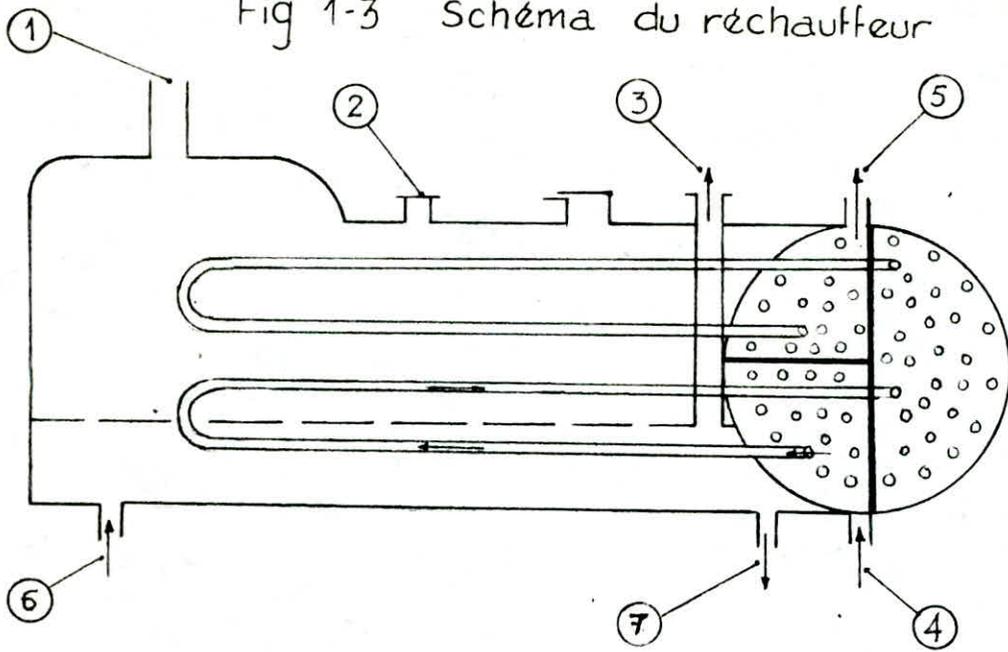


Fig 1.2 Schéma du circuit principal eau-vapeur

- ① Pompes d'extraction
- ② Réfrigérants d'été
- ③ Réfrigérant H₂
- ④ Réchauffeur basse pression n°1 (BP1)
- ⑤ Réchauffeur BP2
- ⑥ Réchauffeur BP3
- ⑦ Distillateur
- ⑧ Réchauffeur BP4
- ⑨ Bâche alimentaire
- ⑩ Condenseur principal du groupe
- ⑪ Pompes alimentaires
- ⑫ Réchauffeur HP5
- ⑬ Réchauffeur HP6
- ⑭ Chaudière

Fig 1-3 Schéma du réchauffeur



- ① Arrivée vapeur turbine
- ② Arrivée incondensables du R2
- ③ Sortie incondensables R1
- ④ Entrée eau extraction
- ⑤ Sortie eau extraction
- ⑥ Entrée condensats du R2
- ⑦ Sortie condensats du R1 vers condenseur

- Le réchauffeur BP4 (08) qui est un réchauffeur dégazeur par mélange est situé au dessus de la bêche alimentaire (09).

Cet ensemble constitue le poste de réchauffage basse pression.

L'évacuation des purges s'effectue en cascade du BP3 vers BP2, du BP2 vers BP1 et du BP1 vers le condenseur principal du groupe (10). Sur incident les réchauffeurs BP1 - BP2 et BP3 peuvent être isolés individuellement.

La bêche alimentaire constitue une réserve d'eau en charge à l'aspiration des pompes alimentaires (11). Pendant les périodes de démarrage et de marche à faible charge, la pression dans la bêche est maintenue à une valeur correcte par la vapeur détendue provenant de la chaudière ou du soutirage 6.

Les 3 pompes alimentaires SULZER à axe horizontal sont des pompes demi-débit. Elles sont entraînées par des ensembles moto - multiplicateur - coupleur - variateur de vitesse et tournant à pleine charge à 4640 tr/mn.

Ces pompes alimentaires refoulent l'eau à travers les 2 réchauffeurs HP (12) et HP (13) horizontaux à zone de désurchauffe et refroidisseur de purge incorporés. En cas d'incident, l'ensemble des réchauffeurs HP5 et HP6 est by-passé. Les condensats s'écoulent en cascade vers le réchauffeur dégazeur BP4 ou vers un pot de détente aux faibles charges. L'évacuation des purges de ce pot s'effectuant au condenseur principal du groupe.

A la sortie du poste de réchauffage HP la température de l'eau d'alimentation est de 240°C à la pleine charge.

L'eau est refoulée vers la chaudière (14) où elle est vaporisée ; à la sortie de cette dernière, la vapeur va se détendre dans la turbine haute pression (15), puis dans la turbine basse pression avant de rejoindre une nouvelle fois le condenseur.

I. 6 LE CONDENSEUR

I. 6. 1 GENERALITES SUR LES CONDENSEURS

I. 6. 1. 1 DEFINITION

Dans une Centrale Thermique à vapeur, on désigne par condenseur un appareil dont la fonction principale est de condenser une certaine quantité de vapeur provenant des échappements de la turbine basse-pression sous une pression aussi faible que possible et permettant ainsi d'accroître la détente de la vapeur dans la turbine. Le condenseur fixe la température de la source froide qui intervient dans le calcul du rendement d'un cycle thermodynamique, au même titre que le générateur de vapeur fixe la température de la source chaude de ce cycle.

I. 6. 1. 2 UTILITE DU CONDENSEUR

Pour montrer l'utilité d'un condenseur comme organe essentiel dans une centrale thermique, prenons l'exemple suivant :

Considérons une tranche de production : elle comprend essentiel-

lement un générateur de vapeur et un turbo-alternateur ; nous supposons que :

- La turbine est sans resurchauffe et ne possède pas de soutirage de vapeur.

- Les caractéristiques de la vapeur surchauffée sont :

Température $T_1 = 540^\circ\text{C}$; Pression $P_1 = 88$ bars

L'enthalpie de cette vapeur H_1 , tirée du diagramme de MOLLIER vaut $H_1 = 3484$ KJ/Kg.

Après cette simplification, évaluons le rendement du cycle pour les cas où :

- La centrale est dotée d'un condenseur
- La centrale fonctionne sans condenseur

(Voir fig 1.4)

a) La centrale est dotée d'un condenseur

La vapeur surchauffée se détend dans la turbine jusqu'au condenseur. Si la température est $T_v = 32,5^\circ\text{C}$ à son entrée dans le condenseur, son enthalpie est alors égale à $H_v = 2556$ KJ/Kg, la quantité de chaleur transformée en énergie mécanique dans la turbine est :

$$H_1 - H_v = 3484 - 2556 = 928 \text{ KJ/Kg}$$

La vapeur condensée est utilisée comme eau d'alimentation de la chaudière, soit T_c la température de cette eau et H_c son enthalpie $T_c = 32^\circ\text{C}$ alors $H_c = 134$ KJ/Kg.

La quantité de chaleur nécessaire pour transformer cette eau en

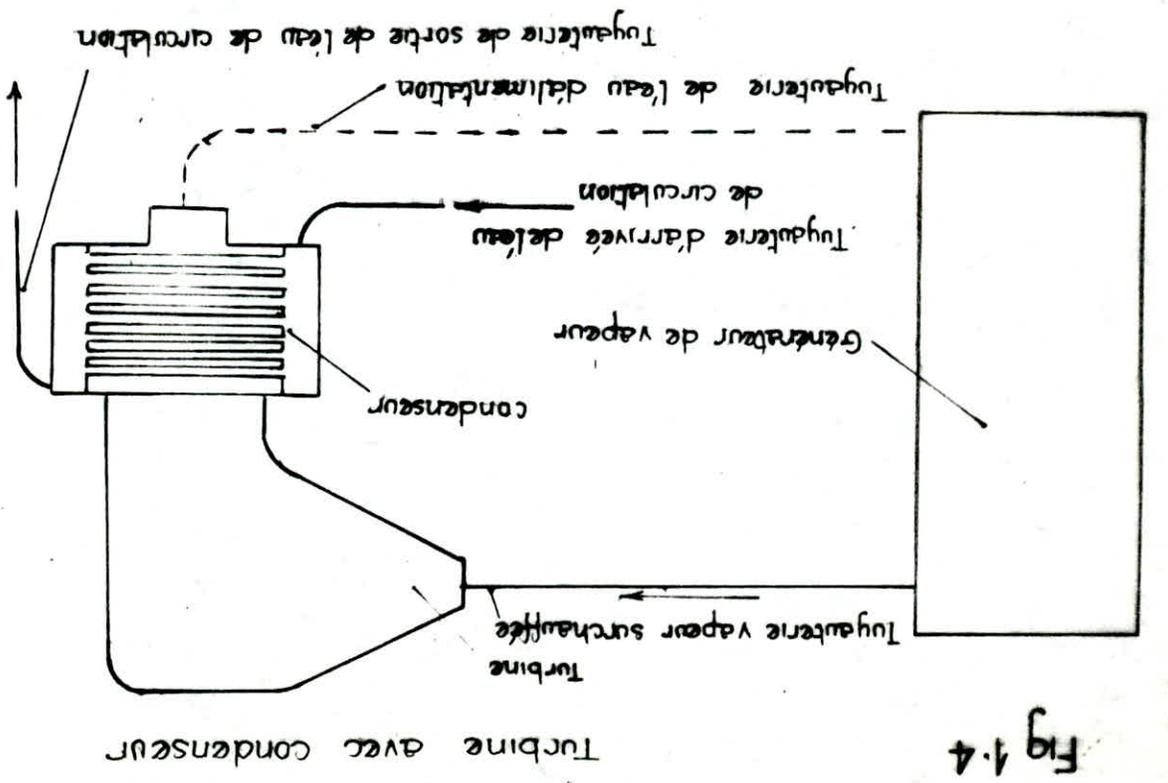
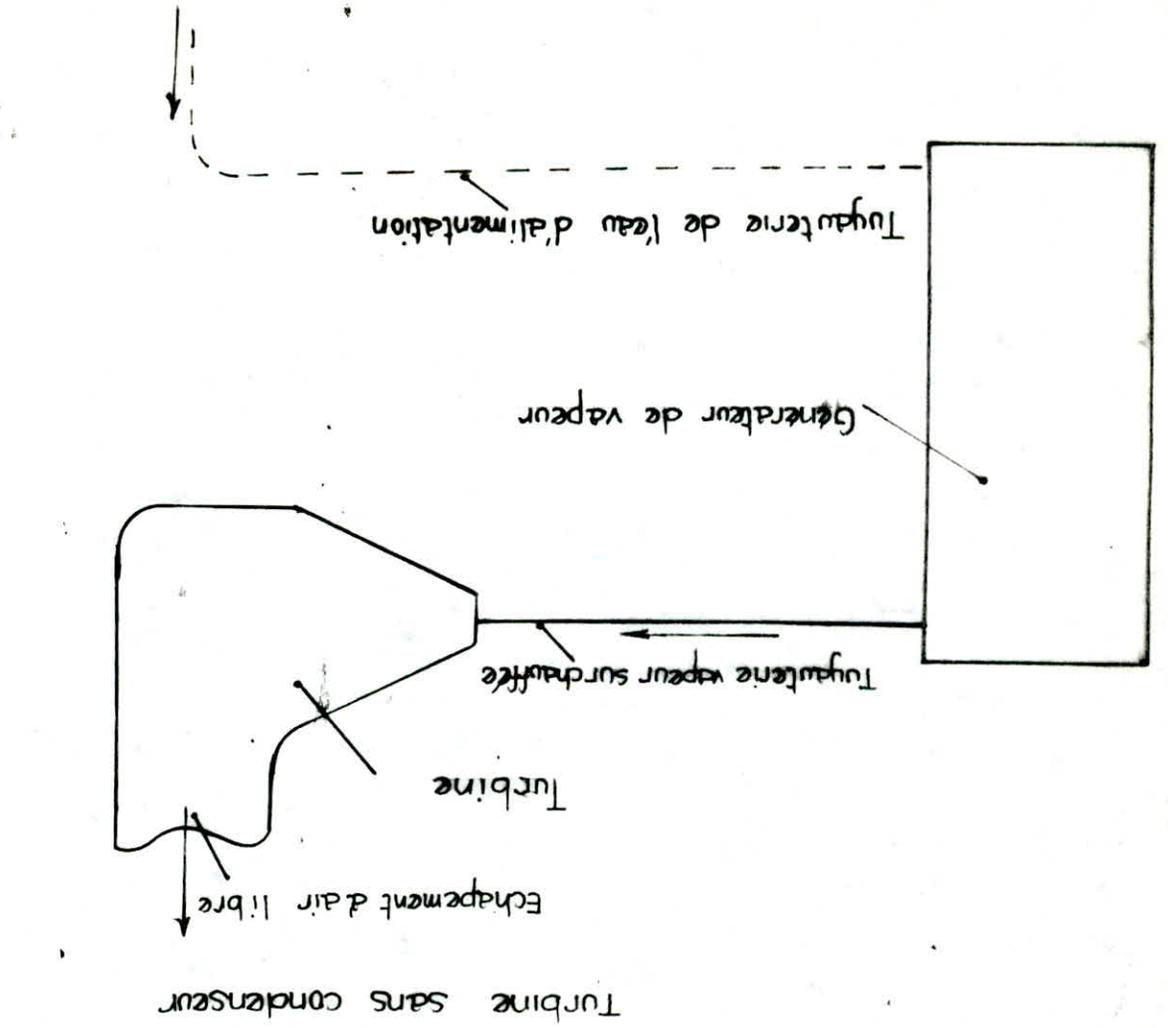


Fig 1.4

vapeur est de :

$$H_1 - H_c = 3484 - 134 = 3350 \text{ KJ/Kg.}$$

Par définition le rendement du cycle est :

$$\eta_c = \frac{H_1 - H_v}{H_1 - H_c} = \frac{928}{3350} = 0,2770$$

$$\eta_c = 27,70 \%$$

b) Centrale sans condenseur

Dans ce cas, la vapeur après détente dans la turbine s'échappe librement à l'atmosphère, c'est à dire à la pression atmosphérique avec une température T_v de l'ordre de 100°C , soit H_v l'enthalpie de cette vapeur, puisque $T_v = 100^\circ\text{C}$ alors $H_v = 2671 \text{ KJ/Kg.}$

La quantité de chaleur transformée en énergie mécanique dans la turbine est :

$$H_1 - H_v = 3484 - 2671 = 813 \text{ KJ/Kg.}$$

En supposant que l'eau utilisée pour l'alimentation de la chaudière ait les mêmes caractéristiques T_c et H_c que celle condensée dans le cas précédent :

$$\text{Soit } T_c = 32^\circ\text{C} \text{ et } H_c = 134 \text{ KJ/Kg.}$$

La quantité de chaleur nécessaire pour transformer cette eau en vapeur surchauffée est la même que précédemment :

$$\text{Soit : } H_1 - H_c = 3350 \text{ KJ/Kg.}$$

Le rendement du cycle est :

$$\eta'_c = \frac{H_1 - H_v}{H_1 - H_c} = \frac{813}{3350} = 0,2427$$

$$\eta'_c = 24,27 \%$$

c) Conclusion

L'utilisation d'un condenseur :

- Améliore le rendement du cycle. Dans l'exemple choisi le rendement passe de 24,27 % pour la turbine sans condenseur à 27,70 % pour la turbine avec condenseur.
- Le condenseur condense la vapeur d'échappement de la turbine, l'eau condensée sert à nouveau à l'alimentation du générateur de vapeur. Si la turbine n'a pas de condenseur l'eau d'alimentation de ce générateur n'est pas récupérée.

I. 6. 1. 3 RÔLE DU CONDENSEUR

Le rôle principal du condenseur est de recevoir et condenser la vapeur provenant des échappements de la turbine, sous une pression aussi faible que possible afin d'accroître la détente de la vapeur dans la turbine. Il reçoit également :

- En marche normale, les condensats provenant des réchauffeurs basse-pression de l'eau d'alimentation du générateur de vapeur ; ainsi que l'eau et la vapeur des purges de divers appareils.
- Au démarrage, aux basses charges, les condensats des réchauffeurs d'eau d'alimentation haute pression du générateur de vapeur, par l'intermédiaire de ballon de purges.

I. 6. 1. 4 CLASSIFICATION ET MODE OPERATOIRE

Les condenseurs se classent en deux catégories selon les appli-

cations auxquelles ils sont destinés.

a) Condenseur par mélange

La condensation de la vapeur dans un condenseur par mélange se fait par pulvérisation d'eau froide dans la vapeur. L'eau condensée se mélange donc avec l'eau de refroidissement et ne peut pas être récupérée pour l'alimentation des générateurs de vapeur.

De plus, pour obtenir un vide normal dans le condenseur on est obligé d'extraire non seulement l'air qui s'est introduit dans la vapeur avant son entrée dans le condenseur, mais aussi la quantité d'air importante contenue dans l'eau de refroidissement.

Pour ces deux raisons, le condenseur par mélange n'est pas utilisé dans les centrales pour la condensation de la vapeur d'échappement des turbines.

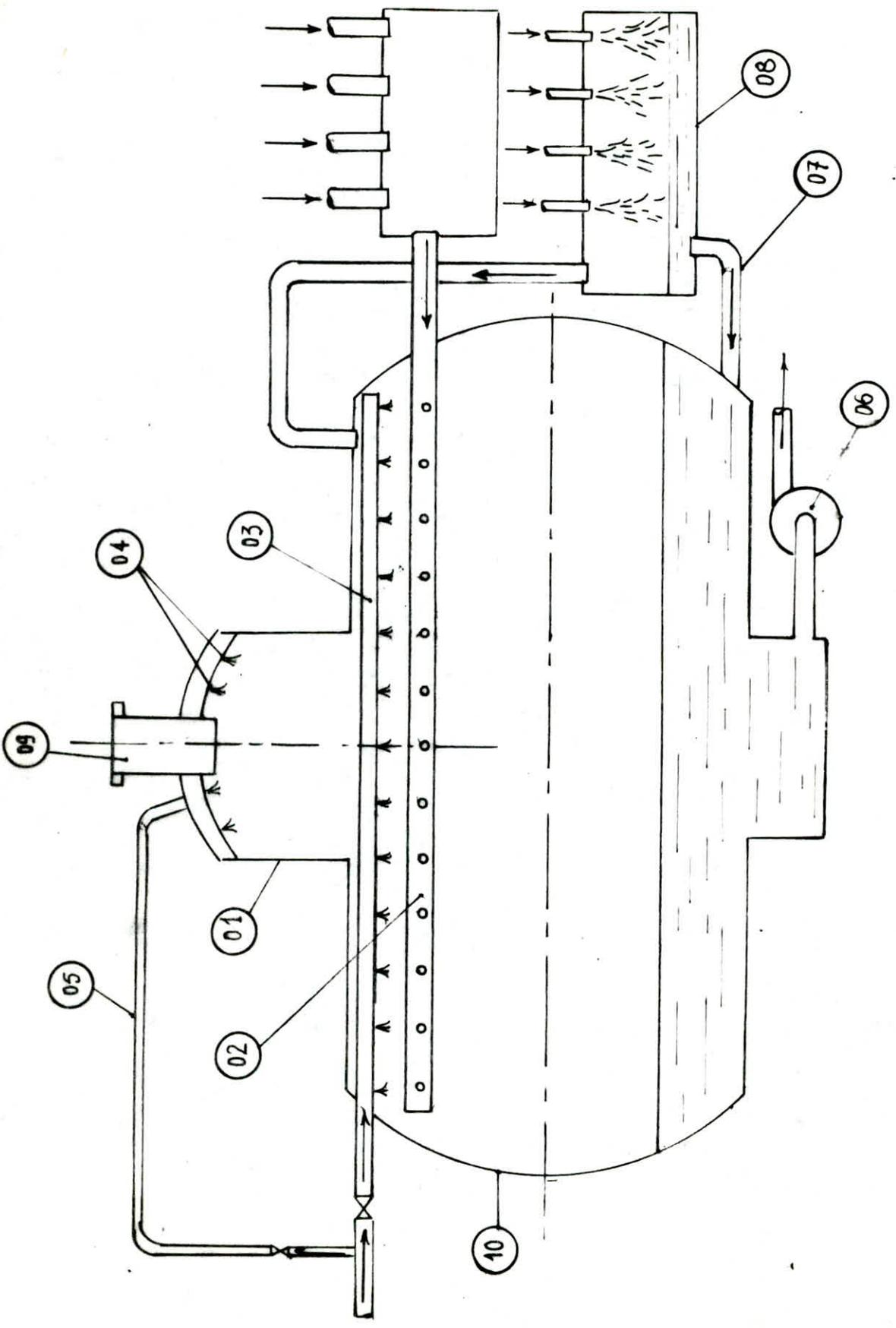
Dans les centrales, on utilise les condenseurs par mélange pour la condensation des purges de vapeur qui sont envoyées dans un ballon de purges.

L'eau de refroidissement peut-être prélevée dans les baches de réserve d'eau d'appoint, on récupère ainsi la plus grande partie de la chaleur contenue dans les purges.

La figure (1.5) représente un ballon de purge, il comprend :

- Un corps (10) avec un dôme à sa partie supérieure (01)
- Une rampe de répartition de la vapeur de purge dans le réservoir (02)
- Une rampe de pulvérisation (03) qui reçoit la plus grande partie de l'eau de refroidissement (des pulvérisateurs situés

Fig 1-5 Ballon de pulvérisation



- ① Dôme
- ② Rampe de répartition
- ③ Rampe de pulvérisation
- ④ Pulvérisateurs
- ⑤ Arrivée d'eau de refroidissement
- ⑥ Pompe d'extraction
- ⑦ Arrivée des purges
- ⑧ Bac collecteur
- ⑨ Evacuation à l'air libre
- ⑩ Corps

dans le dôme (04) sont alimentés par une déviation de l'eau de refroidissement (05)

- Une pompe d'extraction (06) du mélange d'eau condensée et d'eau de refroidissement.
- Une arrivée des purges d'eau (07) venant d'un bac collecteur (08), la vapeur dégagée par les purges dans le bac collecteur est dirigée dans le ballon.
- Une tuyauterie pour l'évacuation à l'atmosphère (09) de la vapeur qui n'aurait pas été condensée dans le ballon.

b) Condenseur par surface (Fig 1.6)

La vapeur d'échappement de la turbine se condense au contact extérieur des tubes froids (01) du faisceau tubulaire parcouru intérieurement par l'eau de circulation.

L'eau condensée recueillie dans le puits (02) est aspirée par la pompe d'extraction (03). Elle est utilisée à nouveau pour l'alimentation de la chaudière.

L'eau de circulation est prise dans la rivière qui doit fournir le débit d'eau suffisant pour la condensation de la vapeur ou de la mer. Une pompe de circulation (04) aspire cette eau et la refoule à l'intérieur des tubes du faisceau tubulaire en passant par la boîte à eau d'entrée (05) dont le rôle est de canaliser cette eau et d'en diminuer la vitesse à l'entrée dans le condenseur afin de garantir une bonne répartition du débit entre les tubes du faisceau. L'arrivée de l'eau dans la boîte se fait

- ① Tube du condenseur
- ② Puits
- ③ Pompe d'extraction
- ④ Pompe de circulation
- ⑤ Boite à eau d'entrée
- ⑥ Boite à eau de sortie
- ⑦ Raccordement d'aspiration

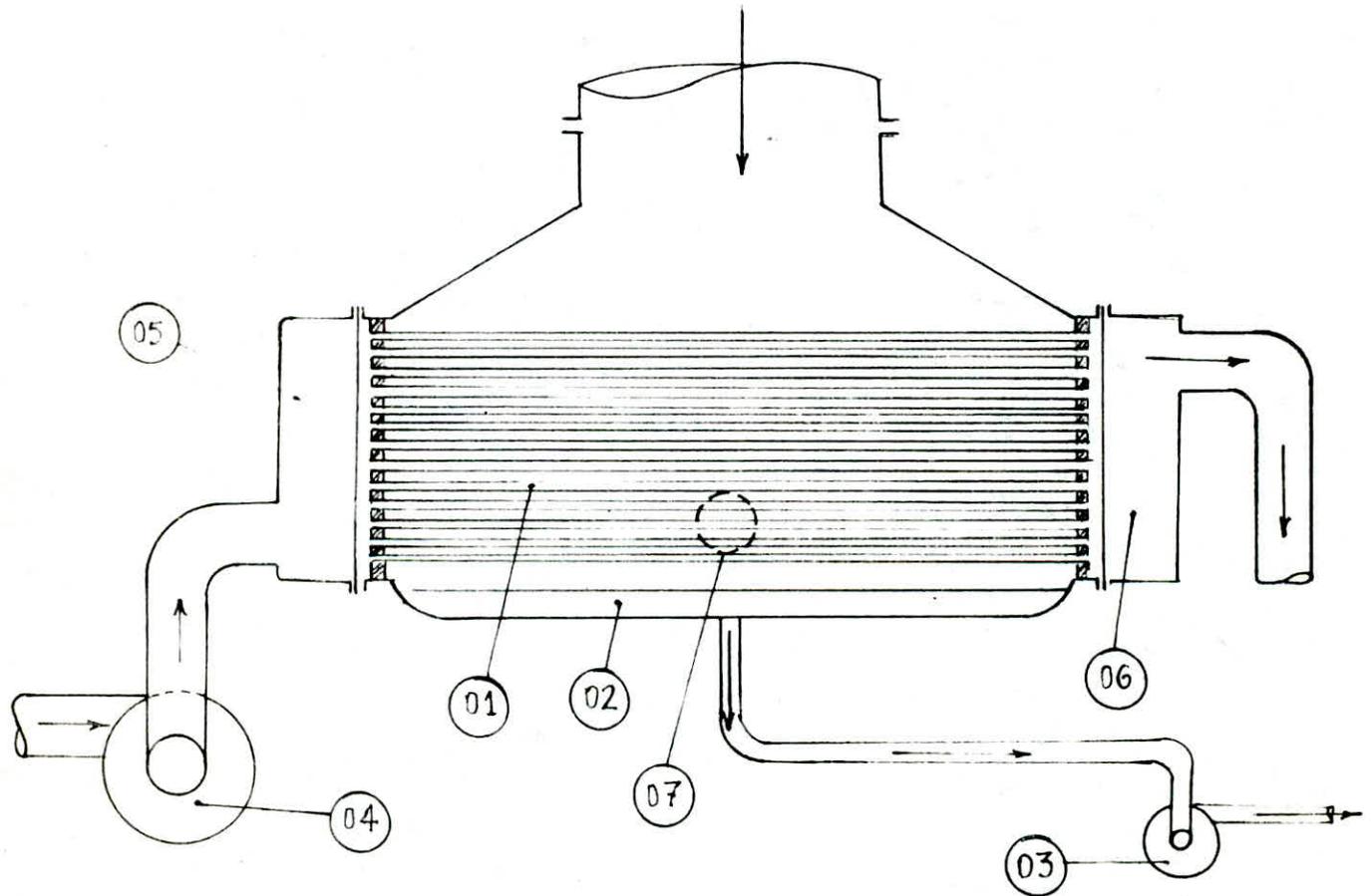


Fig 1.6
Condenseur par surface

par la partie inférieure. 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 (06) qui collecte et canalise les différents filets d'eau vers les conduites de rejet, avec le minimum de pertes de charges. L'eau retourne ensuite à la rivière à l'aval de l'endroit où elle a été prélevée, ou à la mer.

Quand le débit de la rivière est insuffisant, l'eau de circulation, à sa sortie du condenseur est envoyée dans un réfrigérant atmosphérique. L'eau sortant de ce réfrigérant sert à nouveau à la condensation de la vapeur dans le condenseur.

L'air qui s'est introduit dans le condenseur est aspiré au moyen d'éjecteurs ou de pompes à vide.

La tuyauterie d'aspiration (07) de ces appareils est raccordée à une manchette située vers le bas du condenseur.

I. 6. 1. 5 VIDE ET PRESSION DE VAPEUR DANS LE CONDENSEUR

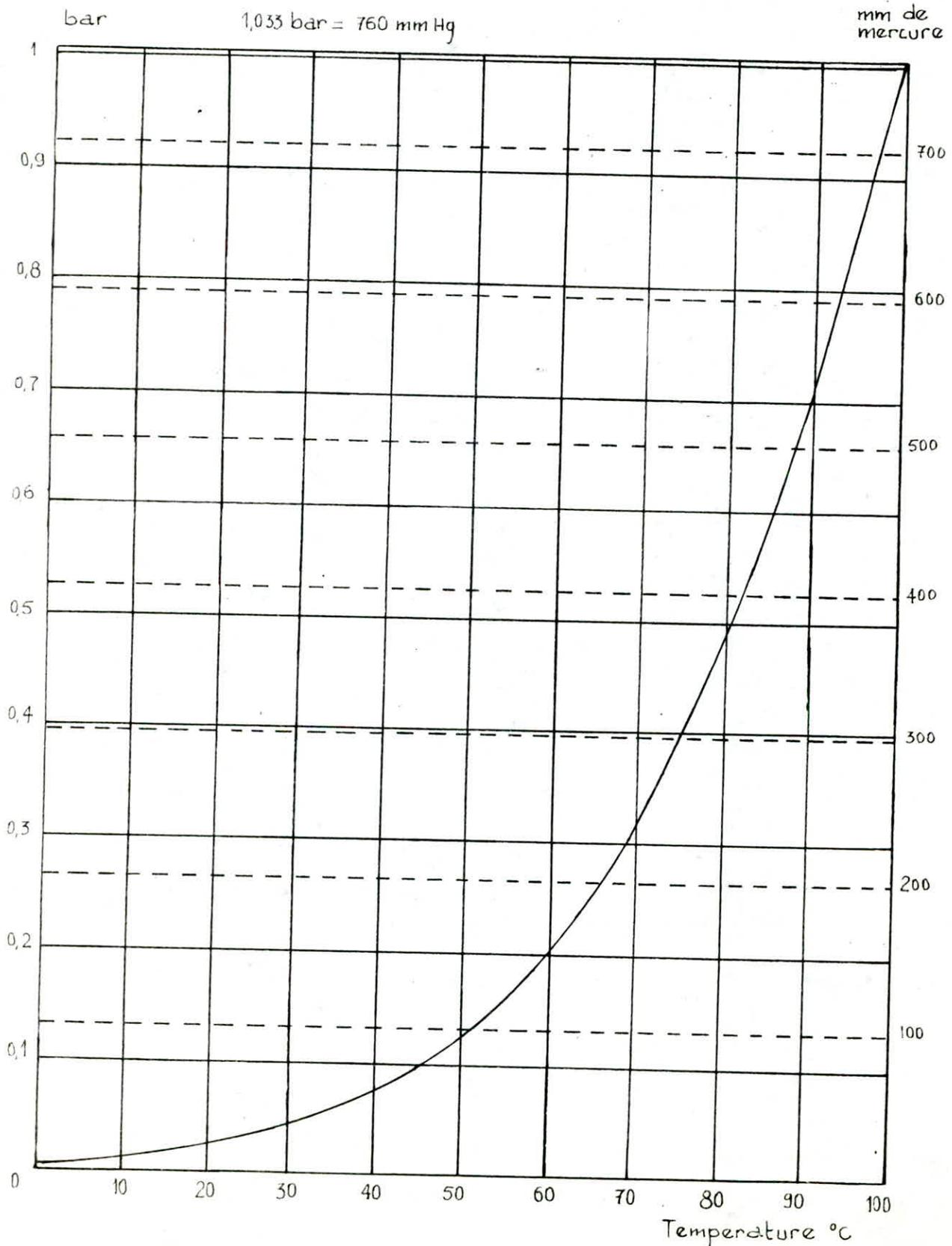
Quand un liquide et sa vapeur, par exemple l'eau et la vapeur d'eau, sont en contact dans un réservoir quelconque, les températures de l'eau et de la vapeur sont les mêmes.

A une pression de vapeur correspond une température bien définie et à une température de l'eau ou de la vapeur correspond une pression bien définie.

En se référant à la courbe (1.1), on constate que plus la pression de vapeur est faible, plus la température est basse.

Courbe 11 : Pression de la vapeur
d'eau saturée
en fonction de sa température

33.



Le condenseur représente la source froide dans le cycle thermodynamique de la centrale. L'énoncé du deuxième principe de la thermodynamique par CARNOT dit : "Pour produire du travail un système décrivant un cycle fermé doit recevoir de la chaleur d'une source chaude et en restituer à une source froide".

Le rendement du cycle est donné par la formule :

$$\eta_c = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

T_f : Température de la source froide, fixée par le condenseur

T_c : Température de la source chaude

On voit que pour augmenter le rendement il faut diminuer T_c par conséquent, pousser le vide dans le condenseur.

Dans le condenseur la pression totale P_t est égale à la somme des pressions partielles de la vapeur P_v et de la pression de l'air P_a

$$P_t = P_v + P_a$$

La vapeur avec l'air qu'elle contient passe dans le faisceau tubulaire à une vitesse peu élevée ; la perte de charge est donc faible. On peut ainsi considérer que la pression totale P_t est sensiblement la même en tout point du condenseur $P_t = \text{cste}$.

La température n'est pas uniforme dans le condenseur du fait que la température de l'eau de circulation varie pendant son parcours à l'intérieur des tubes composant le faisceau.

La vapeur a sa pression partielle maximale P_{vm} au point du condenseur où la température T_m est maximale, et sa pression minimale P_{vm} au point où la température T_m est minimale.

Comme la pression totale P_t varie peu d'un point à un autre du

condenseur, la pression de l'air est :

- Maximale et égale à P_{am} au point le plus froid.
- Minimale et égale à P_{am} au point le plus chaud.

On peut donc écrire :

$$P_t = P_{vm} + P_{am}$$

$$P_t = P_{vm} + P_{am}$$

La détente de la vapeur dans la turbine est d'autant plus complète que la pression totale dans le condenseur est plus faible ou, autrement dit, que le vide au condenseur est plus élevé. La consommation de la turbine par kilowatt-heure produit est, de même d'autant plus faible que la détente de la vapeur est plus poussée ; c'est à dire que le vide est plus parfait.

Le vide au condenseur est d'autant plus élevé que la pression partielle de la vapeur et la pression partielle de l'air dans le condenseur sont plus faibles.

La pression partielle de la vapeur dépend des conditions d'échange de la chaleur entre la vapeur et faisceau tubulaire du condenseur. La pression partielle de l'air est d'autant plus élevée que les rentrées d'air sont importantes dans les parties du circuit de vapeur où règne un vide partiel.

L'extraction de l'air du condenseur se facilite en le refroidissant le plus possible avant son aspiration par la pompe, on diminue ainsi son volume et la quantité de vapeur dans le mélange air - vapeur aspiré.

I. 6. 2 CONDENSEUR D'ALGER-PORT

I. 6. 2. 1 DISPOSITION D'ENSEMBLE (Fig 1.7)

Le condenseur de la Centrale d'Alger-Port est à double parcours nettoyable par moitié en marche. Il est composé des éléments suivants :

- Corps de section rectangulaire (1) avec puits d'eau condensée (2)
- Manchette de raccordement (3) entre turbine et condenseur
- Une boîte à eau entrée et sortie (4) d'eau de circulation divisée en 4 compartiments :

D'une part, par une cloison verticale médiane

D'autre part, par une cloison horizontale assurant la double circulation dans chacune des deux moitiés créées par la cloison verticale.

Cette boîte porte les deux tubulures d'entrée et les deux tubulures de sortie d'eau de circulation de diamètre 1000 mm.

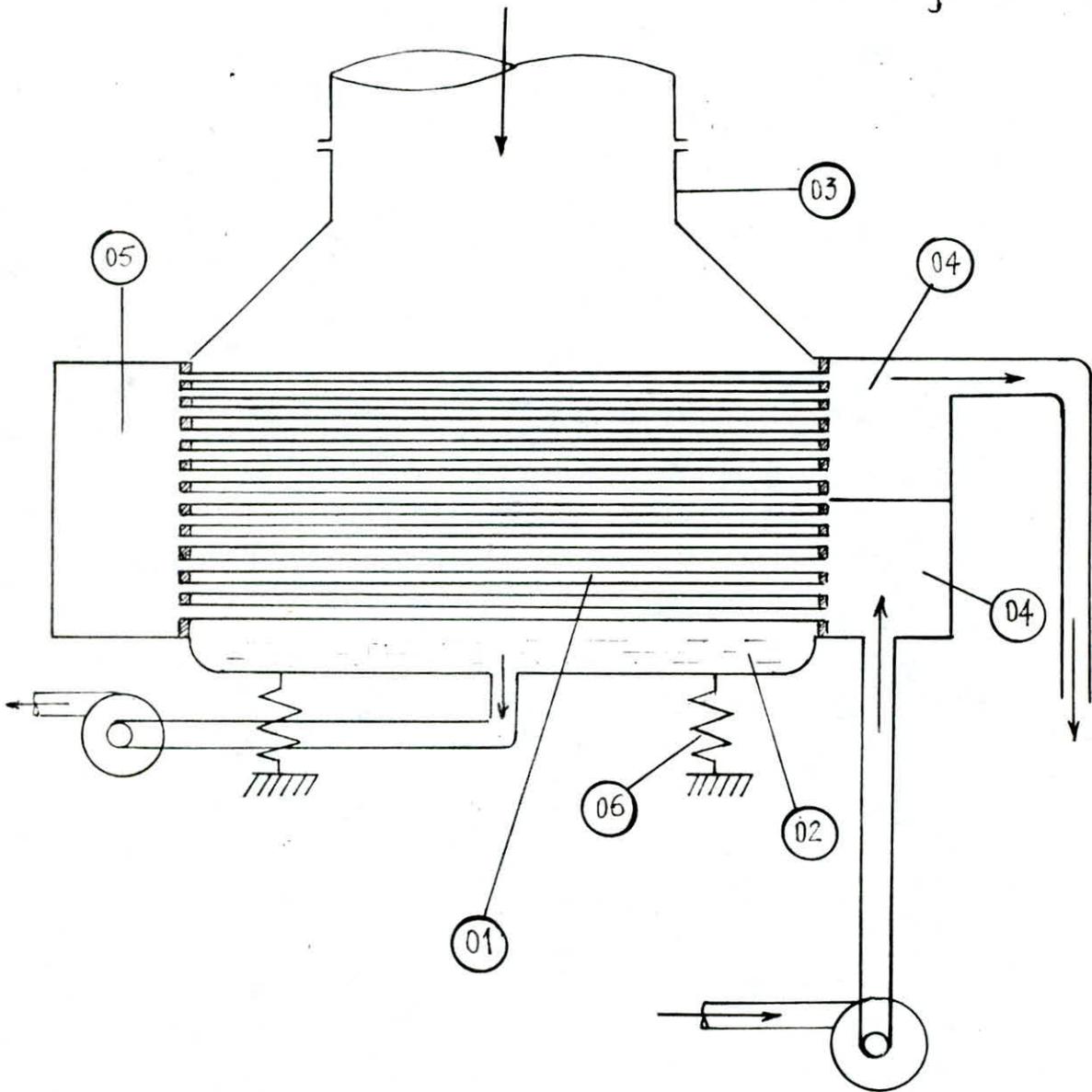
- Une boîte à eau (5) côté opposé à celle-ci dessus divisée en deux compartiments par une cloison médiane.
- Le corps repose sur un système de suspension à ressorts (6)

I. 6. 2. 2 ENVELOPPE ET SUSPENSION

L'enveloppe comprend :

- Un corps de section rectangulaire en tôle d'acier soudée et renforcée. Il porte un soufflet de dilatation capable de résorber les différences de dilatation entre tubes et enveloppe.

Fig 1.7 Disposition d'ensemble
du condenseur d'Alger-Port



- ① Corps du condenseur
- ② Puits
- ③ Manchette de raccordement
- ④ Boite a eau d'entrée et sortie
- ⑤ Boite de renversement
- ⑥ Ressort

Toutes les amenées d'eau et de vapeur dans le condenseur sont munies de déflecteurs dimensionnés pour protéger les tubes contre l'érosion.

A l'intérieur du corps est disposé un caisson en tôle formant réfrigérant d'air et un système de tôles perforées à la partie inférieure pour assurer la division du condensat et permettre ainsi un dégazage poussé de l'eau condensée.

- Un puits d'eau condensée constituant une réserve de 8 m³.
- Une manchette de raccordement, entre turbine et condenseur, sou-
dée à une manchette d'attente prévue sur le condenseur et bou-
llonnée à la bride en fonte de la tubulure d'échappement de la
turbine

La suspension du condenseur est réalisée par un ensemble de ressorts montés sur guidage avec plaques d'appui et réglage de position par vis.

I. 6. 2. 3. BOITES A EAU

Toutes les parties en contact avec l'eau de mer sont en acier doux plaqué d'acier inoxydable 18/8. Les portes des boîtes à eau sont également en acier doux plaqué inoxydable. Elles sont montées sur doubles charnières de façon à pouvoir s'ouvrir indépendamment l'une de l'autre.

Les portes des boîtes à eau sont munies elles-mêmes de portes de visite (trous d'homme) à ouverture rapide.

I. 6. 2. 4. FAISCEAU TUBULAIRE (Fig 1.8)

Le condenseur d'Alger-Port a été retubé en 1982.

Les tubes actuels sont des tubes roulés soudés en titane de :

- Diamètre extérieur 25 mm
- Epaisseur 0,7 mm
- Longueur 7074 mm
- Nombre de tubes par condenseur 7280

Les spécifications relatives aux tubes roulés soudés en titane sont celles de la norme US ASTM B 388.

Les tubes précédents étaient en cupro - nickel au Fer et au Manganèse (30 à 33 % Ni, 0,4 à 1 % Fe, 0,5 à 1,5 % Mn avec Mn + Fe = 2 % maxi, le reste au Cu)

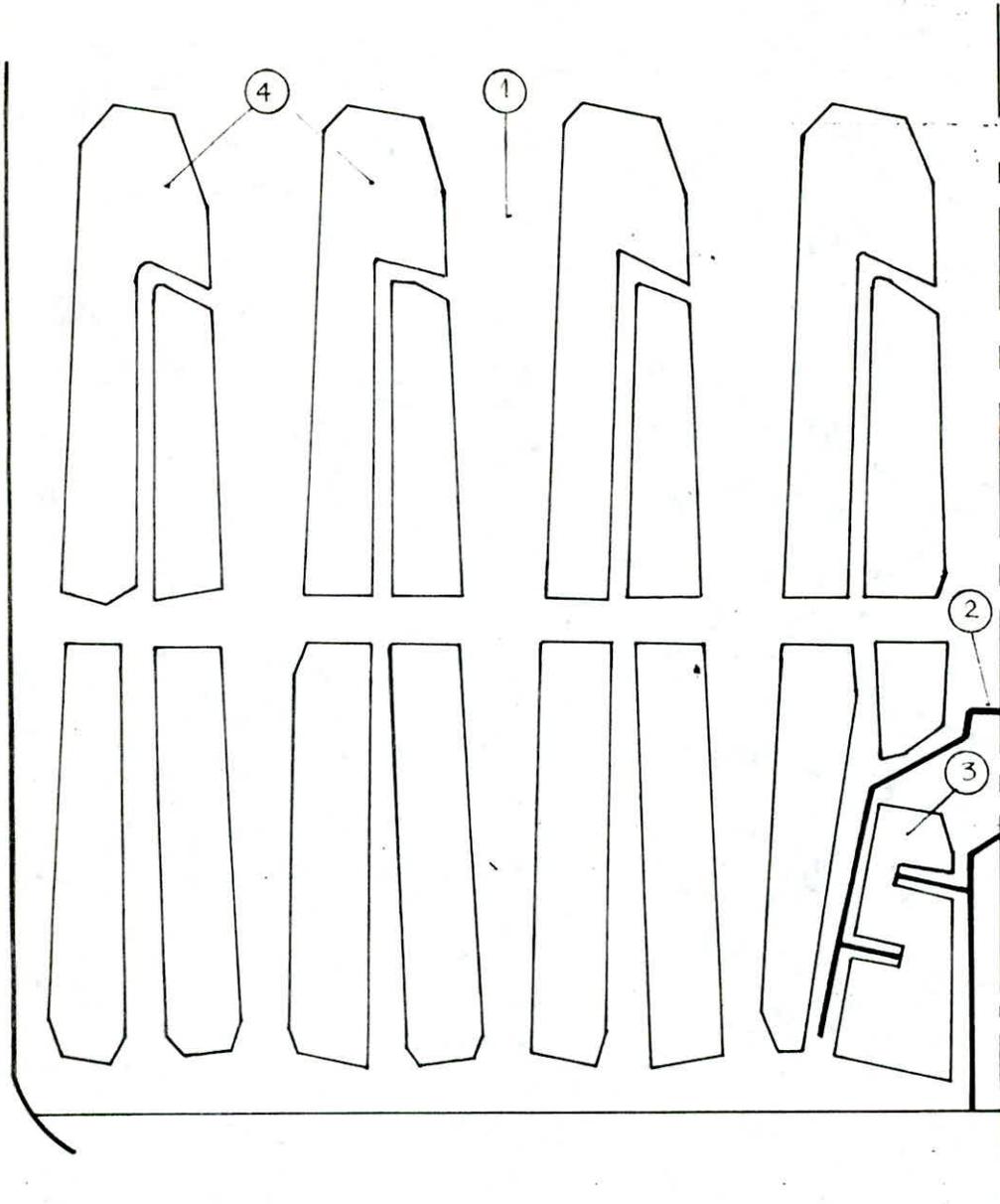
- Longueur des tubes 7074 mm
- Diamètre extérieur des tubes 25 mm
- Epaisseur des tubes ordinaires 1,2 mm
- Epaisseur des tubes renforcés 1,4 mm
- Nombre de tubes renforcés 380

La disposition des tubes est celle brevetée DELAS - GIBANAT

I. 6. 2. 5 PLAQUES TUBULAIRES ET INTERMEDIAIRES

Elles comprennent :

- Deux plaques tubulaires d'extrémité en Cupro Aluminium inoxydable 90 (Cu 81,8 % ; Al 9,75 % ; Ni 4,82 % ; Fe 2,85 % ; Mn 0,68 %) d'épaisseur 35 mm boulonnées entre corps et boîtes à eau.



- ① Saignées pour le passage la vapeur
- ② Caisson du refroidisseur d'air
- ③ Tubes de refroidissement
- ④ Faisceau tubulaire

Fig 18 : Faisceau tubulaire

- Quatre plaques intermédiaires en acier 137, soudées à la périphérie du corps.

Les intervalles entre plaques tubulaires - plaques intermédiaires sont de 1102,5 mm, entre plaques intermédiaires entre elles : sont de 1640 et 1455 mm.

Compte tenu de la mise en place de tubes en titane de 0,7 mm d'épaisseur, ces distances étant trop grandes pour empêcher les vibrations de tubes, d'où il a été nécessaire d'installer des lattes en polypropylène au milieu de chaque portée entre deux plaques pour l'ensemble des tubes.

CHAPITRE II - CALCUL DU CONDENSEUR

II. 1 - CALCUL THERMIQUE

Nous allons faire le calcul du condenseur en fonction de la nature du métal des tubes.

Les données de calcul communs aux deux métaux sont les suivants :

- Surface d'échange S = 3976 m²
- Nombre de tubes n = 7280 tubes
- Débit d'eau de refroidissement Qe = 2847 Kg/s
- Diamètre extérieur des tubes de = 0,025 m
- Débit de vapeur Qv = 41,11 Kg/s

II. 1. 1 - TUBES EN CUPRO-NICKEL

- Vitesse de circulation de l'eau dans les tubes

La vitesse de circulation de l'eau dans les tubes est calculée à l'aide de l'équation du débit.

$Q_e = \rho_e \cdot S' \cdot V$ (1)

de (1) on tire V :

$$v = \frac{Q_e}{\rho_e \cdot S'}$$

Le condenseur est à double parcours, la section de passage S de l'eau est la moitié de la section totale des tubes.

$$S' = \frac{1}{2} \pi \cdot n \cdot \frac{d_i^2}{4}$$
 (2)

./.

avec $d_i = d_e - 2e$ (3)

en remplaçant S et d_i dans (1) par leur expression donnée par (2) et (3) nous obtenons :

$$V = \frac{8 q_e}{n \cdot \pi (d_e - 2e)^2 \cdot f_e} \quad (1)$$

A.N

$$\begin{aligned} q_e &= 2847 \text{ Kg/s} \\ n &= 7280 \\ d_e &= 25 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ e &= 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ \lambda_e &= 1025 \text{ Kg/m}^3 \end{aligned}$$

$$V = 1,90 \text{ m/s}$$

- Détermination du coefficient de transfert de chaleur globale

La valeur du coefficient de transfert de chaleur est déterminante pour le dimensionnement de la surface d'échange nécessaire pour la condensation totale de la vapeur. Ce coefficient dépend essentiellement :

- du matériau et de l'épaisseur des tubes
- de la température et de la vitesse de l'eau de circulation
- de la vitesse de la vapeur dans le condenseur

Nous allons déterminer au début le coefficient de transfert de chaleur pour des tubes propres et, par la suite, le corriger en tenant compte de la salissure pour obtenir le coefficient de

transfert de chaleur des tubes encrassés.

Le coefficient de transfert de chaleur K_p rapporté à a de est donné par la formule suivante [1] :

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{h_e} + \frac{d_e}{d_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{d_e}{2\lambda} \cdot \text{Ln} \frac{d_e}{d_i} \quad (4)$$

- Calcul de h_e

La valeur du coefficient h_e dépend de plusieurs paramètres parmi eux la vitesse de la vapeur dans le condenseur ; cette dernière est mal connue car le débit de vapeur diminue en traversant les tubes du condenseur et les sections de passage varient aussi d'un niveau à un autre, mais on sait par contre que cette vapeur a une vitesse maximale sur les premiers tubes du condenseur et une vitesse nulle sur les derniers tubes du condenseur.

Nous allons calculer le coefficient de transfert de chaleur $h_{e, \text{mov}}$ qui correspond à la vitesse maximale de la vapeur, et le coefficient de transfert de chaleur $h_{e, \text{stat}}$ qui correspond à une vitesse nulle de la vapeur, et prendre dans la suite du calcul comme valeur de h_e la valeur moyenne de $h_{e, \text{mov}}$ et $h_{e, \text{stat}}$

- Détermination de $h_{e, \text{stat}}$

Le coefficient de transfert de chaleur $h_{e, \text{stat}}$ pour une vapeur

pure saturée se condensant sur des tubes horizontaux en considérant la vapeur statique est donné par l'équation de NUSSELT 2

$$h_{e,stat} = 0,728 \left(\frac{\lambda_c \cdot \Delta H_v \cdot \rho_c \cdot g}{d_e \cdot \mu_c \cdot \Delta T} \right)^{0,25} \quad (5)$$

D'après le Mc ADAMS [2] la température de la surface de condensation T_{pe} est légèrement inférieure à celle du film de condensat T_c , expérimentalement la valeur adoptée est :

$$T_c = T_v - \frac{3}{4} \Delta T \quad (6)$$

$$D'où \quad \Delta T = \frac{4}{3} (T_v - T_c) \quad (7)$$

Dans les condenseurs, la température du film de condensat est inférieure à celle de la vapeur saturée ; en général nous avons :

$$T_c = T_v - (0,4 \text{ à } 0,6^\circ\text{C})$$

Dans notre cas, on considère que la température du condensat est inférieure de $0,5^\circ\text{C}$ à la température de la vapeur.

$$T_c = T_v - 0,5$$

La température de la vapeur dans le condenseur d'Alger-Port est :

$$T_v = 32,5^\circ\text{C}$$

La température du condensat sera donc :

$$T_c = 32^\circ\text{C}$$

En remplaçant T_c et T_v par leur valeur dans (7), on obtient la valeur de ΔT

$$\Delta T = 0,66^\circ\text{C}$$

La température de la paroi externe des tubes T_{pe} sera donc :

$$T_{pe} = T_v - \Delta T$$

$$T_{pe} = 31,84^\circ\text{C}$$

Les valeurs de μ_c , ρ_c , λ_c sont relevées sur le Mc ADAMS [2] pour la température du film du condensat T_c .

La valeur de ΔH_v est relevée sur la table des constantes thermodynamique de l'eau pour la pression de saturation de la vapeur P_v [3]

A.N

$$d_e = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

$$H_v = 2418966 \text{ J/Kg}$$

$$T = 0,66^\circ\text{C}$$

$$\lambda_c = 0,6107 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\rho_c = 995 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_c = 0,765 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m.s}$$

$$h_{e,stat} = 0,728 \left(\frac{(0,6107)^3 \cdot (995)^2 \cdot 2418966 \cdot 9,81}{25 \cdot 10^{-3} \cdot 0,765 \cdot 10^{-3} \cdot 0,66} \right)^{0,25}$$

$$h_{e,stat} = 18576 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

- Détermination de $h_{e,mov}$

BERMAN et TUMANOV [4] ont déterminé une relation entre les coef-

coefficients d'échange $h_{e,stat}$ et $h_{e,mov}$

$$h_{e,mov} = h_{e,stat} \left(1 + 0,0095 (Rem)^{\frac{11,8}{\sqrt{Num}}} \right) \quad (8)$$

Avec Rem nombre de RYNOLDS défini par

$$Rem = \frac{Gm \cdot d_e}{\mu_m} \quad (9)$$

La valeur de Gm est donnée par l'équation du débit :

$$Gm = \frac{Qv}{A}$$

$$Qv = 41,11 \text{ Kg/s}$$

$$A = 42 \text{ m}^2$$

$$Gm = 0,9788 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

La viscosité dynamique de la vapeur μ_m est relevée pour la température de la vapeur T_v sur le Mc ADAMS [2]

$$\mu_m = 9,61 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m} \cdot \text{s} \text{ pour } T_v = 32,5^\circ\text{C}$$

A.N

$$d_e = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$Gm = 0,9788 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\mu_m = 9,61 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m} \cdot \text{s}$$

$$Rem = 2546,3$$

./.

Num étant le nombre de NUSSELT défini par :

$$\text{Num} = \frac{h_{e,\text{stat}} \cdot d_e}{\lambda_c} \quad (10)$$

La valeur de λ_c est relevée sur le Mc ADAMS [2] pour la température du condensat $T_c = 32^\circ\text{C}$

A.N

$$h_{e,\text{stat}} = 18576 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$d_e = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\lambda_c = 0,6107 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\text{Num} = 760,4$$

Ayant les valeurs de $h_{e,\text{stat}}$, Re_m et Num , on calcule donc la valeur de $h_{e,\text{moy}}$ avec l'équation (8)

$$h_{e,\text{moy}} = 18576 \left(1 + 0,0095 (2546,3) \sqrt{\frac{11,8}{760,4}} \right)$$

$$h_{e,\text{moy}} = 23636 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

La valeur du coefficient d'échange paroi externe vapeur h_e que nous allons prendre par la suite dans le calcul est la valeur moyenne de $h_{e,\text{stat}}$ et $h_{e,\text{moy}}$ déjà calculés.

$$h_{e,\text{stat}} = 18576 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$h_{e,\text{moy}} = 23636 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$h_e = \frac{18576 + 23636}{2}$$

$$h_e = 21106 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

./.

- Calcul de h_i

Pour un écoulement turbulent à l'intérieur de tubes horizontaux, NUSSELT [2] donne la relation suivante :

$$Nu = (Re)^{0,8} (Pr)^{0,4} \cdot 0,023 \quad (11)$$

Nu nombre de NUSSELT est défini par :

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{\lambda_e} \quad (12)$$

Re nombre de RYNOLDS est défini par :

$$Re = \frac{d_i \cdot V}{\nu_e} \quad (13)$$

Pr nombre de PRANGL est défini par :

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu_e}{\lambda_e} \quad (14)$$

- Calcul de Re

La relation (11) n'est valable que pour un écoulement turbulent ; vérifions que l'on est dans ce cas :

La viscosité cinématique de l'eau de refroidissement est relevée pour la température moyenne de l'eau de refroidissement T_m ; calculons donc cette température :

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2}$$

La température moyenne d'entrée de l'eau de mer T_e est de 20°C

Détermination de la température de sortie T_s .

Le flux de chaleur cédé par la vapeur en se condensant est ϕ_v :

$$\phi_v = q_v \cdot (H_v - H_c) \quad (15)$$

H_v est l'enthalpie de la vapeur pour une pression de saturation

$P_v = 0,05 \text{ bar}$

H_c enthalpie de l'eau condensée à une température

$$T_c = 32^\circ\text{C}$$

A.N

$$H_v = 2556,49 \text{ KJ/Kg}$$

$$H_c = 133,84 \text{ KJ/Kg}$$

$$q_v = 41,11 \text{ Kg/s}$$

$$\phi_v = 9959,6 \text{ KW}$$

En supposant que ce flux de chaleur soit totalement évacué par l'eau de mer, nous aurons :

$$\phi_v = \phi_e = C_p \cdot Q_e \cdot (T_s - T_e) \quad (16)$$

D'où

$$T_s = \frac{\phi_e}{C_p \cdot Q_e} + T_e \quad (16)$$

A.N

$$\phi_e = 9959,6 \text{ KW}$$

$$C_p = 4,18 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$Q_e = 2847 \text{ Kg/s}$$

$$T_e = 20^\circ\text{C}$$

$$T_s = 28,37^\circ\text{C}$$

La température moyenne de l'eau de refroidissement est T_m :

$$T_m = \frac{20 + 28,37}{2}$$

$$T_m = 24,18^\circ\text{C}$$

Pour $T_m = 24,18$ on relève sur le Mc ADAMS [1] la valeur de la viscosité cinématique ν_e

A.N

$$V = 1,90 \text{ m/s}$$

$$d_i = 22,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\nu_e = 0,888 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{1,90 \cdot 22,6 \cdot 10^{-3}}{0,888 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 48356$$

$Re > 2300$ nous avons un régime turbulent

- Calcul de Pr

Pour la température moyenne de l'eau de refroidissement $T_m = 24,18^\circ\text{C}$ on relève sur le Mc ADAMS [2] la valeur de μ_e et de λ_e

A.N

$$C_p = 4,18 \cdot 10^3 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu_e = 9,105 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/m.s}$$

$$\lambda_e = 0,5990 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = \frac{4,18 \cdot 10^3 \cdot 9,105 \cdot 10^{-4}}{0,5990}$$

$$Pr = 6,354$$

En remplaçant Nu dans l'équation (11) par son expression définie par (12) on obtient la relation donnant hi

$$h_i = \frac{\lambda_e}{d_i} (Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,4} \cdot 0,023 \quad (11)$$

A.N

$$\lambda_e = 0,5990 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$d_i = 22,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$Re = 48356$$

$$Pr = 6,354$$

$$h_i = \frac{0,5990}{22,6 \cdot 10^{-3}} (48356)^{0,8} \cdot (6,354)^{0,4} \cdot 0,023$$

$$h_i = 7142 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Ayant les valeurs de h_e et h_i , on peut déterminer K_p donné par l'équation (4)

La conductibilité thermique du Cupro Nickel est :

$$\lambda = 29 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

A.N

$$d_e = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 22,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$h_e = 21106 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$h_i = 7142 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\lambda = 29 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

./.

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{21106} + \frac{25 \cdot 10^{-3}}{22,6 \cdot 10^{-3} \cdot 7142} + \frac{25 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 29} \operatorname{Ln} \frac{25 \cdot 10^{-3}}{22,6 \cdot 10^{-3}}$$

$$K_p = 4069 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

Le coefficient K_p est pour des tubes propres pour prendre en compte la salissure qui est grande dans l'eau de mer d'Alger-Port : on introduit un coefficient de salissure C_s

Pour les tubes en cupro-nickel, on estime la valeur du coefficient de salissure à 0,85 et la valeur du coefficient de transfert de chaleur aura pour valeur :

$$K = K_p \cdot C_s$$

A.N

$$K_p = 4069 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$C_s = 0,85$$

$$K = 3459 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

- Surface minimale d'échange

Nous allons maintenant calculer la surface minimale d'échange nécessaire pour évacuer le flux de chaleur cédé par la vapeur.

$$S_{\min} = \frac{\Phi_v}{K \cdot \Delta T_m} \quad (17)$$

L'écart de température logarithmique ΔT_m est défini par :

./.

$$\Delta T_m = \frac{T_s - T_e}{\text{Ln} \left(\frac{T_v - T_e}{T_v - T_s} \right)} \quad (18)$$

En remplaçant ΔT_m dans (17) par son expression donnée par (18) on obtient :

$$S_{\min} = \frac{\phi_v \cdot \text{Ln} \cdot \left(\frac{T_v - T_e}{T_v - T_s} \right)}{K \cdot (T_s - T_e)} \quad (17)'$$

A.N

$$\phi_v = 99597,6 \text{ KW}$$

$$T_s = 28,37 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_e = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_v = 32,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K = 3459 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$S_{\min} = \frac{99597,6 \cdot 10^3 \cdot \text{Ln} \left(\frac{32,5 - 20}{32,5 - 28,37} \right)}{3459 \cdot (28,37 - 20)}$$

$$S_{\min} = 3809 \text{ m}^2$$

La surface réelle d'échange est de 3976 m^2 , elle est supérieure à la surface minimale d'échange $S_{\min} = 3809 \text{ m}^2$; le flux de chaleur sera entièrement évacué par l'eau de refroidissement.

./.

--- TABLEAU RECAPITULATIF (CUPRO-NICKEL) ---

de (mm)	di (mm)	Qe (Kg/s)	Qv (Kg/s)	n (-)	V (m/s)	Tv (°C)	Tc (°C)	he,stat (W/m ² °C)
25	22,6	2847	41,11	7280	1,90	32,5	32	18576
he,mov (W/m ² °C)	he (W/m ² °C)	Tm (°C)	hi (W/m ² °C)	λ (W/m°C)	Kp (W/m ² °C)	Cs	K (W/m°C)	Smin (m ²)
23636	21106	24,18	7142	29	4069	0,85	3459	3809

II. 1. 2 TUBES EN TITANE

Nous allons adopter la même démarche de calcul pour les tubes en titane.

- Vitesse de circulation de l'eau dans les tubes

La vitesse de circulation de l'eau dans les tubes est obtenue à l'aide de l'équation du débit (1)'

$$V = \frac{8 Q_e}{n \cdot \pi (d_e - 2e)^2 \cdot \rho_e}$$

A. N

$$Q_e = 2847 \text{ Kg/s}$$

$$n = 7280$$

$$d_e = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$e = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\rho_e = 1025 \text{ Kg/m}^3$$

$$V = 1,74 \text{ m/s}$$

- Détermination du coefficient de transfert de chaleur

Le coefficient de transfert de chaleur h_e pour le titane est le même que celui du cupro-nickel car il ne dépend que de la température de la vapeur, la température du condensat et la vitesse de la vapeur dans le condenseur, et nous supposons que ces trois paramètres restent inchangés pour les deux métaux.

$$h_e = 21106 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

- Calcul de h_i

Dans un premier temps, on suppose que le flux de chaleur dégagé par la vapeur est totalement récupéré par l'eau de refroidissement, et on corrigera, par la suite, les résultats dans le cas contraire.

La température de sortie de l'eau de refroidissement dans ce cas est donnée par l'équation (16) :

$$T_s = \frac{\phi_e}{Q_e \cdot C_p} + T_e$$

A. N

$$\phi_e = 99597,6 \text{ KW}$$

$$C_p = 4,18 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$Q_e = 2847 \text{ Kg/s}$$

$$T_e = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_s = 28,37$$

La température moyenne de l'eau de refroidissement est T_m

$$T_m = \frac{20 + 28,37}{2}$$

$$T_m = 24,18^\circ\text{C}$$

Pour $T_m = 24,18^\circ\text{C}$, on relève sur le Mc ADAMS [2] les valeurs de λ_e , μ_e , ν_e et on calcule Re et Pr. Les résultats sont donnés dans le tableau suivant :

ν (m/s)	T_m ($^\circ\text{C}$)	λ_e (W/m $^\circ\text{C}$)	μ_e (Kg/m.s)	ν_e (m 2 /s)	Re	Pr
1,74	24,18	0,5990	$9,105 \cdot 10^{-4}$	$0,888 \cdot 10^{-6}$	46243	6,354

A l'aide de l'équation (11) on obtient h_i .

A. N :

$$\lambda_e = 0,5990 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$d_i = 23,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Re} = 46243$$

$$\text{Pr} = 6,354$$

$$h_i = \frac{0,5990}{23,6 \cdot 10^{-3}} (46243)^{0,8} \cdot (6,354)^{0,4} \cdot 0,023$$

$$h_i = 6599 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

La conductibilité thermique du titane est :

$$\lambda = 17 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

En utilisant l'équation (4) on trouve la valeur de K_p

A. N :

$$h_e = 21106 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$d_e = 25 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = 23,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$h_e = 6599 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\lambda = 17 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{21106} + \frac{25 \cdot 10^{-3}}{23,6 \cdot 10^{-3} \cdot 6599} + \frac{25 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 17} \text{ Ln } \frac{25 \cdot 10^{-3}}{23,6 \cdot 10^{-3}}$$

$$K_p = 3995 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

La salissure dans les tubes en titane est plus importante à cause de la diminution de la vitesse de circulation de l'eau de refroidissement dans les tubes ; pour cette raison, on va adopter la valeur de 0,81 pour le coefficient de salissure C_s .

A. N :

$$C_s = 0,81$$

$$K_p = 3995 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$K = 3236 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

- Surface minimale d'échange

A partir de l'équation (17)' on calcule la surface d'échange minimale.

A. N :

$$\Phi_v = 99597,6 \text{ KW}$$

$$T_s = 28,37 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_e = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_v = 32,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$K = 3236 \text{ W/m }^\circ\text{C}$$

$$S_{\min} = \frac{99597,6 \cdot 10^3 \text{ Ln} \left(\frac{32,5 - 20}{32,5 - 28,37} \right)}{3236 \cdot (28,37 - 20)}$$

$$S_{\min} = 4072 \text{ m}^2$$

La surface minimale d'échange est supérieure à la surface réelle d'échange qui est de 3976 m^2 .

Le flux de chaleur cédé par la vapeur ne sera donc pas totalement évacué par l'eau de refroidissement.

La température de sortie de l'eau de refroidissement doit être corrigée.

La température de sortie T_s va être déterminée en égalisant le flux de chaleur effectivement transmis par la surface d'échange réelle avec le flux de chaleur récupéré par l'eau de refroidissement :

$$S.K. \Delta T_m = C_p \cdot Q_e (T_s - T_e) \quad (19)$$

En remplaçant ΔT_m dans (19) par son expression donnée par (18) et après développement on obtient :

./.

$$T_s = T_v - \frac{T_v - T_e}{\frac{S \cdot K}{C_p \cdot Q_e}}$$

A. N :

$$T_v = 32,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_e = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S = 3976 \text{ m}^2$$

$$C_p = 4,18 \cdot 10 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

$$Q_e = 2847 \text{ Kg/s}$$

$$K = 3236 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_s = 28,26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La température moyenne corrigée aura pour valeur

$$T_m = \frac{20 + 28,26}{2}$$

$$T_m = 24,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Correction du coefficient de transfert de chaleur K_p

Nous allons calculer la valeur du coefficient K_p avec la nouvelle température moyenne.

Pour $T_m = 24,13 \text{ } ^\circ$, on relève les valeurs de λ_e , μ_e , ν_e et on calcule Re , Pr et hi . Les résultats sont donnés dans le tableau suivant :

./.

T_m (°C)	λ_e (W/m°C)	μ_e (Kg/m.s)	ν_e (m ² /s)	Re	Pr	h_i (W/m ² °C)
24,13	0,5990	$0,912 \cdot 10^{-3}$	$0,889 \cdot 10^{-6}$	46191	6,364	6598

En utilisant l'équation (4), on trouve la valeur de K_p corrigée

A. N :

$$h_i = 6598 \quad \text{W/m}^2\text{°C}$$

$$h_e = 21106 \quad \text{W/m}^2\text{°C}$$

$$d_e = 25 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$d_i = 23,6 \cdot 10^{-3} \quad \text{m}$$

$$\lambda = 17 \quad \text{W/m°C}$$

$$K_p = 3995$$

On remarque que la valeur de K_p n'a pas varié et cela est dû à la faible variation de la température moyenne T_m et par conséquent, la valeur de K va rester inchangée.

--- TABLEAU RECAPITULATIF (TITANE) ---

d_e (mm)	d_i (mm)	Q_e (Kg/s)	Q_v (Kg/s)	n	V (m/s)	T_v (°C)	T_c (°C)	T_m (°C)
25	22,6	2847	41,11	7280	1,74	32,5	32	24,13
$h_{e, mov}$ (W/m ² °C)	$h_{e, stat}$ (W/m ² °C)	h_e (W/m ² °C)	h_i (W/m ² °C)	λ (W/m°C)	K_p (W/m ² °C)	C_B	K (W/m ² °C)	S_{min} (m ²)
23636	18576	21106	3598	17	3995	0,81	3236	4072

II. 2 - CALCUL DES PERTES DE CHARGE

Les pertes de charge dans le circuit d'eau de circulation se compose des pertes dans le circuit d'amenée, circuit de rejet et dans le condenseur.

II. 2. 1 CIRCUIT D'AMENEE

L'eau de circulation prise dans la mer, après filtration, est recueillie dans un bassin d'où elle est refoulée vers le condenseur par deux pompes hélicoïdes verticales immergées. Pour amener cette eau jusqu'à la pompe, on utilise une conduite à parois en béton dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Section = $1,4 \times 2 \text{ m}^2$
- Longueur = 58,10 m
- 1 Coude à 45°

De la pompe, l'eau parcourt successivement une conduite circulaire de 0,9 m de diamètre et dont la longueur est 3,950 m puis, une autre de diamètre 1 m et une longueur de 8,712 m avec 2 coudes à 90°

Nous avons deux sortes de pertes de charge ; linéaires et singulières.

II. 2. 1. 1 PERTES DE CHARGE LINEAIRES

Dans la conduite en béton, les pertes de charge sont données par

par la relation suivante [5] :

$$\Delta P_{11} = J \cdot \frac{\gamma V^2}{2g} \cdot \frac{Lcd}{DH} \quad (20)$$

La valeur de J est relevée sur des tableaux en fonction de la rugosité et du nombre de REYNOLDS

$$J = 0,022$$

$$DH = \frac{2 a \cdot b}{a + b} \quad \text{avec } a, b \text{ dimensions de la conduite}$$

$$DH = \frac{2 (2 \cdot 1,4)}{2 + 1,4} = 1,65 \text{ m}$$

$$\gamma = \rho \cdot g = 1025 \cdot 9,81 = 10055,25 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$$V = \frac{Q_e}{a \cdot b} = \frac{10000}{3600 \cdot 2 \cdot 1,4}$$

$$V = 1 \text{ m/s}$$

La valeur de la perte de charge aura pour valeur

$$\Delta P_{11} = 0,022 \cdot \frac{10055,25 \cdot (1)^2 \cdot 58,1}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,65}$$

$$\Delta P_{11} = 397 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{11} = 0,041 \text{ m}$$

La perte de charge dans les conduites circulaires est donnée par la relation suivante [5] :

./.

$$\Delta P_{12} = J \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{Lcd}{DH} \quad (20)$$

Pour une conduite circulaire $DH = D$

Avec J qui est donné par la relation suivante

$$J = \frac{1}{(1,8 \text{ Log Re} - 1,64)^2} \quad (21)$$

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

$$- D = 0,9 \text{ m}$$

$$Q_e = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 3,950 \text{ m}$$

$$v = \frac{5000}{3600 \cdot \pi \cdot \frac{0,9}{2}} = 2,18 \text{ m/s}$$

Pour une température de 20°C , nous avons :

$$\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

D'où :

$$J = \frac{1}{(1,8 \text{ Log } \frac{2,18 \cdot 0,9}{1,006 \cdot 10^{-6}} - 1,64)^2}$$

$$J = 0,011$$

$$\Delta P_{12} = \frac{0,011 \cdot 1025 \cdot 9,81 \cdot (2,18)^2 \cdot 3,95}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,9} = 117,6 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{12} = 0,012 \text{ m}$$

./.

$$- D = 1 \text{ m}$$

$$Q_a = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L = 8,712 \text{ m}$$

$$V = 1,77 \text{ m/s}$$

$$\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

D'où :

$$J = \frac{1}{\left(1,8 \text{ Log} \left(\frac{1,77 \cdot 1}{1,006 \cdot 10^{-6}} \right) - 1,64 \right)^2} = 0,011$$

$$\Delta P_{13} = 0,011 \cdot \frac{1025 \cdot 9,81 \cdot (1,77)^2 \cdot 8,712}{2 \cdot 981 \cdot 1}$$

$$\Delta P_{13} = 154 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{13} = 0,016 \text{ m}$$

La perte de charge linéaire totale dans le circuit d'amenée...

$$\Delta P_{1a} = \Delta P_{11} + \Delta P_{12} + \Delta P_{13}$$

$$\Delta P_{1a} = 0,069 \text{ m}$$

II. 2. 1. 2 PERTES DE CHARGE SINGULIERES

Dans la conduite rectangulaire en Béton, nous avons un coude à

45 °

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\gamma V^2}{2g} \quad (22)$$

./.

Avec $\xi = A \xi_M$ (23)

ξ : coefficient de perte de charge globale de la conduite

ξ_M : coefficient de perte de charge singulière de la conduite

Le coefficient A est relevé sur des tableaux en fonction de l'angle du coude

Pour 45° nous avons $A = 1,87$

$$\xi_M = 0,95 \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2,05 \sin^4 \frac{\delta}{2} \quad (2.24)$$

δ : angle du coude $\delta = 45^\circ$

$$\xi_M = 0,17$$

$$\Delta P_{s1} = 0,17 \cdot 1,87 \cdot \frac{1025 \cdot 9,81 \cdot (1)^2}{2 \cdot 9,81} = 163 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{s1} = 0,017 \text{ m}$$

Nous avons aussi deux coudes à 90° dans la conduite circulaire de diamètre 1 m

Pour $\delta = 90^\circ$ nous avons $A = 1,2$; $\xi_M = 0,99$

$$\Delta P_{s2} = \frac{1,2 \cdot 0,99 \cdot (1,77)^2 \cdot 1025 \cdot 9,81}{2 \cdot 9,81} = 1907 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{s2} = 0,194 \text{ m}$$

La perte de charge singulière totale de la conduite d'amenée

$$\Delta P_{sa} = \Delta P_{s1} + 2 \Delta P_{s2}$$

$$P_{sa} = 0,405 \text{ m}$$

La perte de charge totale dans la conduite d'amenée

$$\Delta P_a = \Delta P_{la} + \Delta P_{sa}$$

$$\Delta P_a = 0,474 \text{ m}$$

II. 2. 2 CIRCUIT DE REJET

A la sortie du condenseur, l'eau est évacuée par une conduite circulaire de 1 m de diamètre et de 8,1 m de longueur jusqu'à la galerie de restitution en béton dont voici les caractéristiques :

- Section = $a \times b = 2 \times 1,4 \text{ m}^2$
- Longueur = 309 m
- 1 coudé de grande courbure à 90°

II. 2. 2. 1 PERTES DE CHARGE LINEAIRES

La conduite rectangulaire en béton est identique à celle d'amenée.

Elles ont le même coefficient J .

$$J = 0,022$$

$$\Delta P_{l1} = 0,022 \cdot \frac{9,81 \cdot 1025 \cdot (1)^2 \cdot 309}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,65} = 2111,5 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{l1} = 0,215 \text{ m}$$

La perte de charge dans la conduite circulaire est la suivante :

$$P_{12} = J \cdot \frac{\gamma v^2}{2g} \cdot \frac{L}{D} \quad (20)$$

$$L = 8,1 \text{ m}$$

$$D = 1 \text{ m}$$

$$J = \frac{1}{(1,8 \text{ Log Re} - 1,64)^2}$$

A la sortie, nous avons une température $T_s = 28,16 \text{ }^\circ\text{C}$

d'où $\nu = 0,842 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$J = \frac{1}{(1,8 \text{ Log} \left(\frac{1,77 \cdot 1}{0,842 \cdot 10^{-6}} \right) - 1,64)^2} = 0,011$$

$$\Delta P_{12} = 0,011 \cdot \frac{1025 \cdot 9,81 \cdot (1,77)^2 \cdot 8,1}{2 \cdot 9,81 \cdot 1} = 143 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{12} = 0,015 \text{ m}$$

$$\Delta P_{1r} = \Delta P_{11} + \Delta P_{12} = 0,015 + 0,215$$

$$\Delta P_{1r} = 0,23 \text{ m}$$

II. 2. 2. 2 PERTES DE CHARGE SINGULIERES

Dans la conduite en béton, nous avons un coude de 90° de grande courbure. Le rayon de courbure $R = 40 \text{ m}$

Pour un coude grande courbure, la perte de charge est donnée par la relation suivante :

$$P_{S1} = \xi \cdot \frac{\gamma v^2}{2g} \quad (22)$$

./.

$$\text{Avec } \xi = 0,0175 J \cdot \frac{R}{DH} \cdot \delta^\circ \quad (25)$$

$$\text{Avec } J = \frac{5}{\text{Re}^{0,45}} \left(\frac{DH}{2R} \right)^{0,275} \quad (26)$$

$$\text{Re} = \frac{1,65 \cdot 1}{0,842 \cdot 10^{-6}} = 1959620$$

$$J = \frac{5}{(1959620)^{0,45}} \left(\frac{1,65}{2,40} \right)^{0,275}$$

$$J = 2,53 \cdot 10^3$$

$$\xi = 0,0175 \cdot 2,53 \cdot 10^3 \cdot \frac{40}{1,65} \cdot 90$$

$$\xi = 0,0968$$

$$\Delta P_{s1} = 0,0968 \cdot \frac{1025 \cdot 9,81 \cdot (1)^2}{2 \times 9,81} = 49,6 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{s1} = 0,005 \text{ m}$$

Dans la conduite circulaire, nous avons un coude à 90° pour un diamètre de 1 m

$$\Delta P_{s2} = 0,194 \text{ m}$$

La perte de charge singulière totale dans la conduite de rejet

$$\Delta P_{sr} = 0,194 + 0,005$$

$$\Delta P_{sr} = 0,199 \text{ m}$$

./.

La perte de charge totale dans le circuit de rejet

$$\Delta P_r = 0,199 + 0,23$$

$$\Delta P_r = 0,429 \text{ m}$$

II. 2. 3 PERTES DE CHARGE DANS LE CONDENSEUR

Dans le condenseur, les pertes de charge se répartissent entre le faisceau tubulaire, la boîte à eau d'entrée et de sortie, et la boîte de renversement.

Pertes de charge dans le faisceau tubulaire

Pour calculer les pertes de charge dans le faisceau tubulaire, nous allons l'assimiler à un caisson rempli de tubes. Dans ce cas, la perte de charge est donnée par la formule :

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\gamma_m \cdot V_m^2}{2g} \quad (27)$$

V_m : vitesse moyenne de l'écoulement

$$V_m = \frac{V(273 + T_m)}{(273 + T_e)} \quad (28)$$

$$T_e = 20^\circ \text{ C}$$

$$T_m = 24,13^\circ \text{ C}$$

$$V_m = 1,76 \text{ m/s}$$

γ_m : Poids spécifique moyen du fluide

$$\gamma_m = \frac{\gamma}{1 + T_m/273} \quad (29)$$

$$\gamma_m = 9238,66 \text{ N/m}^2$$

ξ est donné par la formule :

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \beta \frac{L_0}{d_i} + \Delta \xi_t \quad (30)$$

Avec :

$$\Delta \xi_t = 2 \frac{T_s - T_e}{273 + T_e} \quad (31)$$

$$\Delta \xi_t = 0,056$$

$\frac{F_0}{F_1}$ = coefficient de remplissage

F_0 = surface déterminée par les alésages dans la plaque tubulaire

F_1 = surface de la plaque tubulaire

L_0 = longueur des tubes

d_i = diamètre intérieur des tubes

β = coefficient de pertes de charge par frottement

$$\frac{F_0}{F_1} = 0,25$$

$$\beta = 0,022 \text{ (valeur prélevée sur tableau)} \quad 5$$

$$L_0 = 7074 \times 2 \text{ mm}$$

$$d_i = 23,6 \text{ mm}$$

$$\xi = 0,5 (1 - 0,25) + (1 - 0,25)^2 + 0,22 \frac{7,074 \cdot 2}{23,6 \cdot 10} + 0,056$$

$$\xi = 14,182$$

$$\Delta P = 14,182 \cdot \frac{9238,66 (1,76)^2}{2 \cdot 9,81} = 20686 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 2,109 \text{ m}$$

Perte de charge dans la boîte de renversement.

Nous allons assimiler la boîte de renversement à un coude de 180°

$$\xi = 0,02 + C_1 \xi_M \quad (31)$$

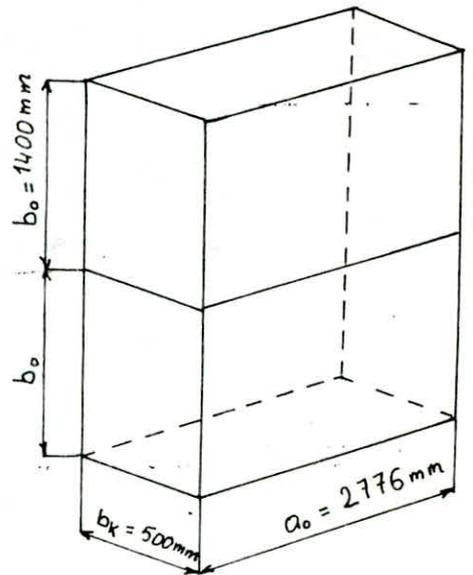
$$C_1 = 0,90 \text{ valeur relevée sur table en fonction de } a_0/b_0$$

$$\xi_M = 10,012 \text{ valeur relevée sur table en fonction de } b_K/b_0$$

$$\Delta P = \frac{(10,012 \cdot 0,90 + 0,02) \cdot 1025 \cdot 9,81 \cdot (1)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$\Delta P = 4628,29 \text{ Pa}$$

$$\Delta P = 0,472 \text{ m}$$



Perte de charge dans les boîtes à eau :

La courbe 2.1 nous donne la valeur de la perte de charge dans une boîte à eau en sachant que celle-ci prend en considération les pertes singulières à l'entrée et à la sortie des tubes.

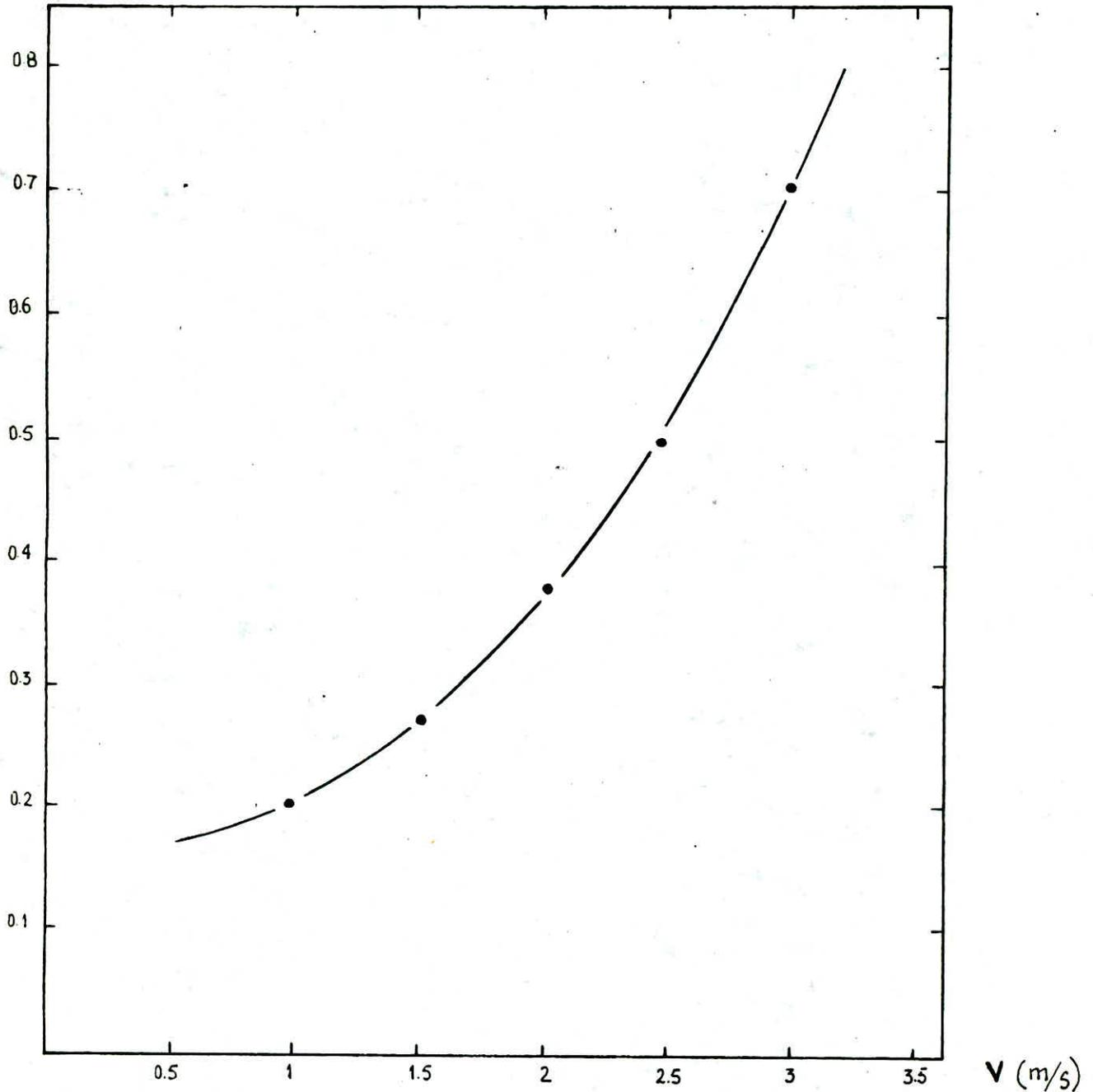
Pour une boîte nous avons :

$$\Delta P = 0,32 \text{ m}$$

Donc la perte totale dans les boîtes sera de 0,64 m

TABLEAU RECAPITULATIF

	CONDUITE D'AMENEE	CONDUITE DE REJET	FAISCEAU TUBULAIRE	BOITES A EAU	BOITES DE RENVERSEMENT
ΔP (m)	0,474	0,429	2,109	0,640	0,472

ΔP (mCE)

Courbe 2.1: Pertes de charge
dans les boites a eau.

II. 3 POMPE DE CIRCULATION

La pompe de circulation aspire l'eau de la galerie d'amenée et la refoule dans le condenseur ; l'eau est ensuite rejetée à la mer. Le condenseur constitue le point le plus haut du circuit d'eau de réfrigération qui fonctionne en siphon.

II. 3. 1 CONDITION DE FONCTIONNEMENT DU SIPHON (SCHEMA 2.1)

- Hauteur géométrique d'aspiration : $H_a = -2,16$ m
- Hauteur géométrique de refoulement : $H_r = 2,53$ m
- Hauteur géométrique totale : $H_t = 0,37$ m

Les pertes de charge sont réparties comme suit :

- Conduite d'amenée : 0,474 m
- Conduite de rejet : 0,429 m
- Condenseur : 3,221 m
- TOTAL : 4,124 m

Hauteur totale pratique H_{pt}

$$H_{pt} = H_t + \text{pertes}$$

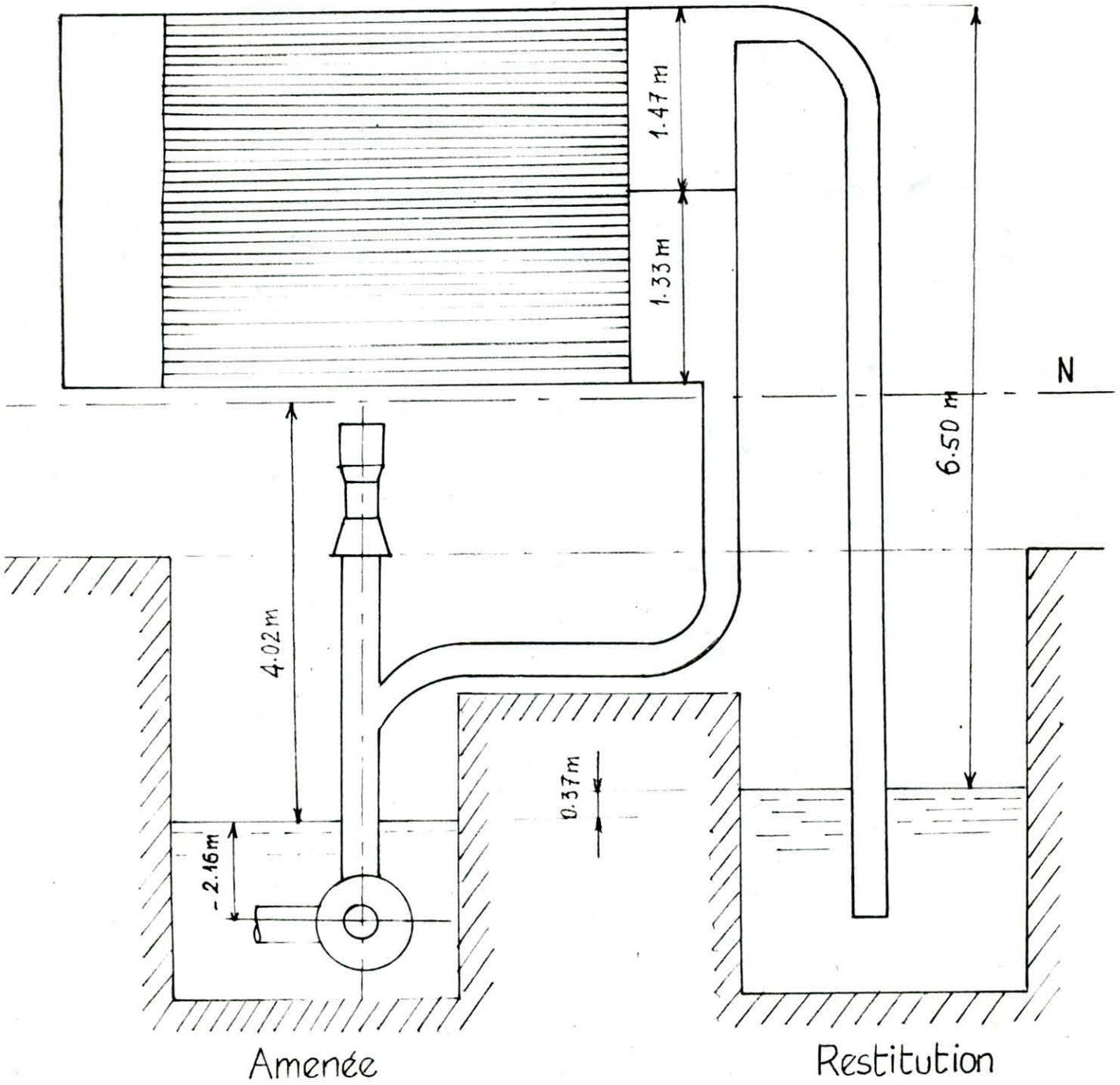
$$H_{pt} = 4,494 \text{ m}$$

Si on fait abstraction de la pompe de circulation tout se passe comme si le niveau du canal d'amenée d'eau est surélevé de la hauteur H_{pt} diminuée de la perte de charge dans la conduite d'amenée c'est à dire : $4,494 - 0,474 = 4,02$ m

./.

Schéma 2.1

Effet siphon



Toutes les parties du circuit en dessous de ce niveau N ont une pression supérieure à la pression atmosphérique ; à la partie supérieure de ce niveau, toutes les pressions sont inférieures à la pression atmosphérique.

- A la partie supérieure de la boîte à eau d'entrée le vide est de :

$$5,4 - 4,02 = 1,38 \text{ m}$$

- A la boîte de sortie le vide sera de :

$$1,38 + 3,221 + 1,47 = 6,071 \text{ m}$$

Donc pour l'amorçage de l'effet siphon, il faut créer un vide artificiel de 1,38 m à la boîte à eau d'entrée et de 6,071 mm à la boîte à eau de sortie.

II. 3. 2 POMPE DE CIRCULATION

Les caractéristiques de fonctionnement de la pompe devront être les suivantes :

- Débit : 1,39 m³/s
- Hauteur pratique totale Hpt : 4,494 m
- Puissance : la puissance P de la pompe est donnée par la formule suivante :

$$P = \frac{\gamma \cdot Q_e \cdot H_{pt}}{\eta_g} \quad (32)$$

./.

$$\gamma = \rho \cdot g$$

$$\rho = 1025 \text{ Kg/m}^3$$

$$\eta_g = \text{rendement total} \quad \eta_g = 0,85$$

$$\text{D'où } P = \frac{1025 \cdot 9,81 \cdot 1,39 \cdot 4,494}{0,85} = 73,8 \text{ KW}$$

$$P = 73,8 \text{ KW}$$

La pompe utilisée est une pompe hélicoïde verticale avec :

$$Q_e = 1,61 \text{ m}^3/\text{s} \quad ; \quad H_{pt} = 5,40 \text{ m}$$

II. 4 CALCUL DES VIBRATIONS

La détermination de l'espacement des plaques intermédiaires est indispensable, pour résoudre le problème des vibrations des tubes en fonctionnement soumis à une excitation dont le mode fondamental est celui de la vitesse du groupe turbo-alternateur soit 3000 Trs/mn ou 50 HZ, les tubes vibrent et deviennent sujet à des ruptures lorsque l'espacement entre plaques-supports atteint sa valeur critique.

Nous allons vérifier dans ce chapitre si les distances entre plaques pour les tubes en titane ne dépassent pas la longueur critique.

Si nous considérons un tube isolé, dudgeonné à ses extrémités et soutenu par chaque plaque, nous pouvons lui appliquer l'équation

des vibrations et en déduire une fréquence propre des parties en vibrations ; cette fréquence est donnée par la formule utilisée par certains constructeurs de condensateurs [6] :

$$F = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{CL}{\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{L^2} \times \frac{1}{4} \sqrt{\frac{10E (de^2 + di^2)}{\rho + di^2/(de^2 - di^2)}} \quad (33)$$

de (cm) : diamètre extérieur des tubes

di (cm) : diamètre intérieur des tubes

E (Pa) : module de Young

L (cm) : longueur des tubes

ρ (g/cm³) : masse volumique du tube

$\left(\frac{CL}{\pi} \right)^2$: coefficient numérique dépendant du nombre de plaques et du système de vibration.

De l'équation (33), on tire la longueur critique L

$$L^2 = \frac{1}{F} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{CL}{\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\frac{10 E (de^2 + di^2)}{\rho + (di^2/de^2 - di^2)}}$$

Les caractéristiques des tubes en titane utilisés sont :

E = 11. 10¹⁰ Pa

de = 2,5 cm

di = 2,36 cm

ρ = 4,5 g/cm³

Donc :

$$L^2 = \frac{1}{50} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{10 \cdot 11 \cdot 10^{10} (2,5^2 + 2,36^2)}{4,5 + \frac{2,36^2}{2,5^2 - 2,36^2}} \cdot \left(\frac{CL}{\pi} \right)^2$$

$$L^2 = 7951 \left(\frac{CL}{\pi} \right)^2$$

Dans notre cas, le tube est d'abord encastonné à ses extrémités donc encasturé à ses deux extrémités.

Les valeurs du coefficient $\left(\frac{CL}{\pi} \right)^2$ en fonction du nombre de plaques et du mode d'encastrement sont données par le tableau suivant [6] :

TABLEAU (1)

NOMBRE DE PLAQUES	2	3	4	5	6	7	8
$\left(\frac{CL}{\pi} \right)^2$	2,25	6,25	12,25	20,25	30,25	42,25	56,25

NOMBRE DE PLAQUES	9	10	11	12	13
$\left(\frac{CL}{\pi} \right)^2$	72,25	90,25	110,25	132,25	156,25

Sachant que $L^2 = 7951 \left(\frac{CL}{\pi} \right)^2$, le tableau précédent nous permet de dresser le tableau suivant donnant les longueurs critiques des portions de tubes en fonction du nombre de plaques.

./.

TABLEAU (2)

NOMBRE DE PLAQUES	2	3	4	5	6	7
L (mm)	1337	2229	3120	4012	4904	5795

NOMBRE DE PLAQUES	8	9	10	11	12	13
L (mm)	6687	7579	8470	9362	10254	11146

Donc, la distance séparant deux plaques successives ne doit pas dépasser la longueur critique qui est de 1337 mm ; il en est de même lorsqu'on prend quatre plaques successives, la distance entre la première et la quatrième plaque ne doit pas dépasser la longueur critique qui est de 3120 mm.

Dans notre cas, nous avons deux plaques tubulaires d'extrémité et quatre plaques intermédiaires.

Les intervalles entre plaques sont :

Plaque	1	2	3	4	5	6
distance (mm)	1102	1640	1455	1640	1102	

- La longueur des portions de tube comprise entre les plaques 2 et 3 ; 4 et 5 qui est de 1640 mm, ainsi que la portion entre les plaques 3 et 4 qui est de 1455 mm dépasse la longueur

critique entre deux plaques qui est de 1340 mm

- La longueur séparant la première plaque de la troisième qui est de $1102 + 1640 = 2742$ mm ainsi que la longueur séparant la plaque N°2 de la plaque N°4 qui est de $1640 + 1455 = 3095$ mm ; ces longueurs dépassent la longueur critique entre trois plaques qui est de 2230 mm.

Pour résoudre le problème des vibrations, des lattes en polypropylène ont été installées au milieu de chaque portée entre deux plaques pour l'ensemble des tubes ; ce qui réduit la distance entre les plaques de moitié. Les nouveaux intervalles entre plaques sont les suivants :

Plaque	1	2	3	4	5	6	7
Distance (mm)	551	551	820	820	727,5	727,5	
Plaque	7	8	9	10	11		
Distance (mm)	820	820	551	551			

Les portées entre plaques sont largement inférieures aux longueurs critiques quelque soit le nombre de plaques ; les risques de ruptures par vibrations sont donc éliminés.

CHAPITRE III - ANALYSE DES PROBLEMES

En changeant la nature des tubes, il fallait garder les mêmes dimensions du condenseur ; donc la même longueur des tubes et le même diamètre extérieur et, par conséquent, la même surface d'échange. Le cupro-nickel est meilleur conducteur que le titane, il fallait donc compenser la mauvaise conductibilité du titane par une réduction de l'épaisseur des tubes ; ce qui a impliqué une augmentation de la section de passage de l'eau dans les tubes et par conséquent, une diminution de la vitesse de circulation de l'eau de refroidissement dans les tubes en titane.

La diminution de vitesse dans les tubes a posé deux problèmes pour le condenseur ; qui sont l'augmentation de la pression due à l'évacuation partielle du flux de chaleur cédé par la vapeur par l'eau de refroidissement et l'encrassement devenu plus fréquent et plus important.

III. 1 AUGMENTATION DE LA PRESSION

Nous avons vu dans le calcul thermique que le flux de chaleur cédé par la vapeur n'est pas entièrement évacué par l'eau de refroidissement car la surface minimale d'échange nécessaire à l'évacuation totale du flux de chaleur cédé par la vapeur était supérieure à la surface réelle d'échange

$$S_{\min} = 4072 \text{ m}^2 > 3976 \text{ m}^2 = S \text{ réelle}$$

Ceci va provoquer une augmentation de la pression du condenseur jusqu'à ce que le flux de chaleur cédé par la vapeur sera égal au flux de chaleur véhiculé par l'eau de refroidissement. Ce dernier est donné par l'équation (16)

$$\phi_e = C_p \cdot Q_e \cdot (T_s - T_e)$$

$$C_p = 4,18 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$Q_e = 2847 \text{ Kg/s}$$

$$T_s = 28,26 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_e = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\phi_e = 98297,8 \text{ KW}$$

En utilisant les tables des constantes thermodynamiques de la vapeur d'eau saturante, on cherche la pression pour laquelle le flux de chaleur dégagé par la vapeur est égal à celui récupéré par l'eau de refroidissement à l'aide de l'équation (15)

$$\phi_v = Q_v \cdot (H_v - H_c)$$

P (bars)	Hv (KJ/Kg)	Qv (Kg/s)	Hc (KJ/Kg)	ϕ_v (KW)	ϕ_e (KW)	$\left \frac{\Delta \phi}{\phi} \right \cdot 100$
0,05	2556,49	41,11	133,84	99597,6	98297,8	1,31
0,06	2562,34	41,11	148,98	99215,9	98297,8	0,93
0,07	2567,36	41,11	160,89	98932,6	98297,8	0,64
0,08	2571,95	41,11	171,38	98690,1	98297,8	0,40
0,09	2575,72	41,11	180,83	98456,6	98297,8	0,16
0,10	2579,48	41,11	189,02	98274,5	98297,8	0,02

D'après le tableau ci-dessus, pour une pression au condenseur de 0,10 bar le flux de chaleur cédé par la vapeur sera entièrement évacué par l'eau de refroidissement et la pression du condenseur sera donc de 0,10 bar pour les tubes en titane. Mais ceci représente une diminution de la puissance du condenseur puisqu'il évacue moins de chaleur (condense moins de vapeur).

III. 2 - ENCRASSEMENT DES TUBES

L'encrassement des tubes est devenu plus fréquent avec les tubes en titane et cela est provoqué par les deux causes principales suivantes :

- Les tubes en cupro-nickel étaient oxydables par l'eau de mer et la couche d'oxyde formée constitue un poison pour les micro-organismes contenus dans l'eau de mer. Ces derniers ont trouvé dans le titane avec la disparition de la couche d'oxyde un milieu favorable à leur développement. La pollution de l'eau de mer du Port d'Alger par des égouts et l'élévation de température pendant l'été rendent plus abondant le dépôt de ces micro-organismes.
- La diminution de la vitesse de circulation de l'eau dans les tubes en titane a accéléré le dépôt de matières inorganiques, terre ou sable, contenus dans l'eau.

CHAPITRE IV - SOLUTIONS PROPOSEES

Le problème essentiel du condenseur d'Alger-Port est l'encrassement devenu rapide de ces tubes ; ce qui rend mauvais l'échange de chaleur entre la vapeur et l'eau parcourant le faisceau tubulaire et provoque une augmentation de pression dans le condenseur.

Pour diminuer l'encrassement des tubes et par conséquent, améliorer le coefficient d'échange de chaleur globale, nous avons deux possibilités ; soit augmenter la vitesse de circulation de l'eau dans les tubes ou bien, améliorer le système de nettoyage actuel du condenseur.

IV. 1 AUGMENTATION DE LA VITESSE DE CIRCULATION

L'augmentation de la vitesse de circulation de l'eau dans les tubes aura pour conséquences :

- l'amélioration du coefficient d'échange paroi interne - eau de refroidissement hi et donc améliorer le coefficient de transfert de chaleur global K ; car plus la vitesse de circulation est grande, plus l'échange de chaleur est meilleur.
- La diminution des dépôts dans les tubes du condenseur ; ce qui rend l'encrassement plus long et les interventions pour nettoyage moins fréquentes.

Les tubes en titane ont une bonne résistance à l'érosion et on peut atteindre une vitesse de 3 m/s dans ces tubes. Ce qui correspond à un débit d'eau de circulation de 17000 m³/h, ce qui n'est

pas possible avec les pompes actuelles dont le débit maximum est de $11000 \text{ m}^3/\text{h}$; il est donc nécessaire d'installer trois nouvelles pompes ; deux pour donner le débit nécessaire, et la troisième sera utilisée comme pompe de secours.

Cette solution est à écarter car l'achat de trois pompes coûterait très cher et ne résoudrait le problème de la salissure que partiellement, quoique l'augmentation de vitesse dans les tubes donnerait un échange de chaleur plus élevé.

IV. 2 AMELIORATION DU SYSTEME DE NETTOYAGE

Le condenseur de la Centrale d'Alger-Port est nettoyable actuellement par moitié en marche, et cela en utilisant l'eau sous une pression de 30 bars.

Ce système de nettoyage étant périodique, il ne permet pas d'avoir un coefficient de transfert de chaleur constant.

La salissure étant devenue plus rapide avec les tubes en titane ; cela nécessite des interventions plus fréquentes du personnel pour effectuer les nettoyages, ce qui constitue un problème dans les périodes de pointe car la charge de la turbine est réduite de moitié d'où ; la nécessité d'installer un système de nettoyage utilisable pendant la marche normale de la turbine.

Le système que nous proposons est le dispositif TAPROGGE de nettoyage continu.

IV. 2. 1 DISPOSITIF TAPROGGE (Fig 4.1)

IV. 2. 1. 1 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Ce principe permet de maintenir constamment le condenseur en état de propreté. Il consiste à faire évoluer en circuit fermé et à intervalles réguliers, un certain nombre de sphères en caoutchouc mousse passant par l'intérieur des tubes du condenseur. Elles sont poussées par l'eau de circulation dans les tubes. Au cours de leur passage, elles absorbent dans leur pores les éléments de salissures qui ont pu se déposer pendant le temps séparant deux passages successifs de ces sphères.

A leur sortie des tubes, les sphères se nettoient en partie sous l'effet de la turbulence de l'eau à cet endroit.

Leur nettoyage est complété pendant leur passage dans les organes disposés sur le circuit d'aspiration d'une pompe de reprise qui refoule les sphères nettoyées dans le circuit d'eau de circulation à l'entrée du condenseur. Elles se répartissent de nouveau, au hasard, dans les tubes du condenseur.

Les sphères sont calibrées. Leur diamètre, leur élasticité, leur nombre en circulation sont déterminés de manière à obtenir l'efficacité maximale compte tenu des caractéristiques de l'eau de circulation dans le condenseur.

IV. 2. 1. 2 DESCRIPTION DU MATERIEL

Le dispositif comprend :

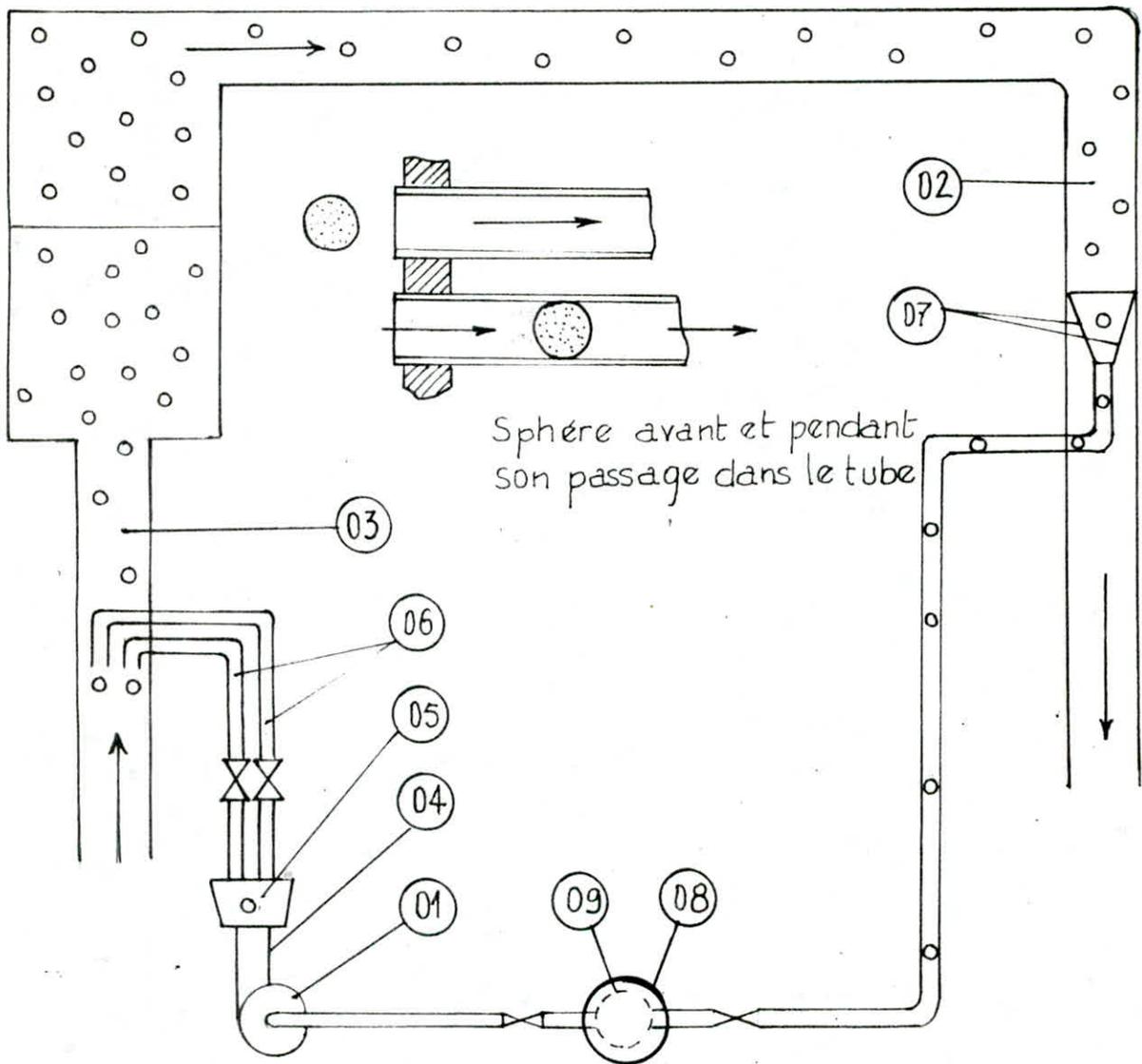


Fig 4.1 Schéma de principe
du dispositif TAPROGGE

- ① Pompe
- ② Tuyauterie de sortie de l'eau
- ③ Tuyauterie d'aménée de l'eau
- ④ Tuyauterie de refoulement
- ⑤ Répartiteur
- ⑥ Tuyauterie de réinjection
- ⑦ Grilles supérieures
- ⑧ Ecluse
- ⑨ Panier crible

- a) Des sphères en caoutchouc mousse dont le diamètre est supérieur de 2 à 3 mm environ au diamètre intérieur des tubes du condenseur. Leur masse volumique est voisine de celle de l'eau. Le nombre de sphères en service est environ égal à 10 % du nombre de tubes du condenseur. Leur durée d'emploi est de 700 heures en moyenne.
- b) Une moto-pompe (01) assure la reprise des sphères captées dans la tuyauterie de sortie (02) d'eau de circulation du condenseur et les réinjecte dans la tuyauterie d'amenée d'eau de circulation (03)
- c) Sur le circuit de refoulement de la moto-pompe, une tuyauterie de refoulement unique (04) entre la moto-pompe et le répartiteur (05). La réinjection des sphères se fait en deux points de la tuyauterie d'amenée par les deux tuyauteries de réinjection (06) sortant du répartiteur. Les tuyauteries de réinjection se terminent chacune par un coude qui réalise la réinjection à contre-courant dans le circuit d'eau de circulation.
- d) Sur le circuit d'aspiration de la moto-pompe, les organes de récupération des sphères qui sont installés dans la tuyauterie de sortie d'eau de circulation. Ils comprennent essentiellement :
- Deux grilles supérieures semi elliptiques (07), ces grilles sont inclinées à 45° par rapport à l'axe de la tuyauterie de sortie d'eau. Elles peuvent être nettoyées en marche, à

contre-courant, après récupération des sphères.

- Quatre grilles rectangulaires composées de barres en acier inoxydable. Elles forment un couloir d'amenée dans la tuyauterie d'aspiration de la pompe. Elles sont orientables par manœuvre directe, à l'aide de manettes. on peut ainsi les nettoyer en marche, après récupération des sphères dans l'écluse. Leur inclinaison en marche est de 30° par rapport à l'axe de la tuyauterie d'eau de circulation.
- L'eau de circulation en pressant les sphères contre les grilles de reprise assure leur pré-nettoyage extérieurement et intérieurement (comme on nettoie une éponge mouillée en la pressant dans la main).

- Une écluse (08) constituée d'une enveloppe cylindrique qui contient un panier crible (09) en acier inoxydable.

L'écluse a pour but :

- De parfaire le nettoyage des sphères et de les purger de la vase qu'elles pourraient encore contenir,
- D'arrêter ces sphères, si nécessaire, soit pour examen, soit pour le nettoyage des grilles de reprise,
- De changer ou de recharger en sphères neuves le circuit de nettoyage.

C O N C L U S I O N

Ce projet nous a permis de comprendre le fonctionnement d'une Centrale Thermique en général et le condenseur en particulier et, d'avoir un aperçu sur la vie professionnelle.

D'après les résultats de notre étude, nous pouvons dire que les tubes en titane ont résolu le problème de l'érosion - corrosion posé par l'eau de mer, cependant, ces tubes sont sujets à la salissure d'où la nécessité d'améliorer le système de nettoyage actuel.

Si le système de nettoyage continu TAPROGGE est choisi comme solution, une étude complète devrait être effectuée afin de déterminer d'éventuels problèmes pouvant survenir dans le cas où l'on adapterait ce système.

B I B L I O G R A P H I E

- 1 A.A. Nicol, Z. Aidoun and M.N. Muse
"Condensation and pressure drop for crossflow
of steam in small tube Bundles".
- 2 W. Mc ADAMS
"Transmission de la chaleur" Dunod (1964)
- 3 M. Bailly
"Thermodynamique technique"
- 4 Documentation Grant
- 5 Idel' Cik
"Memento de pertes de charges" Eyrolles (1969)
- 6 Documentation E.D.F.
"Calcul des fréquences de résonance des tubes de conden-
seurs". (1958)
- 7 Notice technique (E.D.F.)
"La condensation" Décembre 1970
- 8 Technique de l'ingénieur : Mécanique et chaleur Article B 351
- 9 R. Boyer
"Disposition constructives des condenseurs" - Ecole de ther-
mique Paris
- 10 S. Krouchi et S. Mouloud
"Etude d'un condenseur de 168 MW". Projet de Fin d'études
Génie Mécanique Juin 1978
- 11 Z.L. Aidoun
"Cours de T.H.Q."
- 12 Documentations de la Centrale d'Alger-Port.

