

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

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou
Faculté du Génie de la Construction
Département du génie mécanique



**MEMOIRE DE
FIN D'ETUDES**

En vue de l'obtention du diplôme de
Master académique en génie mécanique

Option : Energétique

Thème

**Etude du système de dégazage du
condenseur de la centrale thermique
de Cap-Djinet**

Etudié et présenté par :

TOUBOUACHE LOUNAS
AMBER NASSIMA

Proposé et dirigé par :

Mr. M.HAMZAOUI

** Promotion 2015/2016 **

Résumé

L'objectif de notre travail consiste en l'étude du système de dégazage du condenseur de la centrale thermique de Cap-Djinet. Après avoir compris le principe de fonctionnement, nous avons diagnostiqué l'installation et étudié les anomalies et les différents facteurs qui causent le dysfonctionnement de l'un de ces principaux éléments qui est le condenseur pour pouvoir les lutter, et assurer un bon vide. Ensuite nous avons analysé et modélisé un appareil de mise sous vide qui est l'éjecteur à vapeur.

Au terme de notre travail, nous avons réussi à reconnaître l'effet de ces différents facteurs sur le fonctionnement du condenseur, pour ensuite donner les solutions qui nous permettent d'obtenir un bon vide, et par conséquent un meilleur rendement de la centrale.

Mots clés : condenseur, éjecteur à vapeur, centrale thermique, vide, rendement.

Remerciements

Nous remercions avant tout Dieu le tout puissant de nous avoir donné la foi, la volonté et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à notre encadreur Mr. HAMZAOUI pour ses précieux conseils et sa disponibilité tout au long de la réalisation de ce mémoire, ainsi que pour l'intérêt qu'il a toujours porté à l'égard de notre travail.

Que tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de ce projet trouvent ici le témoignage de notre reconnaissance.

Nous tenons enfin particulièrement à adresser nos vifs remerciements à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation, à leur tête ceux du département de Génie Mécanique

A tous nos camarades de la promotion 2016, nous disons un grand merci.

Dédicaces

Je dédie ce travail :

A ma très chère mère et à mon très cher père.

A ma très chère Taous et toute sa famille.

A toute ma famille (mes frères, mes sœurs et leurs familles).

A tous mes amis surtout mon ami d'enfance Samir.

A mes neveux Nouredine, Omar et la petite Elina.

TOUBOUACHE Lounas.

Je dédie ce travail :

A la douceur de mes parents.

A toute ma famille (mon frère, mes sœurs et leurs familles).

A tous mes amies.

.

AMBER Nassima.

Introduction générale	1
------------------------------	----------

CHAPITRE I

Présentation et fonctionnement de la centrale

I.1 Introduction	2
-------------------------	----------

I.2 Présentation de la centrale thermique de Cap-Djinet	2
--	----------

I.3 Constitution et fonctionnement	3
---	----------

I.3.1 La chaudière	4
--------------------	---

I.3.1.1 Un économiseur	4
------------------------	---

I.3.1.2 Un ballon	4
-------------------	---

I.3.1.3 Colonnes de descente et des tubes écrans	5
--	---

I.3.1.4 Surchauffeurs	5
-----------------------	---

I.3.1.5 Désurchauffeurs	5
-------------------------	---

I.3.1.6 Brûleurs	5
------------------	---

I.3.1.7 Chambre de combustion	5
-------------------------------	---

I.3.1.8 Ventilateurs de soufflage	6
-----------------------------------	---

I.3.1.9 Ventilateurs de recyclage	6
-----------------------------------	---

I.3.2 La turbine	6
------------------	---

I.3.2.1 Corps HP	7
------------------	---

I.3.2.2 Corps MP	7
------------------	---

I.3.2.3 Corps BP	8
------------------	---

I.3.3 L'alternateur	9
---------------------	---

I.3.4 Le transformateur	10
-------------------------	----

I.3.5 Le poste d'eau	10
----------------------	----

I.3.5.1 Le condenseur	11
-----------------------	----

I.3.5.2 La bêche alimentaire	12
------------------------------	----

I.3.5.3 Les pompes	13
--------------------	----

I.3.5.3.1 Les pompes d'extraction	13
-----------------------------------	----

I.3.5.3.2 Les pompes d'alimentation	13
-------------------------------------	----

I.3.5.4 Les réchauffeurs basses pression (BP) et haute pression (HP)	13
--	----

I.3.5.4.1 Les réchauffeurs basses pression (BP)	13
---	----

I.3.5.4.2 Les réchauffeurs haute pression (HP)	14
--	----

I.3.6 Les différents auxiliaires :	14
------------------------------------	----

I.3.6.1 Une station de production d'hydrogène	14
I.3.6.2 Un poste de détente gaz	14
I.3.6.3 Un poste de stockage du fuel	14
I.3.6.4 Une station de pompage de l'eau de mer	14
I.3.6.5 Une station de traitement de l'eau de mer	15
I.3.6.5.1 Une unité d'électro chloration	15
I.3.6.5.2 Une station de dessalement	15
I.3.6.5.3 Une station de déminéralisation	15
I.4 Principe de fonctionnement	15
I.5 Conclusion	17

CHAPITRE II

Généralités et étude bibliographique

II.1 Historique	18
II.1.1 La machine à vapeur	18
II.2 Rappels thermodynamiques	18
II.2.1 Notion de système	19
II.2.2 Les deux principes de la thermodynamique	19
II.2.2.1 Premier principe – Principe d'équivalence.....	19
II.2.2.2 Deuxième principe - Principe hiérarchie.....	19
II.2.3 Ecoulements et systèmes ouverts.....	21
II.3 Généralités sur les cycles thermodynamiques	22
II.3.1 Définition des cycles thermodynamiques	22
II.3.2 Différents cycles thermodynamiques :	22
II.3.2.1 Cycle monotherme.....	22
II.3.2.2 Cycles diathermes.....	23
II.3.3 Les Machines thermiques (applications des cycles thermodynamiques)	23
II.3.4 Classifications des machines thermiques	23
II.3.4.1 Les machines dynamo thermiques (ex: réfrigération).....	23
II.3.4.2 Les machines thermodynamiques.....	23
II.3.4.3 Différences types de machines thermodynamiques.....	23
II.4 Cycles théorique d'une machine à vapeur : Cycle de Rankine	24

II.5 Le Cycle de Hirn ou de Rankine avec surchauffe	25
II.6 Cycle de Hirn avec resurchauffe	27
II.7 Cycle à soutirage	28
II.8 Effets de la pression et la température sur le rendement du cycle	30

CHAPITRE III

Le condenseur

III.1 Introduction	34
III.2 Le condenseur de la centrale de Cap-Djinet (Les condenseurs par surface)	35
III.2.1 Définition	35
III.2.2 Principe de fonctionnement	35
III.2.3 Caractéristique du condenseur de la centrale	36
III.2.4 Éléments constitutifs	37
III.2.4.1 Corps en acier.....	37
III.2.4.2 Faisceau tubulaire.....	37
III.2.4.3 Boîtes à eau.....	38
III.2.4.4 Dispositifs annexes.....	39
III.2.4.4.1 Circuit de contournement de vapeur	39
III.2.4.4.2 Circuit d'injection d'eau d'appoint	39
III.2.4.4.3 Circuit de condensat secondaire	40
III.2.4.4.4 Installation de mise sous vide	40
III.3 Le vide dans le condenseur	40
III.3.1 Notion sur le vide	40
III.3.2 Appareils de mise sous vide	41
III.3.3 Principe de fonctionnement des éjecteurs à vapeur	42
III.4 Dégazage de condenseur	43
III.5 Conclusion	44

CHAPITRE IV

Les causes de dégradation du vide

IV.1 Introduction	45
IV.2 Influence du débit d'eau de mer sur la température de saturation	45
IV.2.1 Calcul de Coefficients de transfert thermique	45
IV.2.2 Relation entre T_s , T_e , ϕ , q_{mec} et K	46
IV.3 Influence de la température d'eau de mer sur la température de saturation	52
IV.4 Salissure des tubes	54
IV.4.1 L'encrassement	55
IV.4.2 Protection contre la corrosion	58
IV.5 Nettoyage des condenseurs	59
IV.6 Conclusion	60

CHAPITRE V

Etude des éjecteurs à vapeur

V.1 Généralité	61
V.2 Emplacement des éjecteurs dans la centrale	62
V.3 Principe des éjecteurs	63
V.4 Mode de fonctionnement des éjecteurs dans la centrale	65
V.5 Rôle des éjecteurs	66
V.6 Les types d'éjecteurs dans la centrale thermique	67
V.6.1 Ejecteur de démarrage	67
V.6.2 Ejecteur de service	70
V.7 Avantages généraux	72
V.8 Inconvénients généraux	72
V.9 Modélisation de l'éjecteur	73
V.9.1 Flux primaire à travers la tuyère	74
V.9.2 Flux primaire entre la section 1-1 et la section y-y	74

V.9.3 Le flux secondaire de l'aspiration jusqu'à la section y-y	75
V.9.4 Les sections au plan y-y	75
V.9.5 La température et le nombre de Mach au plan y-y	75
V.9.6 Le mélange au plan m-m avant le choc	75
V.9.7 Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3	76
V.9.8 Le mélange à travers le diffuseur	76
V.9.9 Détermination de la pression critique d'un éjecteur	76
V.9.10 Détermination du débit d'un éjecteur	77
V.9.11 Rapport d'entraînement	78
V.10 Conclusion :	82
Conclusion générale	83

Liste des Figures

Figure I.1: Schéma fonctionnel d'une tranche thermique de la centrale de Cap-Djinet [9]	3
Figure I.2: Corps HP [9]	7
Figure I.3: Corps MP [9]	8
Figure I.4: Corps BP [9]	9
Figure I.5: Alternateur [9]	10
Figure I.6: Constitution de poste d'eau [9]	11
Figure I.7: Vue de la bêche alimentaire de CAP-DJINET [9]	12
Figure II.1: schéma représente un écoulement dans un organe avec échange d'énergie [1]	21
Figure II.2: Diagramme (T, S) de cycle de Rankine [1].....	24
Figure II.3: circuit d'une turbine à vapeur [1].....	24
Figure II.4:schéma d'une installation avec surchauffe [1]	26
Figure II.5: diagramme (T, S) de cycle avec surchauffe [1]	26
Figure II.6: schéma d'une installation avec resurchauffe. [1]	28
Figure II.7: schéma d'une installation à resurchauffe et soutirage [1]	29
Figure II.8: diagramme (T,S) d'une installation à resurchauffe et soutirage [1]	29
Figure II.9: Effet de la pression du condenseur sur le rendement du cycle de Rankine. [8]	31
Figure II.10: Effet de la température de la vapeur sur le rendement et le travail net du cycle de Rankine.[8]	32
Figure II.11: Effet de la pression de la vapeur sur le rendement du cycle de Rankine. [8]	33
Figure III.1: Le condenseur par mélange	34
Figure III.2: Le condenseur par surface	34
Figure III.3: Schéma d'un condenseur par surface [9]	35
Figure III.4: Condenseur à boîtes à eau cylindriques [12]	39
Figure III.5: Principe d'un éjecteur à vapeur.	42
Figure IV.1: La variation de la température de saturation en fonction de débit d'eau de mer (T eau de mer =16°C).	51
Figure IV.2: La variation de la température de saturation en fonction de la température d'eau de mer et un débit d'eau de mer de 7200kg/s.	54
Figure IV.3: Schéma du dispositif du nettoyage.	59
Figure IV.4: Les boules en caoutchouc.	60

Figure V.1: Coupe d'un éjecteur et évolution de pression [17]	62
Figure V.2: L'emplacement des éjecteurs dans la centrale [15]	63
Figure V.3: Constitution d'un éjecteur [16]	64
Figure V.4: Le mouvement dans un éjecteur [16]	64
Figure V.5: Mise sous vide d'un condenseur d'une turbine [15]	66
Figure V.6 : Ejecteur de démarrage [16]	68
Figure V.7: La géométrie de l'éjecteur de démarrage [15]	69
Figure V.8: Ejecteur de service à double étage [15]	71
Figure V.9: Présentation d'un éjecteur [17]	73
Figure V.10 : Rapport d'entraînement en fonction de la puissance échangée au niveau de condenseur pour ($k_1 = 1.7$, $k_2 = 2.88$) selon le débit d'eau de mer.	80
Figure V.11 : Rapport d'entraînement en fonction de la puissance échangée au niveau de condenseur pour ($k_1 = 1.7$, $k_2 = 2.88$) selon la température d'eau de mer.	82

Liste des tableaux

Tableau III.1: Caractéristique du condenseur de la centrale	36
Tableau IV.1: Résultats de calcul de la température de saturation en fonction du débit	49
Tableau IV.2: Résultats de calcul de la température de saturation en fonction de la température d'eau de mer.	53
Tableau V.1: Les dimensions des diamètres de l'éjecteur de démarrage	69
Tableau V.2: Les dimensions des longueurs de l'éjecteur de démarrage	70
Tableau V.3: Les paramètres à l'entrée de la tuyère primaire de l'éjecteur de démarrage	70
Tableau V.4: Enthalpie et entropie à l'entrée de l'éjecteur de démarrage	70
Tableau V.5: Les paramètres à l'entrée de la tuyère primaire de l'éjecteur	72
Tableau V.6: Enthalpie et entropie à l'entrée d'éjecteur de démarrage	72
Tableau V.7: Résultat de calcul de rapport d'entraînement en fonction de la puissance échangé au niveau du condenseur selon la variation de débit d'eau de mer	79
Tableau V.8: Résultat de calcul de rapport d'entraînement en fonction de la puissance échangé au niveau du condenseur selon la variation de la température d'eau de mer	81

Nomenclature

Symbole	Signification	Unité
T	Température	°C
P	Pression	bar
W	Travail	kJ/kg
Q	Quantité de chaleur	W
m	Débit massique	kg /s
X	Titre	%
s	Entropie	J/kg .°C
E_c	Energie cinétique	kJ/kg
E_p	Energie potentielle	kJ/kg
η_{th}	Rendement thermique	%
h	Enthalpie massique	J/Kg
q_s	Débit de soutirage	Kg/s
Cp	Chaleur spécifique à pression constante	kJ/kg. °C
V	Vitesse de l'eau dans les tubes	m/s
Φ	Flux de chaleur	KW
K	Coefficient d'échange global	KW / (m ² . °C)
T_s	Température de saturation	°C
S	Surface d'échange	m ²
m_v	Le débit de vapeur à l'échappement corps BP	Kg/s
ΔT_{LM}	l'écart logarithmique de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur	°C
Te	Température entrée de l'eau de mer	°C
Tf	Température sortie de l'eau de mer de	°C
Cs	coefficient de salissure	SU
Ct	coefficient de correction de température d'entrée eau de refroidissement	SU
Cm	coefficient de correction épaisseur-titan	SU
q_{mec}	Débit volumique d'eau de mer	m ³ / s
K ₀	Coefficient de base fonction du diamètre extérieur des tubes	KW / (m ² . °C)
A	Section	m ²
a	Vitesse sonique	m/s
D	Diamètre des tubes de condenseur	m
M	Nombre de Mach	SU
y –y	Section dans l'éjecteur	m ²
r	Constante des gaz	SU
1 et 2	Sections dans la tuyère primaire	m ²

3	Section entrée diffuseur	m ²
4	Section sortie diffuseur	m ²
m – m	Section de mélange dans l'éjecteur	m ²
ω	Rapport d'entraînement	SU

Indices / Exposants

p Primaire

s Secondaire

m Mélange

g Entré fluide primaire

e Entré fluide secondaire

t Position de la section minimale de la tuyère primaire de l'éjecteur

sy position de flux secondaire dans la section y-y

py position de flux primaire dans la section y-y

Abréviations

HP : Haute pression

MP : Moyenne pression

BP : Basse pression

G.V : Générateur de vapeur

Introduction générale

De nos jours, l'utilisation de l'électricité dans la vie quotidienne est d'une si grande importance que la vie sans elle est inenvisageable. C'est pour cela que sa production prend de plus en plus de l'ampleur dans tout les pays du monde.

Malgré les avancées faites dans le développement des centrales nucléaires, hydrauliques, solaires et éoliennes; les centrales thermiques sont toujours en fonctionnement, vue la disponibilité des hydrocarbures utilisées comme combustible dans la production d'électricité pour certains pays.

Les centrales thermiques utilisent les turbines à vapeur pour la génération d'électricité, ces dernières restent jusqu'à présent l'un des moyens les plus utilisés au même titre que les turbines à gaz. A titre indicatif près de 43% de l'énergie électrique produite en Algérie est générée par des turbines à vapeur.

Notre stage a été effectué à la centrale de Cap-Djinet, l'objectif de notre étude est consacré au système de dégazage du condenseur de la centrale.

L'état d'un condenseur d'une centrale thermique à vapeur, qui fonctionne avec une pression inférieure à la pression atmosphérique, est caractérisé par le vide qui y règne.

Le premier chapitre de notre étude est réservé aux généralités et l'étude bibliographique des cycles thermodynamiques (cycles de Rankine, Hirn, cycles améliorés avec resurchauffe et soutirages).

Le deuxième est dédié à la présentation de la centrale de Cap-Djinet.

Le troisième chapitre est consacré particulièrement à une description détaillée du condenseur.

Au quatrième chapitre nous abordons les causes de dégradation de vide du condenseur.

Le cinquième chapitre est destiné à l'étude des éjecteurs à vapeur.

Enfin, on a terminé ce modeste travail par une conclusion générale dans laquelle les principaux résultats obtenus sont récapitulés.

CHAPITRE I

Présentation et fonctionnement de la centrale

I.1 Introduction

Une centrale thermique est une centrale électrique qui produit de l'électricité à partir d'une source de chaleur. Cette source peut être un combustible brûlé (tels le gaz naturel, certaines huiles minérales, charbon, déchets industriels, déchets ménagers), la fission de noyaux d'uranium 235 ou de plutonium 239.

La source de chaleur chauffe un fluide (souvent de l'eau) qui passe de l'état liquide à l'état gazeux (vapeur par exemple) qui entraîne une turbine accouplée à un alternateur qui transforme l'énergie cinétique de la turbine en énergie électrique.

Pour entraîner la turbine, il faut que la pression soit plus faible à sa sortie qu'à l'entrée. La baisse de pression à la sortie de la turbine est obtenue en condensant le gaz, en aval de la turbine, à l'aide d'une source froide.

La centrale de Cap-Djinet est complexe par ces différents organes et ces transformations au cours de son fonctionnement. Dans ce chapitre on présentera les organes principaux de la centrale et les différentes transformations pendant le fonctionnement.

I.2 Présentation de la centrale thermique de Cap-Djinet

La centrale thermique de Cap-Djinet est située à l'Est de la capitale Alger, dans la Wilaya de Boumerdès. Elle occupe une superficie de 35 Hectares.

La centrale a été construite par un consortium Austro-Allemand : SIEMENS-KWEU-SGP et mise en service pour la première fois en 1986.

Les principaux contrats ayant été signés en 1980, les travaux de terrassements ont démarré en mars 1981 et le début du montage de la centrale est effectué en mars 1984. Cette centrale a été mise en service industriel en partie comme suit :

- ✓ Groupe 1 : Couplage sur réseau le 17 juin 1986.
- ✓ Groupe 2 : Couplage sur réseau le 17 septembre 1986.
- ✓ Groupe 3 : Couplage sur réseau le 19 novembre 1986.
- ✓ Groupe 4 : Couplage sur réseau le 21 février 1987.

La centrale thermique de Cap-Djinet produit une puissance électrique d'une capacité de 704 MW, répartie en quatre (04) unités de production de 176 MW chacune. La consommation totale des auxiliaires est d'environ 32 MW, donc la puissance fournie au réseau national est de 672 MW, transportée aux postes d'intersections d'Alger/Est et de Si

Mustapha par l'intermédiaire de 04 lignes de transport de 220 KV (02 pour chaque poste).
[10]

I.3 Constitution et fonctionnement

La centrale thermique de Cap-Djinet est composée de plusieurs organes importants pour la production de l'électricité et qui influent directement sur le rendement global, ces organes sont : [10]

- La chaudière.
- La turbine.
- L'alternateur.
- Le transformateur.
- Le poste d'eau. (Condenseur, bache alimentaire, pompes, réchauffeurs basse et haute pression).
- Les différents auxiliaires.

Ci-dessous un schéma fonctionnel de la centrale :

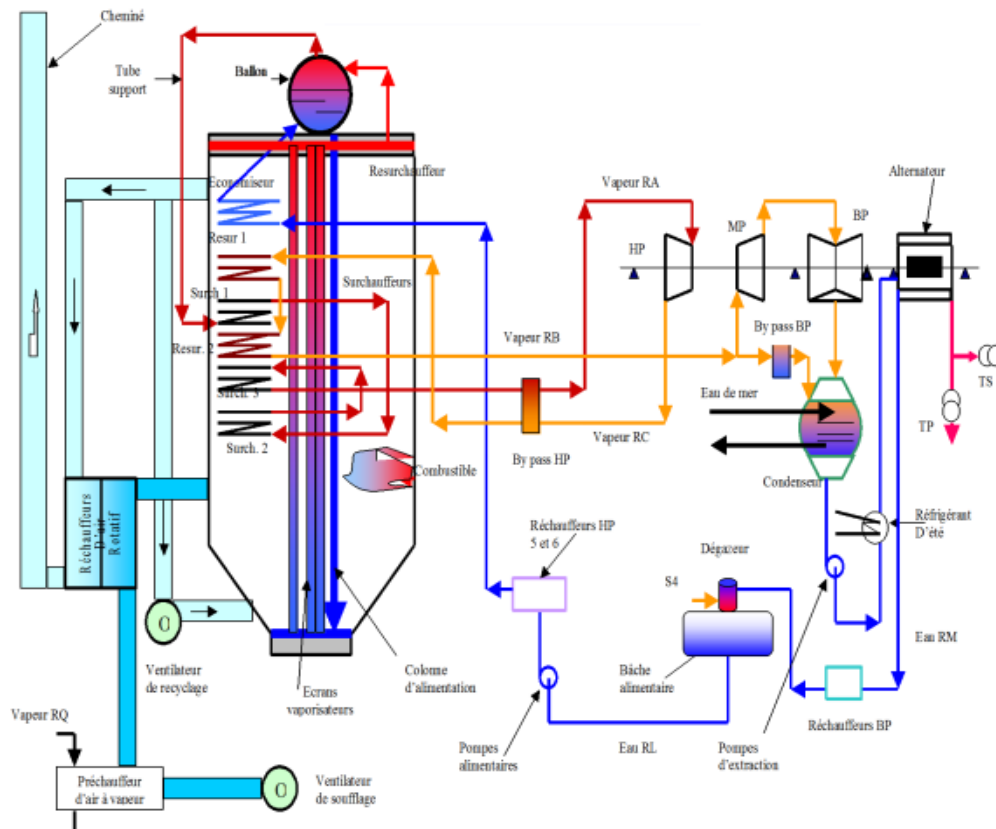


Figure I.1: Schéma fonctionnel d'une tranche thermique de la centrale de Cap-Djinet [9]

I.3.1 La chaudière :

La chaudière (générateur de vapeur) est la source chaude de la centrale, elle permet de transformer l'eau en vapeur surchauffée à haute pression pour alimenter le groupe turbo-alternateur. La chaudière est de type à "circulation naturelle" avec chambre de combustion pressurisée et avec resurchauffeurs ; c'est l'élément le plus essentiel et le plus volumineux dans le circuit thermique. [9]

Ses caractéristiques sont :

- Capacité de vaporisation 540 t /h
- Température dans le foyer..... 900 °C
- Température de vapeur surchauffée..... 540 °C
- Pression à la sortie des surchauffeurs..... 147 bar
- Température de la vapeur resurchauffée..... 535 °C
- Température de l'eau d'alimentation..... 246 °C

Le générateur comprend notamment :

I.3.1.1 Un économiseur :

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

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

I.3.1.2 Un ballon :

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

Ses caractéristiques sont :

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

I.3.1.3 Colonnes de descente et des tubes écrans

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

I.3.1.4 Surchauffeurs

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

I.3.1.5 Désurchauffeurs

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

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

I.3.1.6 Brûleurs

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

I.3.1.7 Chambre de combustion

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

I.3.1.8 Ventilateurs de soufflage

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

I.3.1.9 Ventilateurs de recyclage

Chaque tranche est équipée de deux ventilateurs de recyclage (ou de recirculation) des fumées. Ils aspirent une partie des gaz de combustion à la sortie de la chaudière (avant le réchauffeur d'air) et l'injectent dans la partie basse de la chambre de combustion. Ce système permet un gain de rendement, surtout à basse charge. [10]

I.3.2 La turbine

Elle a pour rôle de transformer l'énergie thermique contenue dans la vapeur provenant de la chaudière en un mouvement de rotation de l'arbre, le travail mécanique obtenu sert à entrainer l'alternateur. La turbine est composée de trois corps : haute pression (HP), moyenne pression (MP) et basse pression (BP). Elle comporte six (06) soutirages qui alimentent (03) réchauffeurs (BP), (02) réchauffeurs (HP), et la bâche alimentaire. Le rotor de la turbine est accouplé avec l'alternateur, et l'ensemble tourne à une vitesse constante réglée à 3000 tr/mn. [10]

Caractéristiques :

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

I.3.2.1 Corps HP

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

Caractéristiques du corps :

Simple flux à double enveloppe.

- ❖ La pression d'admission = 138 bar.
- ❖ Le débit de vapeur = 532t/h.
- ❖ La température de vapeur = 535°C.
- ❖ Nombre d'étage à réaction : 23 étages.
- ❖ Nombre d'étage action : 1 étage.



Figure I.2: Corps HP [9]

I.3.2.2 Corps MP

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

Caractéristiques du corps :

- ❖ Double flux à double enveloppe
- ❖ La pression d'admission = 36 bar.

- ❖ Le débit de vapeur = 408t/h.
- ❖ La température de vapeur = 535°C.
- ❖ Nombre d'étage à réaction = 2x20 étages



Figure I.3: Corps MP [9]

I.3.2.3 Corps BP

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

Caractéristiques du corps :

- ❖ Simple flux à double enveloppe.
- ❖ La pression d'admission = 5.5 bar.
- ❖ Le débit de vapeur = 406t/h.
- ❖ La température de vapeur = 282°C.
- ❖ Nombre d'étage à réaction = 2x8 étages.



Figure I.4: Corps BP [9]

I.3.3 L'alternateur

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

- ❖ La puissance maximale produite : 176 MW.
- ❖ La tension : 15,5 KV.
- ❖ La fréquence : 50 Hz.
- ❖ L'intensité du courant : 8195 A

Cette transformation dégage une grande quantité de chaleur, d'où la nécessité de refroidir l'alternateur. Le refroidissement se fait par un circuit fermé à Hydrogène qui est lui-même refroidi à l'eau déminéralisée. [10]

L'alternateur comprend les éléments suivants :

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

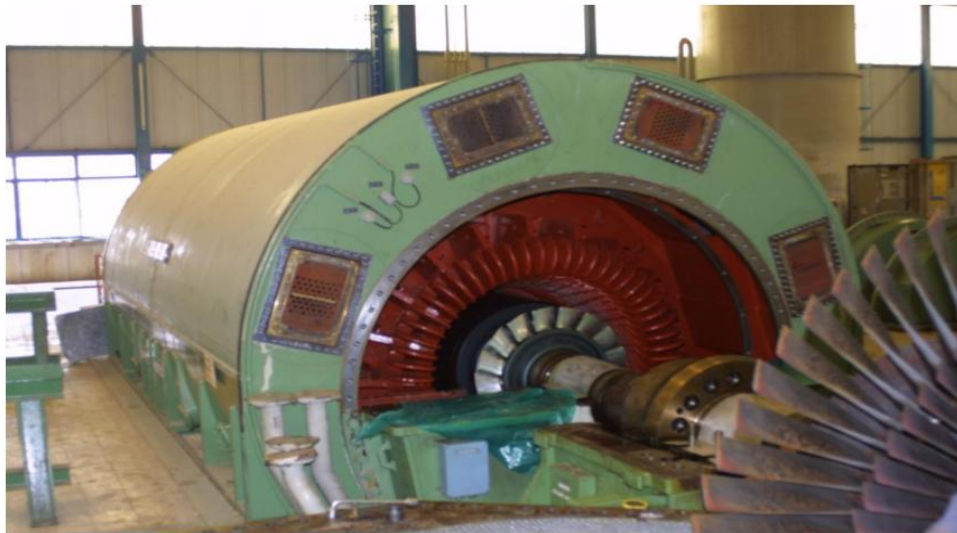


Figure I.5: Alternateur [9]

I.3.4 Le transformateur

Un transformateur électrique est un convertisseur permettant de modifier les valeurs de tension délivrées par une source d'énergie électrique alternative, en un système de tension de valeurs différentes, mais de même fréquence et de même forme.

Vu que la tension au niveau de l'alternateur est faible, le courant électrique est très important, il est nécessaire de réduire les pertes par effet Joule en passant par un transformateur de tension. Dans le cas présent on utilise un transformateur de 15,5 KV à 220 KV, et une puissance de 220 MW à travers un disjoncteur coupleur. Le refroidissement du transformateur se fait par une circulation forcée d'huile en circuit fermé qui est lui-même refroidie par l'air. [10]

I.3.5 Le poste d'eau

Le poste d'eau comprend l'ensemble des appareils depuis l'échappement de la turbine jusqu'à l'entrée de l'économiseur de la chaudière et est constitué des éléments suivants : [10]

- ❖ Le condenseur.
- ❖ La bêche alimentaire et le dégazeur.
- ❖ Les pompes (d'extraction et d'alimentation).

❖ Les réchauffeurs HP et BP.

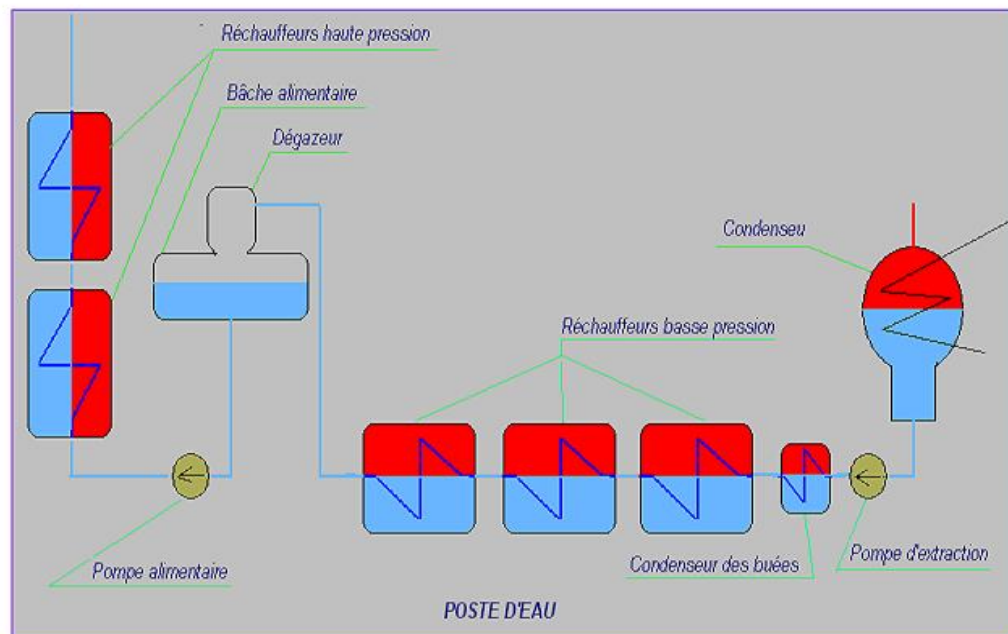


Figure I.6: Constitution de poste d'eau [9]

I.3.5.1 Le condenseur

Le condenseur utilisé est un échangeur à échange par surface, il est placé sous le corps basse pression (BP) de la turbine. La vapeur se condense au contact des parois des tubes, dans lesquelles passe l'eau de refroidissement de mer. L'échange de chaleur est de types fluides séparés à faisceaux tubulaires.

Les principaux rôles du condenseur sont :

- ❖ Assurer la condensation de la vapeur d'eau évacuée du corps (BP) de la turbine par la circulation de l'eau de refroidissement.
- ❖ Augmenter la chute d'enthalpie de la vapeur détendue en établissant une dépression atmosphérique, afin d'obtenir un rendement de la turbine aussi élevé que possible.
- ❖ Dégazer le condensât et évacuer les incondensables.
- ❖ Recevoir également le condensât des réchauffeurs (BP).

Le condenseur est constitué de deux demi-condenseurs où ils sont logés et dans lequel circule l'eau de mer. Cette conception permet de faire fonctionner un demi-condenseur pour un éventuel entretien du deuxième. Le chapitre prochain sera consacré au condenseur. [10]

I.3.5.2 La bache alimentaire :

C'est un réservoir cylindrique où a lieu le dégazage de l'eau, l'eau sortant des réchauffeurs basse pression (BP) se dirige vers la bache alimentaire, cette dernière joue le rôle d'un échangeur à mélange (réchauffeur), l'eau est chauffée par la vapeur du soutirage (S4) du corps moyenne pression (MP) de la turbine. L'eau se réchauffe jusqu'à la température de saturation correspondant à la pression de soutirage, en condensant la vapeur qui est prélevée à la turbine.

Le niveau de l'eau et de vapeur reste constant pendant le fonctionnement du groupe. la bache alimentaire appelée aussi "la bache dégazant" parce qu'elle dégage les gaz étrangers incondensables vers l'atmosphère avec deux (02) tuyauteries d'évacuation. [10]



Figure I.7: Vue de la bache alimentaire de CAP-DJINET [9]

Caractéristiques de la bache alimentaire

- ❖ Le volume total :..... 163 m³
- ❖ Diamètre de l'enveloppe : 3,6 m.
- ❖ La longueur :..... 16,5 m.
- ❖ La température à la sortie :..... 151 °C.
- ❖ La pression :..... 4,9 bars.
- ❖ Le débit :..... 145,34 kg/s.

➤ *Le dégazeur*

Le dégazeur a pour rôle d'éliminer les gaz agressifs tel que l'oxygène et le gaz carbonique dissous dans l'eau alimentaire. Afin de protéger les installations telles que la chaudière.

L'élimination des gaz agressifs se fait par l'évaporation des gaz dissous dans l'eau par l'augmentation de la température.

I.3.5.3 Les pompes

I.3.5.3.1 Les pompes d'extraction

Ce sont des pompes centrifuges à quatre (04) étages, leur rôle est d'acheminer l'eau condensée (condensât) jusqu'à la bache alimentaire en traversant les trois(03) réchauffeurs basse pression (BP), les réfrigérants d'été, condenseur de buées ainsi que les éjecteurs de service.

On trouve deux (02) pompes par groupe, l'une en marche et l'autre en réserve en cas de panne, avec une tension de 63 KV et une puissance de 300 KW.

I.3.5.3.2 Les pompes d'alimentation

Elles ont pour rôle d'aspirer de l'eau de la bache alimentaire pour y refouler dans le réservoir de la chaudière en traversant les réchauffeurs haute pression (HP) et l'économiseur du générateur de vapeur.[10]

I.3.5.4 Les réchauffeurs basses pression (BP) et haute pression (HP)

I.3.5.4.1 Les réchauffeurs basses pression (BP)

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

Les réchauffeurs utilisés sont des échangeurs de chaleurs à échange par surface. Ils sont positionnés horizontalement en tube (en forme U), et l'écoulement de condensât se fait

en cascade, dans le coté tube circule le condensât principal et dans le coté enveloppe circule la vapeur, et la température dépasse les 100 °C.

I.3.5.4.2 Les réchauffeurs haute pression (HP)

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

Les réchauffeurs utilisés sont des échangeurs de chaleurs à échange par surface. Ils sont positionnés verticalement avec tubes courbés en forme de serpent, dans le coté enveloppe circule la vapeur, et dans le coté tube circule l'eau d'alimentation (condensât) avec une pression de 160 bars et une température de 145 °C. [10]

I.3.6 Les différents auxiliaires :

I.3.6.1 Une station de production d'hydrogène

Son rôle est de produire l'hydrogène nécessaire pour le refroidissement des quatre (04) alternateurs de la centrale.

I.3.6.2 Un poste de détente gaz

Il est composé de deux (02) lignes de filtration gaz, ainsi que trois (03) lignes de régulation pour la détente du gaz, de 60 à 6 bars.

I.3.6.3 Un poste de stockage du fuel

Ce sont deux (02) réservoirs d'une capacité de 10000 m³ chacun. Utilisés en cas d'absence de gaz ou de l'indisponibilité du poste gaz.

I.3.6.4 Une station de pompage de l'eau de mer

Trois conduites de 03 mètres de diamètres sont installées à une profondeur de 06 mètres de la surface de la terre avec une longueur de 900 mètres dans la mer, ce qui permet à l'eau de passer automatiquement vers le bassin par la différence de potentiel (de niveau).

Avant qu'elle soit aspirée, l'eau passe par deux niveaux de filtrage :

- Par des grilles à grappins pour empêcher le passage des grands corps.
- Par des tambours filtrants pour empêcher le passage des petits corps.

I.3.6.5 Une station de traitement de l'eau de mer

Elle comprend :

I.3.6.5.1 Une unité d'électro chloration

Elle a pour rôle de protéger le circuit d'eau de mer (condenseur, conduites ...) contre tout encrassement pouvant être causé par les micro-organismes marins. Elle se fait par injection d'une quantité de 150 kg/h d'hypochlorite de Sodium. En condition de chloration continue, 104000 m³/h d'eau de circulation sont continuellement chlorés.

I.3.6.5.2 Une station de dessalement

Quatre unités de dessalement de l'eau de mer d'une capacité de 336 m³/jour pour chacune sont utilisées. L'eau de mer est vaporisée pour lui enlever le sel, puis condensée, en suite stockée dans deux bâches d'une capacité de 2700 m³ chacune.

I.3.6.5.3 Une station de déminéralisation

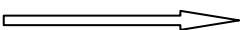
Deux chaines de déminéralisation (Filtres à lit mélangés) de 40 m³/h chacune parachèvent le traitement de l'eau avant son utilisation dans le cycle eau-vapeur. Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux (02) réservoirs de 1500 m³ Chacun. [10]

I.4 Principe de fonctionnement

Avant de décrire le fonctionnement de la centrale, il sera bon de rappeler les différentes transformations énergétiques qui ont servi à la production de l'énergie électrique. En gros on a trois (3) transformations :

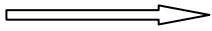
1. Transformation de l'énergie contenue à l'état latent dans le combustible (énergie chimique) en énergie calorifique.

➤ **Chaudière :**

Energie chimique  Energie calorifique

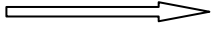
2. Transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique.

➤ **Turbine :**

Energie calorifique  Energie mécanique

3. Transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique.

➤ **Alternateur :**

Energie mécanique  Energie électrique

L'eau froide est aspirée à la bêche alimentaire alimentée par le condenseur, et par l'eau d'appoint après distillation, elle est comprimée successivement par les pompes basses pression et haute pression et réchauffée par les réchauffeurs BP et HP au moyen des soutirages. L'eau d'alimentation en sortant des réchauffeurs HP sera évacuée dans la chaudière particulièrement dans l'économiseur. L'eau se réchauffe par convection par les biais des flammes résultant de la chambre de combustion, elle est canalisée ensuite vers la partie supérieure du ballon.

A la sortie de l'économiseur, l'eau est encore à l'état liquide, pour avoir de la vapeur il faut encore la chauffer. Alors, du ballon, elle descend vers les écrans vaporisateurs.

Au contact de la flamme des brûleurs l'eau devient vapeur et monte naturellement jusqu'au ballon du fait de la différence de densité de l'eau et de la vapeur.

Dans le ballon s'opère une séparation de l'eau et de la vapeur, puis celle-ci est transmise aux surchauffeurs par les tubes supports.

A la sortie du surchauffeur final, la vapeur est acheminée vers la turbine pour subir la détente, la vapeur d'échappement en partie détendue est refroidie dans le corps HP de la turbine, est ramenée à la chaudière pour y subir une resurchauffe.

A la sortie des resurchauffeurs la vapeur poursuit sa détente dans le corps MP puis dans le corps BP, la vapeur détendue est conduite au condenseur.

La condensation de la vapeur s'effectue sous vide à la température 33°C et à la pression de 0,05 bar.

Les pompes d'extraction aspirent l'eau du puits du condenseur et la refoulent à travers le réfrigérant d'alternateur, le condenseur de buée, l'éjecteur de vapeur, le refroidisseur des purges et les trois (3) réchauffeurs basse pression jusqu'à la bêche alimentaire.

Dans la bêche alimentaire s'effectue le dégazage physique de l'eau d'alimentation, et un nouveau cycle peut recommencer. [9]

➤ ***Principe de fonctionnement du soutirage :***

Le principe du soutirage de vapeur, consiste à extraire à un étage intermédiaire de la turbine, une partie de la vapeur qui a déjà converti en travail une partie de son énergie et à diriger ce débit soutiré dans un réchauffeur d'eau condensée. [9]

Ce procédé permet donc :

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

I.5 Conclusion

Ce chapitre nous a permis de présenter la centrale thermique de Cap-Djinet dans son détail passant par la description des organes principales et le principe de son fonctionnement. L'étude d'une telle centrale nécessite de connaître en détail chaque partie afin de garantir un fonctionnement optimal et un rendement maximum.

CHAPITRE II

Généralités et étude bibliographique

II.1 Historique :

II.1.1 La machine à vapeur

Le pionnier de l'utilisation de la vapeur pour accomplir un travail est le Français Denis PAPIN (1647-1714). En 1681, Papin invente l'autocuiseur: les aliments y sont cuits dans la vapeur sous pression. Il invente la chaudière, récipient résistant dans laquelle l'eau est amenée à ébullition, et la combinaison cylindre-piston qui permet d'utiliser la pression de vapeur pour accomplir un travail mécanique.

En 1698, l'Anglais Thomas SAVERY (1650-1715) brevète une pompe à eau actionnée par la vapeur sous pression. La machine de Savery fut progressivement remplacée par celle de Thomas NEWCOMEN (1663-1729) achevée en 1712, basée sur le système cylindre-piston de Papin. Le perfectionnement de la machine de Newcomen fut l'œuvre de l'Ecossais James WATT (1736-1819). Watt a l'idée de séparer complètement la fonction refroidissement du cylindre : il invente le condenseur vers lequel la vapeur est évacuée à chaque cycle et dans lequel elle est refroidie. Il propose un mécanisme à double action : la vapeur pousse le piston dans les deux sens. Il invente aussi les systèmes bielle-manivelle pour convertir le mouvement alternatif du piston en mouvement circulaire ainsi qu'un dispositif de régulation de l'entrée de la vapeur. Watt brevète la machine à double action en 1780.

Dans le souci d'optimiser la machine à vapeur, il découvre avec Joseph Black la chaleur latente, c'est-à-dire la chaleur nécessaire pour faire passer l'eau de l'état liquide à l'état de vapeur, sans changement de température. Watt produit un diagramme donnant la pression de la vapeur en fonction de la température (l'indicateur de Watt), diagramme qui restera un secret industriel jusqu'au début du XIXe siècle.

La machine de Watt trouva de nombreuses applications dans les transports: véhicule automobile, navire à vapeur, locomotive sur rail... à partir du XIXe siècle, les chemins de fer apparaissent dans tous les pays développés et les navires à voiles ont progressivement été remplacés par les navires à vapeur. [1]

II.2 Rappels thermodynamiques

La thermodynamique étudie les rapports entre les phénomènes thermiques et mécaniques relatifs aux corps dans leurs états macroscopiques. Etude des transformations d'énergie-chaleur en énergie-travail et réciproquement. [1]

II.2.1 Notion de système

On étudie une portion limitée de l'univers appelée **système**, celui-ci pouvant être limité par une surface servant de frontière réelle ou fictive (surface limitant une certaine masse de fluide). Le système est en relation avec le reste de l'univers ou milieu extérieure (atmosphère). [1]

Un système est décrit par des variables thermodynamiques : $P, T, S, U, V, \rho \dots$

II.2.2 Les deux principes de la thermodynamique

II.2.2.1 Premier principe – Principe d'équivalence

Principe établi par Joule/Helmholtz vers 1850 : énergie-travail $\leftrightarrow$ énergie-chaleur

« Travail et chaleur sont les deux seules façons possibles d'échange de l'énergie entre systèmes fermés ».

« Lorsqu'un système thermodynamique fermé quelconque subit un cycle de transformations qui la ramène à son état initial, la somme de travail W et de la chaleur Q échangés est nulle ».

Formulation mathématique du premier principe pour un système fermé. [1]

$$\Delta U = W + Q \quad \text{ou} \quad dU = \delta W + \delta Q \quad \text{II.1}$$

Pour un système ouvert (avec transvasement), on utilise l'enthalpie $H = U + PV$

$$\Delta H + \Delta E_c + \Delta E_p = W + Q \quad \text{II.2}$$

Où E_c est l'énergie cinétique du fluide et E_p l'énergie potentielle.[1]

II.2.2.2 Deuxième principe - Principe hiérarchie

Dû ou travaux de Carnot (1824) et Clausius (1854).

Principe de hiérarchie : « La quantité d'une source de chaleur Q croît avec sa température T_{ch} ».

La part transformable d'énergie-chaleur en énergie-travail de la source de chaleur Q à la température T_{ch} peut-être quantifiée au moyen de l'exergie.

$$E_x = Q \frac{T_{ch} - T_{atm}}{T_{ch}} \quad \text{II.3}$$

Plus l'écart $T_{ch} - T_{atm}$ est important, plus la part transformable est grande. Quand $T_{ch} = T_{atm}$ on ne peut plus rien récupérer de la source de chaleur.

Enoncé de Clausius : « le passage de la chaleur d'un corps froid vers un corps chaud n'a jamais lieu spontanément et sans modification simultanée du milieu extérieure. »[1]

Enoncé de Kelvin : « A l'aide d'un système qui décrit un cycle et qui n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur il est impossible de recueillir du travail. »

On ne peut réaliser de machines thermiques monothermes. La transformation d'énergie-chaleur en énergie-travail s'associe d'une baisse de la température.[1]

➤ Entropie :

L'entropie S est une fonction d'état (en J/K). La variation d'entropie au cours d'une transformation peut être décomposée en deux termes :

$$- \Delta S_e \text{ entropie échangée avec le milieu extérieure : } \delta S_e = \frac{\delta Q}{T} \quad \text{II.4}$$

- $S_c > 0$ l'entropie créée au sein du système (due aux irréversibilités).

La variation d'entropie au cours d'une transformation s'écrit :

$$\Delta S = \frac{\delta Q}{T} + S_c \quad \text{ou} \quad dS = \frac{\delta Q}{T} \quad \text{II.5}$$

Si la transformation de A vers B est réversible, il n'y a pas d'entropie créée $S_c = 0$ et l'on a l'égalité :

$$S_b - S_a = \int_a^b \frac{\delta Q}{T} \quad \text{II.6}$$

Si la transformation est irréversible, il y a création d'entropie $S_c = 0$ et l'on a l'inégalité :

$$S_b - S_a = \int_{rev} \frac{\delta Q_{rev}}{T} \geq \int_{irrev} \frac{\delta Q_{irrev}}{T} \quad \text{II.7}$$

Pour tout cycle : $\Delta S = 0$. Inégalité de Clausius pour un cycle :

$$0 > \int \frac{\delta Q_{irrev}}{T} \quad \text{II.8}$$

II.2.3 Ecoulements et systèmes ouverts :

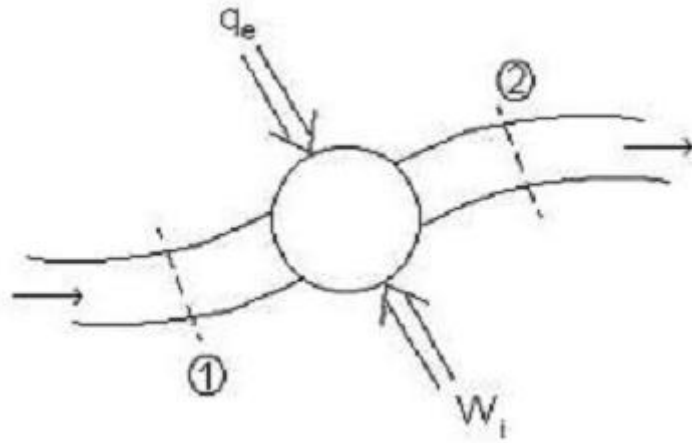


Figure II.1: schéma représente un écoulement dans un organe avec échange d'énergie [1]

W_i est le travail indiqué, c'est le travail massique échangé entre le fluide et les parties mobiles. Aux pertes mécaniques près, W_i correspond au travail fourni sur l'arbre. q_e est la quantité de chaleur massique échangée entre le fluide et l'organe. [1]

Le premier principe appliqué au fluide entre 1 et 2 donne :

$$W_i + q_e = h_2 - h_1 + \Delta E_c + \Delta E_{pp} \quad \text{II.9}$$

Où E_c et E_{pp} sont l'énergie cinétique du fluide et l'énergie potentielle de pesanteur.

Ce qui s'exprime selon :

$$W_i + q_e = h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad \text{II.10}$$

$$\text{D'autre part, on a : } dh = Tds + vdp \quad \text{II.11}$$

$$\text{Si l'évolution est réversible alors : } ds = \frac{\delta q_e}{T} \quad \text{II.12}$$

Si l'évolution est réelle alors :

$$ds = \frac{\delta q_e}{T} + ds_{irrev} \quad (\text{avec } ds_{irrev} > 0) \quad \text{II.13}$$

$$\text{Et on pose : } ds_{irrev} = \frac{\delta q_f}{T} \quad \text{II.14}$$

Ou δq_f est la variation de chaleur massique due aux irréversibilités (frottements, dissipation visqueuses)

$$\text{On a alors : } dh = \delta q_e + \delta q_f + v dP \text{ soit : } h_2 - h_1 = q_e + q_f + \int_1^2 v dP \quad \text{II.15}$$

La quantité $\int_1^2 v dP$ désigne le travail de transvasement.

Finalement l'expression de travail indiqué est :

$$W_i = \int_1^2 v dP + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + q_f \quad \text{II.16}$$

Le travail net W_n correspond à la variation de toutes les formes d'énergie du fluide [1].

II.3 Généralités sur les cycles thermodynamiques

Lorsqu'un système, à partir d'un certain état initial, passe par un certain nombre de changements d'états ou d'évolutions différentes et retourne finalement à son état initial on dit qu'il subit un cycle, par conséquent, à la fin d'un cycle, chaque variable a la même valeur qu'elle avait au début [2]

Il faut faire une distinction entre un cycle thermodynamique et un cycle mécanique.

Exemple : un moteur à combustion interne à quatre temps décrit un cycle mécanique par deux évolutions.

Le fluide qui circule dans la machine de Rankine subit un cycle thermodynamique.

II.3.1 Définition des cycles thermodynamiques

On appelle cycles thermodynamique tous les processus énergétiques qui mettent en œuvre, à températures variées, plusieurs formes d'énergie, et les convertissent les uns dans les autres tout en échangeant une partie avec l'environnement [3]

II.3.2 Différents cycles thermodynamiques :

On classe les cycles thermodynamiques d'après la nature de la source d'énergie qui échange l'énergie avec le système [4].

II.3.2.1 Cycle monotherme

Dans ce cas le système est en contact avec le réservoir de chaleur, il est reçoit du travail, donc un cycle monotherme est uniquement récepteur pas de possibilité de cycle moteur monotherme (Principe de Clausius).

II.3.2.2 Cycles diathermes

Le système est contact avec 2 réservoirs de chaleur : Ce mode est classé en deux catégories :

✓ *Cycle moteur*

Le système échange avec 2 réservoirs ($T_H > T_L$), et fournit du travail $W < 0$ (ex: moteur Thermodynamique)

✓ *Cycle récepteur*

Les équations sont identiques en considérant : $W > 0$ et $Q_H < 0$, $Q_L > 0$. (Ex: moteur dynamo-thermique)

II.3.3 Les Machines thermiques (applications des cycles thermodynamiques)

Les machines thermiques fonctionnent généralement grâce à un fluide auquel on fait subir des transformations cycliques au cours desquelles il y a échange d'énergie avec le milieu extérieur : le système reçoit (algébriquement) du travail et de la chaleur [5]

II.3.4 Classifications des machines thermiques

On distingue deux types de machines thermiques cycliques :

- Les machines dynamo thermiques
- Les machines thermodynamiques

II.3.4.1 Les machines dynamo thermiques (ex: réfrigération)

Les machines dynamo-thermiques sont par contre des machines de transfert de chaleur,

Exemple :

- Les machines frigorifiques ou les pompes à chaleur
- Les liquéfacteurs de gaz

II.3.4.2 Les machines thermodynamiques

Les machines thermodynamiques sont des machines thermiques produisant du travail (Machines motrices),

II.3.4.3 Différences types de machines thermodynamiques

- Les moteurs à gaz
- Les moteurs de la vapeur d'eau
- Les transformations directes de l'énergie thermique en énergie électrique

Pour produire de l'énergie électrique il faut passer par différentes transformations énergétiques.

Un alternateur, une turbine et un fluide pour entraîner cette turbine sont les éléments principaux pour produire de l'énergie électrique. Ce principe simple peut ensuite être décliné suivant le fluide utilisé, de l'eau pour les centrales hydrauliques, de la vapeur pour les centrales thermiques. Dans le cas de la vapeur, il reste à choisir le moyen qui permet de chauffer l'eau, en utilisant soit des combustibles fossiles (centrales thermique), soit des réactions nucléaires (centrales nucléaires). [1]

Toute la complexité technologique mise en œuvre pour réaliser concrètement ces principes découle de la nécessité d'optimiser le cycle thermique et de construire des installations sûres. [1]

Cycles thermodynamiques étudiés : Rankine, Hirn (Rankine avec surchauffe), cycles améliorées avec resurchauffe et soutirages.

II.4 Cycles théorique d'une machine à vapeur : Cycle de Rankine

Le cycle de base d'une turbine à vapeur (cycle théorique comportant un changement d'état) est un cycle de Rankine. [6]

Un cycle classique de Rankine élémentaire comprend une pompe de circulation, une source de chaleur (des générateurs de vapeur, foyers, etc.), une turbine pour la conversion de l'énergie thermique en énergie cinétique de rotation, et un condenseur comme source froide. La figure I.1 nous présente un schéma de ce cycle, et la figure I.2 la représentation correspondante dans le plan T-s (température-entropie).

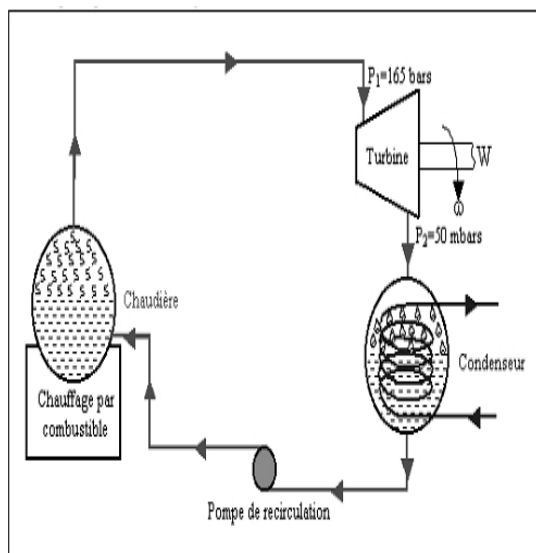


Figure II.3: circuit d'une turbine à vapeur [1]

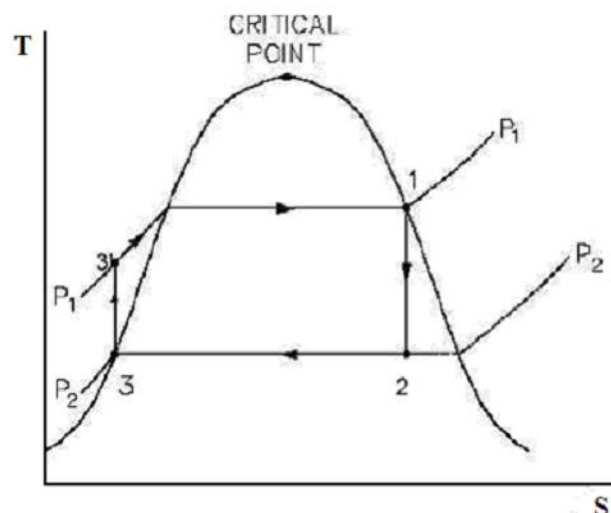


Figure II.2: Diagramme (T, S) de cycle de Rankine [1]

Le point 1 est sur la courbe de saturation, le cycle s'effectue entre deux isobares HP et BP. Le principe de fonctionnement du cycle est basé sur la vaporisation et la condensation alternativement du fluide moteur dans le cycle, il est relativement simple et représenté par les processus suivants : [1]

(1→ 2) : détente adiabatique réversible de corps HP à BP dans la turbine. $W^D = \Delta h_{12}$

(2→ 3) : condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide.

(3→ 3') : compression de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP. $W_{pompe}^{is} = \int_3^{3'} V dP$

(3'→ 1) : chauffage isobare et vaporisation isobare et isotherme le générateur de vapeur.

$$q_{3'1} = h_1 - h_{3'}$$

Remarque : le travail de la pompe (ou travail de compression) est négligeable devant le travail de la turbine (travail de détente). [1]

❖ Bilan du cycle :

-Travail utile	$W_{utile} = W^D = h_1 - h_2$	II.17
----------------	-------------------------------	-------

-Chaleur dépensé	$q_{ch} = q_{3'1} = h_1 - h_{3'} \cong h_1 - h_3$	II.18
------------------	---	-------

-Rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{q_{ch} + W_{pompe}} \cong \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$	II.19
----------------------	--	-------

II.5 Le Cycle de Hirn ou de Rankine avec surchauffe

Le cycle de Hirn est un cycle de Rankine, dans lequel la vapeur sortant de la chaudière est surchauffée à une température supérieure à la température critique. [6]

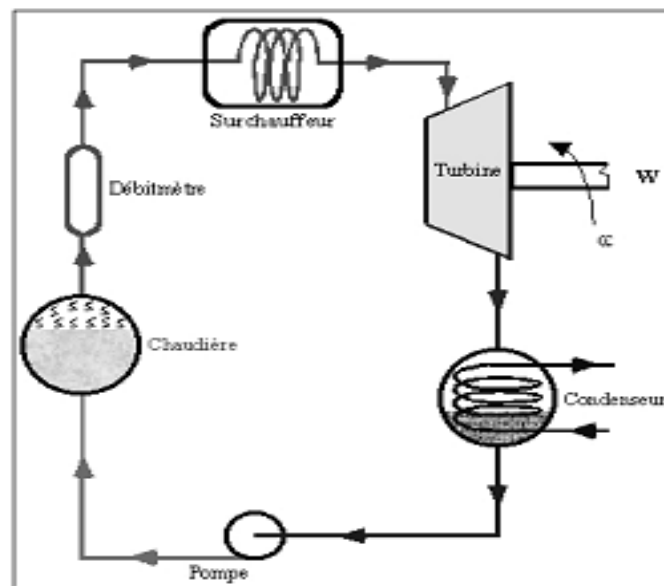


Figure II.4:schéma d'une installation avec surchauffe [1]

Pour augmenté le rendement thermique, il y a intérêt a augmenté la température de la chaudière et diminué celle de condenseur.

Dans les applications pratiques, c'est toujours le cycle de Rankine avec surchauffe qui est utilisé.

La surchauffe est réalisée on faisant passer la vapeur sortant de la chaudière à travers un serpentin (surchauffeur) chauffer par les gaz de foyer. Dans ce serpentin la température de la vapeur s'élève de T_6 à T_1 .

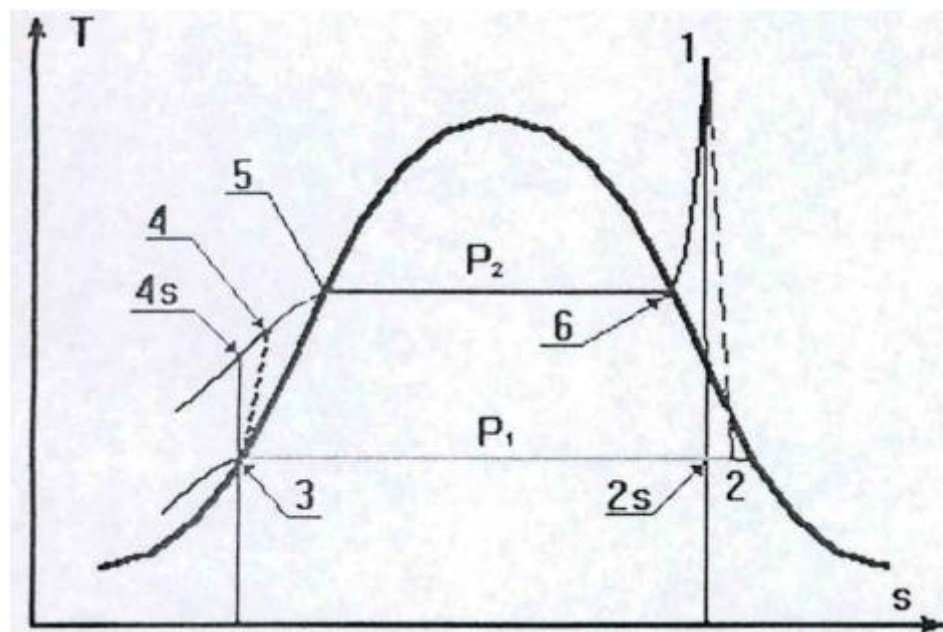


Figure II.5: diagramme (T, S) de cycle avec surchauffe [1]

On remarque que le point 1 n'est plus sur la courbe de saturation → vapeur surchauffée. [1]

(1 - 2) : détente adiabatique irréversible, de corps HP à BP, dans la turbine.

$$W^D = \Delta h_{12},$$

Rendement isentropique :

$$\eta_{is}^D = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{is}} \quad \text{II.20}$$

(2 - 3) : condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide.

(3 - 4) : compression de l'eau dans la pompe. Passage de BP à HP. W_{pompe} Négligé; $h_3 = h_4$

(4-5-6) : chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans la chaudière.

$$q_{46} = h_6 - h_4$$

(6 - 1) : chauffage isobare de la vapeur. $q_{61} = h_1 - h_6$

- Rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{q_{46} + q_{61} + W_{pompe}} \cong \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \quad \text{II.21}$$

➤ Ce cycle présente deux avantages :

1. La surchauffe augmente la température (l'énergie) de la vapeur en début de détente.
2. La détente est effectuée en régime sec.

II.6 Cycle de Hirn avec resurchauffe

Pour augmenté à nouveau la puissance de l'installation sans augmenter le débit de vapeur, il est possible de chauffer une deuxième fois la vapeur avant sa sortie de la turbine (figure I.6), c'est ce que l'on appelle la *resurchauffe* [7]. Dans ce cas, on commence par détendre partiellement le fluide, puis on le refait passer dans le resurchauffeur, où il est réchauffé, à la nouvelle pression, jusqu'à la température maximale du cycle (figure I.6). [1]

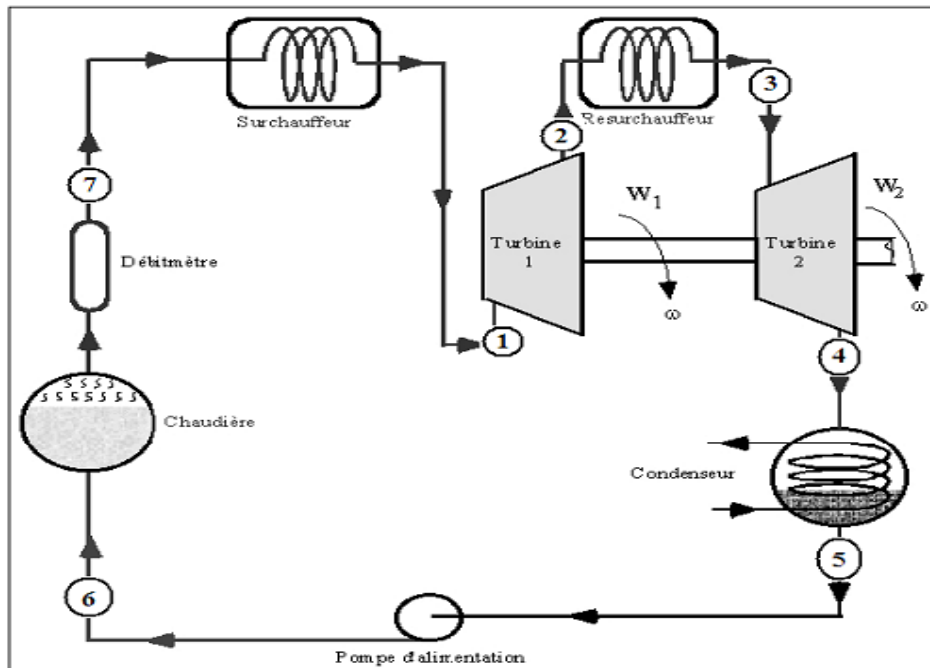


Figure II.6: schéma d'une installation avec resurchauffe. [1]

- (1 - 2) : 1^{ère} détente adiabatique, de HP à MP, dans la turbine HP, $W_{12} = h_2 - h_1$
- (2 - 3) : chauffage isobare de la vapeur, $q_{23} = h_3 - h_2$
- (3 - 4) : 2^{ème} détente adiabatique, de MP à BP, dans la turbine BP, $W_{34} = h_3 - h_4$
- (4 - 5) : condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide.
- (5 - 6) : compression de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP, W_{pompe} négligé.
- (6 - 7) : chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le générateur de vapeur, $q_{67} = h_7 - h_6$
- (7 - 1) : chauffage isobare de la vapeur, $q_{71} = h_1 - h_7$

- Rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{W_{12} + W_{34}}{q_{23} + q_{67} + q_{71} + W_{pompe}} \cong \frac{h_1 - h_2 + h_3 - h_4}{h_3 - h_2 + h_1 - h_5} \quad \text{II.22}$$

II.7 Cycle à soutirage

En pratique, de nombreux soutirages sont effectués dans les circuits de centrale à vapeur, pour contrôler les flux de chaleur. Il peut y avoir 6 à 8 soutirages. [1]

On effectue plusieurs soutirages de vapeur passant dans des réchauffeurs. Avec plusieurs réchauffeurs en cascade, on s'approche du cycle idéale.

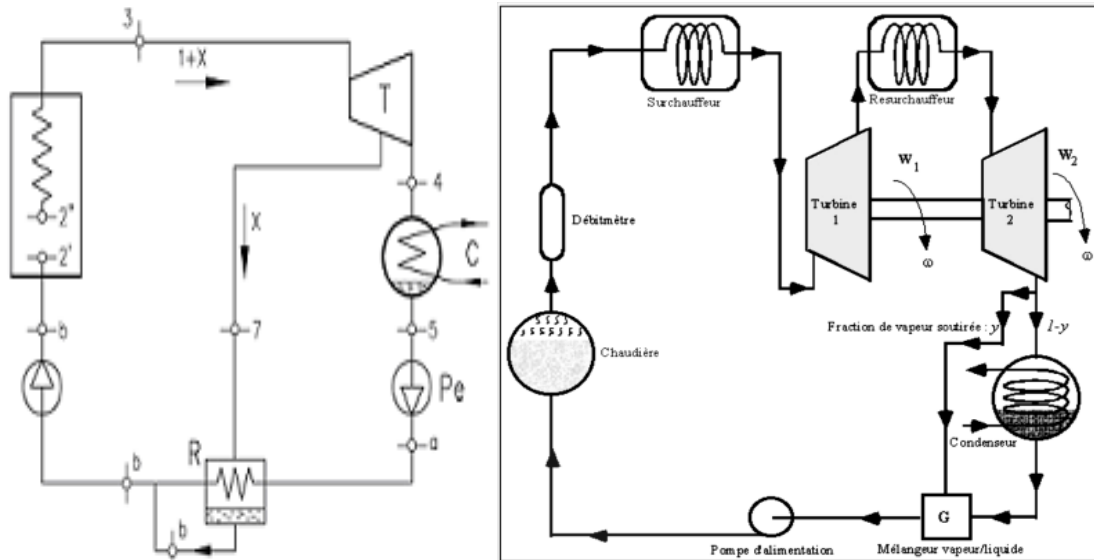


Figure II.7: schéma d'une installation à resurchauffe et soutirage [1]

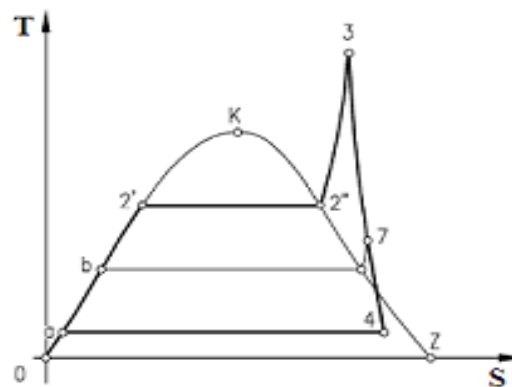


Figure II.8: diagramme (T,S) d'une installation à resurchauffe et soutirage [1]

✓ **Le cycle de la partie non soutiré :**

(3 - 4) : détente adiabatique, de HP à BP, dans la turbine, $W_{34} = h_3 - h_4$

(4 - 5) : condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide.

(5 - a) : compression d'eau liquide, passage de BP à MP, hypothèse $h_5 - h_a$

(a - b) : chauffage de l'eau dans le mélangeur au contact de fraction x soutirée.

Hypothèse : le point b est sur la courbe de saturation.

✓ **Le cycle de la fraction x soutirée :**

(3 - 7) : détente de la fraction x de vapeur, de HP à MP, dans la turbine, $W_{37} = X(h_3 - h_7)$

(7 - b) : condensation de la fraction x soutirée jusqu'à eau liquide, à la pression MP la quantité de chaleur nécessaire au changement de phase sert à chauffer l'eau de **a** à **b**.

✓ **Fin du cycle pour la quantité $(1+x)$ de fluide :**

(b - b) : compression de la quantité $(1 + x)$ d'eau liquide, passage de MP à BP

Hypothèses ; les points sont confondus et situés sur la courbe de saturation.

(B - 2') : Chauffage isobare de la quantité $(1+x)$ d'eau, $q_{b2'} = h_{2'} - h_b$

(2' - 2'') : Evaporation isobare et isotherme de la quantité $(1+x)$ dans le générateur de vapeur.

$$q_{22''} = h_{2''} - h_{2'}$$

(2'' - 3) : Chauffage isobare de la quantité $(1 + x)$ de vapeur, $q_{2''3} = h_3 - h_{2''}$

✓ **Le rendement thermique :**

$$\eta_{th} = \frac{W_{34} + W_{37}}{q_{b2'} + q_{2'2''} + q_{2''3} + W_{pompe1} + W_{pompe2}} \cong \frac{h_3 - h_4 + x(h_3 - h_7)}{(1+x)(h_3 - h_b)} \quad \text{II.23}$$

II.8 Effets de la pression et la température sur le rendement du cycle :

Plusieurs facteurs affectent le rendement d'un tel cycle à savoir la pression au niveau du condenseur, les conditions d'entrée de la vapeur dans la turbine.

Considérons l'effet de la pression au niveau du condenseur sur le cycle de Rankine. La figure 1.9 nous montre le diagramme T-s d'un cycle de Rankine fonctionnant avec différentes pressions de condensation. Le premier cas avec la pression de condensation P_3 donne un travail net du cycle correspondant à la surface 1-2-3-4-1. Le second cas avec une pression de condensation P'_3 plus petite donne un travail net correspondant à la surface 1'-2'-3'-4'-1'.

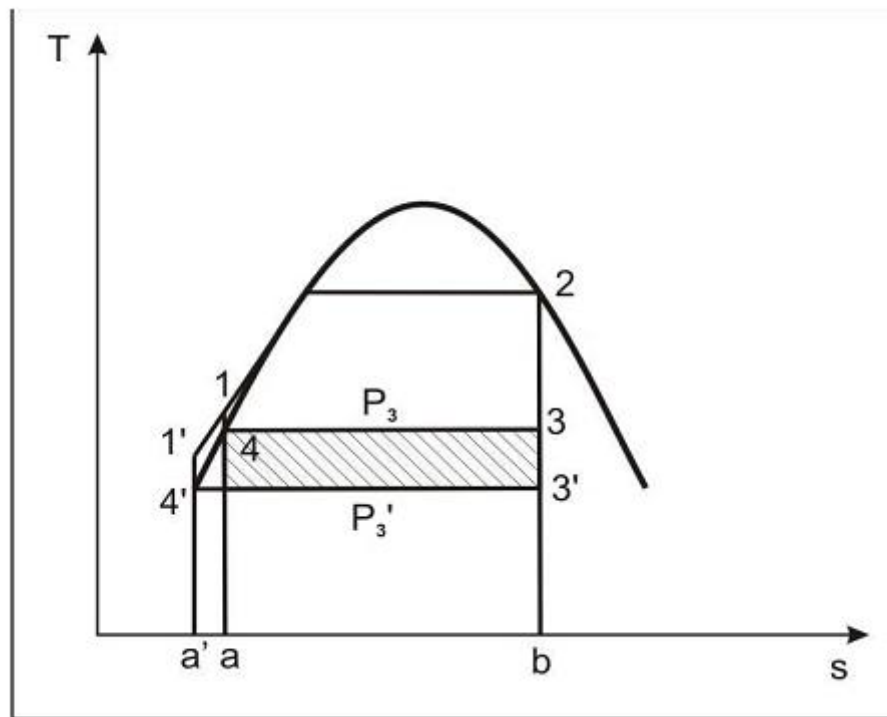


Figure II.9: Effet de la pression du condenseur sur le rendement du cycle de Rankine. [8]

On remarque que le travail produit par le cycle de Rankine peut augmenter en diminuant la pression d'opération au niveau du condenseur. Dans le cas présenté, l'énergie fournie à l'eau étant approximativement la même (pour passer de 4 à 2 et de 4' à 2'), on aura aussi une augmentation du rendement du cycle. Cependant la pression du condenseur ne pourra être diminuée indéfiniment car une trop grande diminution de la pression au niveau du condenseur peut conduire à une augmentation de l'humidité de la vapeur au niveau des derniers étages de la turbine ce qui affecte son rendement interne et cause une érosion des pâles. Dans la conception des turbines modernes, le pourcentage d'eau dans la vapeur à l'échappement est limité à 15% ou moins. D'autre part la pression au niveau du condenseur est contrôlée par la température d'entrée de l'eau de refroidissement autrement dit par l'environnement. Nous y reviendrons plus en détail dans le model du condenseur.

Considérons maintenant l'effet des conditions d'entrée de la vapeur dans la turbine. La figure I.10 présente un cycle de Rankine avec deux températures d'entrées différentes. La première température d'entrée correspond à une vapeur à l'état de saturation, tandis qu'au niveau de la deuxième température nous avons de la vapeur surchauffée. La surface 2-2'-3'-3-2 (indiquée par la partie hachurée) représente l'augmentation du travail du cycle obtenue lorsque la

température passe de T_2 à T'_2 . Cependant l'augmentation de la température d'entrée correspond également à une augmentation de la quantité de chaleur fournie à la vapeur (chaleur sensible). Cette augmentation est représentée par la surface $2-2'-b'-b-2$. Étant donné que le rapport de l'augmentation du travail sur la quantité de chaleur fournie est supérieur à celui d'un cycle normal, cela conduira à une augmentation du rendement. Notons aussi que l'augmentation de la température d'entrée de la vapeur réduit l'humidité contenue dans les turbines aux derniers étages. Il y a cependant une température maximale à ne pas dépasser dépendamment de la pression de la vapeur pour respecter l'intégrité de la turbine.

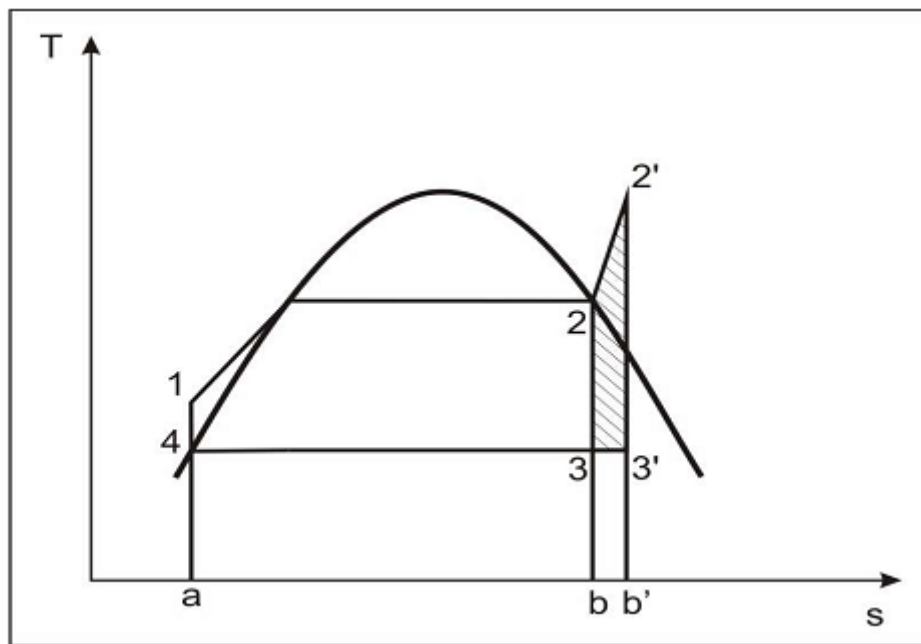


Figure II.10: Effet de la température de la vapeur sur le rendement et le travail net du cycle de Rankine.[8]

On a aussi l'effet de la pression d'entrée sur le rendement du cycle illustré à la figure I.11. La température d'entrée dans la turbine (T_2 et T'_2) et la pression au niveau du condenseur sont gardées constantes. On remarque que l'augmentation de la pression n'entraîne pas un grand changement au niveau du travail net du cycle (la partie hachurée est plus ou moins égale à la partie doublement hachurée). Cependant la quantité de chaleur rejetée diminue d'une valeur équivalente à l'aire $(3-b-b'-3')$; de plus, la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée à la vapeur augmente. Ces deux facteurs contribuent à une augmentation du rendement du cycle.

Toutefois la pression d'entrée de la vapeur est un paramètre qui est choisi en tenant compte de facteurs techniques et économiques. Pour cette raison elle est souvent considérée constante. [8]

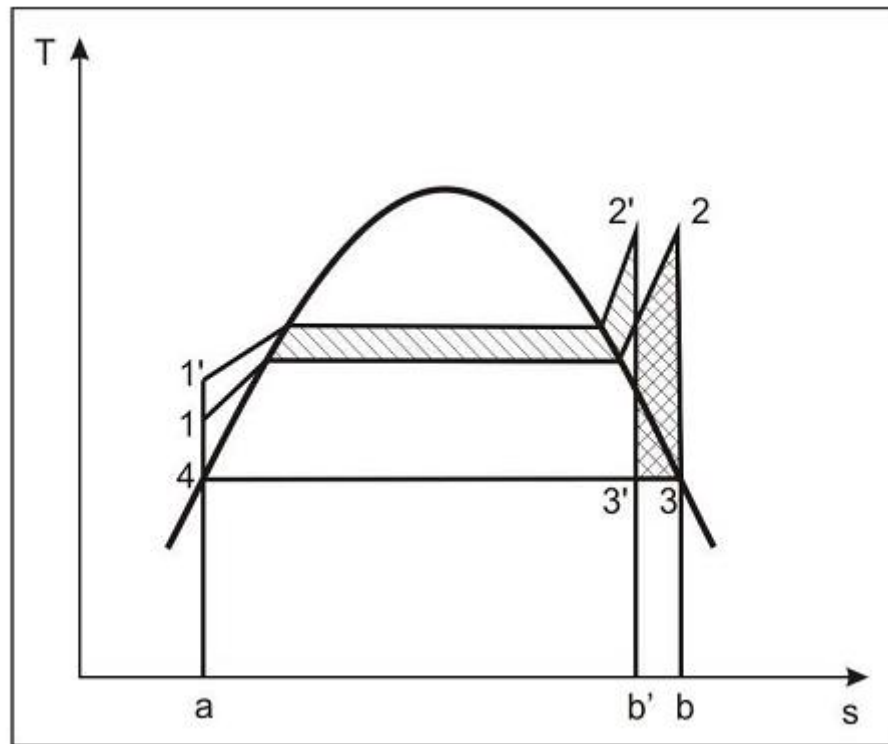


Figure II.11: Effet de la pression de la vapeur sur le rendement du cycle de Rankine. [8]

CHAPITRE III

Le condenseur

III.1 Introduction

Le condenseur de la turbine fait partie du circuit de condensation qui avec le circuit d'eau de circulation et les circuits auxiliaires (installation de mise sous vide) assure la condensation de la vapeur d'échappement de la turbine et sa détente à une contre –pression basse. Nous pouvons classer les condenseurs en deux grandes familles :

- ✓ **Les condenseurs par mélange:** comme leur nom l'indique, mélange total entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant. Ces derniers restent très peu utilisés du fait de l'impossibilité de mélange entre la vapeur et l'eau de refroidissement ;

1. Arrivée d'eau
2. Pulvérisateur
3. Sortie des incondensables
4. Entrée des vapeurs à condenser
5. Sortie des condensats

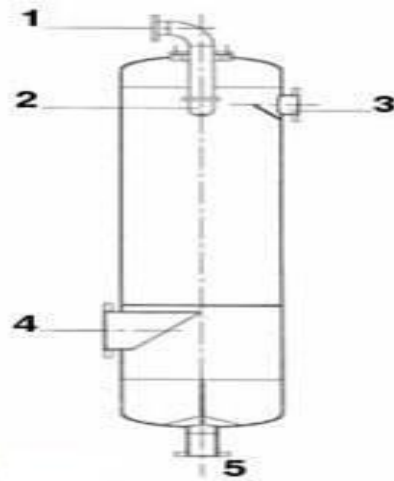


Figure III.1: Le condenseur par mélange

- ✓ **les condenseurs par surface :** sans contact entre la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant, une surface d'échange s'interposant entre eux.

1. Arrivée de vapeur à condenser
2. Sortie d'eau
3. Entrée d'eau
4. Sortie des incondensables
5. Sortie des condensats

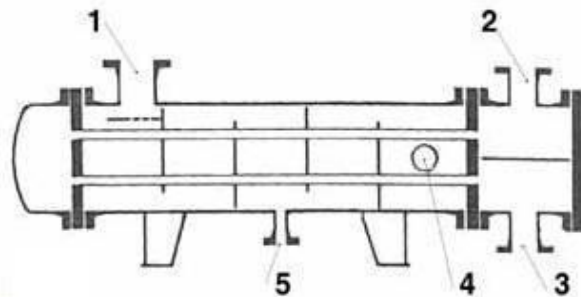


Figure III.2: Le condenseur par surface

III.2 Le condenseur de la centrale de Cap-Djinet (Les condenseurs par surface)

III.2.1 Définition

Le condenseur de la centrale de Cap- Djanet est un condenseur par surface figure (III.3). Ce qui signifie que l'eau de circulation est aspirée par les parois des tubes. Il est placé directement sous le corps basse pression de la turbine. Le passage de l'eau de circulation dans les tubes est perpendiculaire à la turbine. Cette disposition favorise l'amenée et l'évacuation de l'eau de circulation. Il a pour principales fonctions :

- ✓ D'assure la condensation de la vapeur évacuée du corps basse pression de la turbine et de réintroduire le condensat dans le circuit eau vapeur.
- ✓ D'augmenter la chute d'enthalpie de la turbine en établissant un rendement de la centrale aussi élevée que possible.
- ✓ De dégazer le condensat et d'évacuer les incondensables.

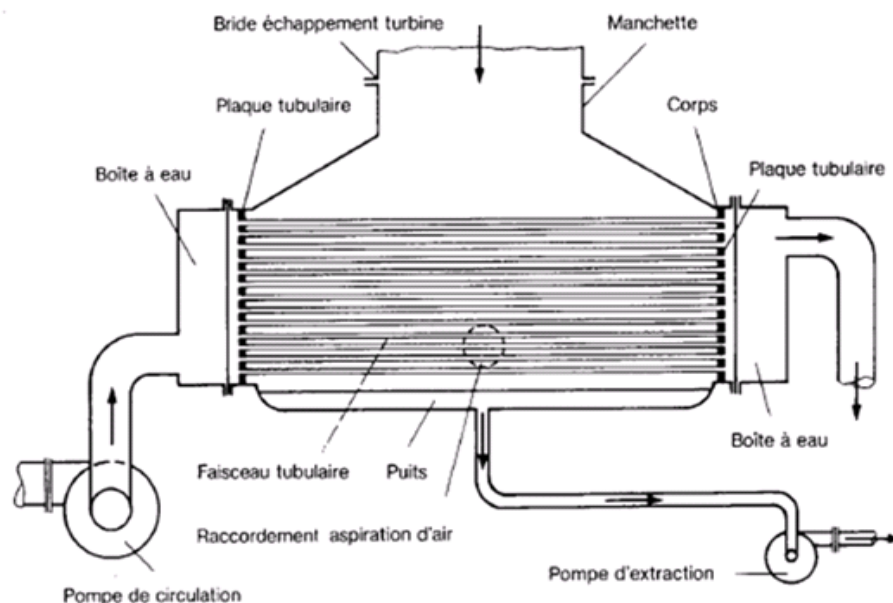


Figure III.3: Schéma d'un condenseur par surface [9]

III.2.2 Principe de fonctionnement

La vapeur d'échappement de la turbine arrive, perpendiculairement, au faisceau tubulaire disposé horizontalement et parcouru intérieurement par l'eau de refroidissement. La vapeur se condense ainsi au contact extérieur des tubes froids. La vapeur condensée recueillie

dans le puits est aspirée par les pompes d'extraction en vue de son utilisation à nouveau pour l'alimentation de la chaudière.

L'eau de circulation d'un débit suffisant pour la condensation de la vapeur est prise à la mer par l'intermédiaire de deux pompes de circulation qui la refoulent à l'intérieur des tubes du faisceau par l'intermédiaire des deux boîtes à eau d'entrée. Sa température augmente pendant sa traversée du faisceau tubulaire jusqu'à atteindre les deux boîtes à eau de sortie. L'eau retourne ensuite à la mer, via le canal de rejet, en aval de l'endroit où elle a été prélevée. [11]

III.2.3 Caractéristique du condenseur de la centrale

Tableau III.1: Caractéristique du condenseur de la centrale

Types	Caractéristiques
Surface d'échange	10101 m ²
Diamètre extérieur	19 mm
épaisseur des tubes	0,7 mm
Matériau des tubes	titane
Vitesse de l'eau dans les tubes	1,8 m/s
Débit vapeur 98	25 kg/s
Débit eau de refroidissement	6500 m ³ /s
Nombre des tubes	14844
Longueur des tubes	11490 mm
Hauteur de la boîte à eau	2600 mm
Largeur de l'enveloppe à vapeur	6700 mm
Masse du condenseur à vide	285,51 tonnes
Pression dans le condenseur	0,05 bar
Température d'eau de refroidissement	16°C

Mise sous vide :

- Côté vapeur :
 - 2 éjecteurs de démarrage à un étage
 - 2 éjecteurs de service à deux étages
 - Marque : Karting
- Côté eau :
 - 2 pompes à vide
 - Marque : Siemens.

III.2.4 Éléments constitutifs

Ce condenseur se compose de deux parties. Une partie, destinée à recevoir la vapeur, constituée d'un corps ou enveloppe en acier, d'une manchette en acier raccordant le corps du condenseur à la bride d'échappement de la turbine et d'un puits situé à la partie inférieure du corps du condenseur pour la récupération de la vapeur condensée. L'autre partie sert à véhiculer l'eau de refroidissement. Elle comprend un faisceau tubulaire, quatre plaques tubulaires (deux à l'entrée et deux à la sortie du condenseur) et quatre boîtes à eau (deux d'entrée et deux de sortie).

III.2.4.1 Corps en acier

Ce corps abrite le faisceau tubulaire, il est réalisé en tôles d'acier. Il doit résister sans déformations aux effets du vide et des charges d'eau. Il est supporté par des ressorts de suspension qui limitent les efforts (traction ou compression) sur la bride d'échappement de la turbine.

III.2.4.2 Faisceau tubulaire

Il est conçu de sorte que les pertes de charge des flux de vapeur soient aussi faibles que possible. Pour ce faire, les tubes sont disposés en paquets délimitant de larges saignées (espaces dépourvus de tubes) pour l'accès de la vapeur à toutes les parties du faisceau.

Le trajet de l'eau condensée doit être tel qu'il rejoigne le plus directement possible le bas de condenseur, en baignant au minimum les tubes rencontrés afin de réduire l'épaisseur du film de condensat et donc sa résistance thermique. Ceci est réalisé par la disposition

GINABAT, qui consiste à disposer les tubes en quinconce avec une inclinaison des nappes. Le condensat qui s'écoule d'un tube rencontre tangentiellement le tube situé en dessous. Le quart environ du périmètre d'un tube est donc intéressé par l'eau condensée du tube situé au-dessus. De plus, des tôles d'écoulement séparent les épis. Elles empêchent que le condensat d'un épi de tubes ne mouille l'épi adjacent, et le conduisent au bas du condenseur.[11]

III.2.4.3 Boîtes à eau

Un condenseur possède une ou plusieurs boîtes à eau d'entrée d'eau et également de sortie d'eau. Le nombre de ces boîtes dépend du nombre de passes du fluide de refroidissement. Pour les condenseurs des unités de production puissantes, il est prévu qu'un simple parcours de l'eau sans brassage (à cause des pertes de charge), une boîte à eau d'entrée et une de sortie par moitié du condenseur.

L'eau refoulée dans les conduites d'amenée étant à une vitesse élevée (supérieure à 2.5 m/s), le rôle alors de la boîte d'entrée est de canaliser cette eau et d'en diminuer la vitesse à l'entrée des tubes en vue de réduire les pertes de charge et d'éviter des détériorations par érosion-corrosion. C'est la raison pour laquelle les boîtes à eau sont de forme hémisphérique figure (III-4). Celle de sortie a pour rôle de collecter les différents filets d'eau provenant des tubes du faisceau et de les canaliser vers les conduits de rejet.

L'entrée de l'eau de circulation se fait par la partie inférieure de la boîte ; quant à son refoulement au niveau de la boîte de sortie, il se fait par la partie supérieure, pour permettre un remplissage complet du faisceau tubulaire.[12]

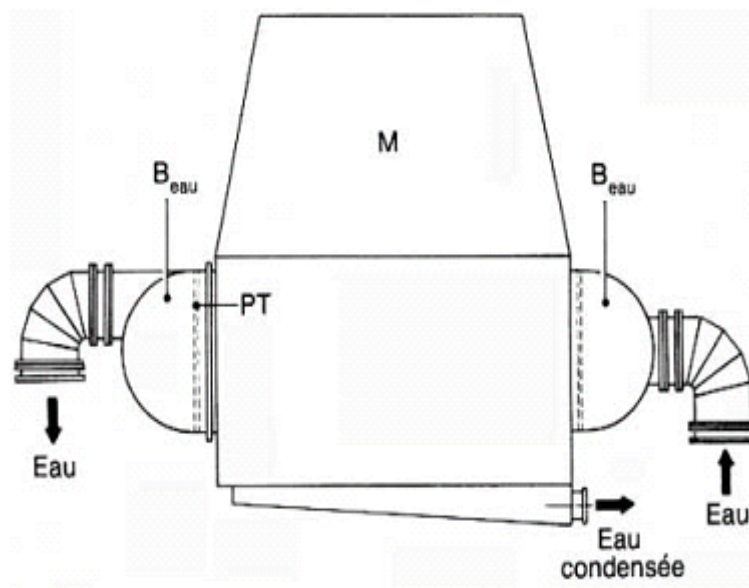


Figure III.4: Condenseur à boîtes à eau cylindriques [12]

B eau : boîte à eau

M : manchette d'échauffement

PT : plaque tubulaire

III.2.4.4 Dispositifs annexes

III.2.4.4.1 Circuit de contournement de vapeur

Lors de la mise à l'arrêt du groupe turbo-alternateur, la vapeur est amenée directement dans le condenseur par une tubulure d'admission soudée à la manchette. Elle est détendue dans le condenseur par un diaphragme intégré et elle est refroidie par injection de condensat de façon à empêcher tout endommagement des tubes du faisceau.

III.2.4.4.2 Circuit d'injection d'eau d'appoint

Ce circuit est destiné à compenser les pertes en eau pure (dus essentiellement à l'extraction des incondensables) et en vapeur du cycle pendant la marche de la tranche ou lors de certains incidents.

L'injection s'effectue à partir de deux circuits :

- Le petit appoint : qui compense en continu les pertes, avec de l'eau déminéralisée, mais saturée en oxygène et à une température inférieure à celle régnant dans le condenseur. Cette eau est pulvérisée au contact de la vapeur afin de se réchauffer et de se dégazer.

- Le grand appoint : il se fait au redémarrage de la centrale, après un arrêt nécessitant la reconstitution de l'eau du cycle. Il peut être injecté sans trop d'inconvénients, en partie basse du condenseur.

III.2.4.4.3 Circuit de condensat secondaire

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

III.2.4.4.4 Installation de mise sous vide

Lors du démarrage et en cours de service, le condenseur est mis sous vide à l'aide d'éjecteur d'air et de pompe à vide.[9]

III.3 Le vide dans le condenseur

Le condenseur reçoit non seulement la vapeur humide provenant des derniers étages de la turbine, mais aussi d'inévitables rentrées d'air qui proviennent des imperfections du circuit telles que le manque d'étanchéité dans les endroits de raccord entre l'enveloppe du condenseur et la tubulure d'échappement de la turbine, ainsi qu'à d'autres endroits, par exemple, dans le circuit de vapeur soutirée et de son condensat travaillant sous dépression.

D'autres gaz, par exemple le gaz carbonique et l'ammoniac, peuvent également pénétrer dans le condenseur en quantités dépendant du régime et de la qualité de l'eau. [13]

III.3.1 Notion sur le vide

Le vide signifie absence de matière, par extension et communément, absence de gaz ou, du moins, gaz raréfié. Dans un volume fermé, étanche, le nombre de molécules présentes à un instant donné doit être inférieur au nombre de molécules du même volume lorsqu'il est ouvert à la pression atmosphérique. Cette définition est insuffisante, car elle ne permet pas de quantifier par une mesure la grandeur du phénomène. Comme il est difficile de compter les molécules, on a choisi une grandeur physique proportionnelle à ce nombre de molécules : c'est la pression.

Étant donné l'introduction des gaz incondensables, la pression régnant au condenseur est égale à la somme des pressions partielles de la vapeur d'eau et des autres gaz. Et d'après la loi de DALTON. [13]

$$P = P_{air} + P_{vapeur}$$

La présence des incondensables augmente sensiblement la pression du condenseur ce qui engendre la chute de rendement globale. Il est donc nécessaire d'extraire l'air au moyen d'un appareil de mise sous vide.

III.3.2 Appareils de mise sous vide

Les appareils de mise sous vide sont les éjecteurs (à vapeur ou à eau) et les pompes à vide. Pour chaque cas, il faudrait distinguer les appareils de mise sous vide rapide et les appareils d'entretien du vide. Au démarrage d'une installation, il s'agit d'abaisser rapidement la pression de l'ensemble, de 1 bar à la pression de service. Cela se fait en deux étapes :

- ✓ Une mise sous vide par appareil de démarrage jusqu'à 30 % de la pression initiale (1bar) ;
- ✓ Une mise sous vide finale et un entretien permanent par appareil d'entretien du vide.

III.3.2.1 Pompe à vide

Le rôle des pompes à vide est d'extraire les incondensables accumulés dans le condenseur. Ces machines utilisent comme fluide générateur l'eau.

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

III.3.2.2 Éjecteurs à vapeur

L'éjecteur est le terme générique qui désigne un appareil à jet capable d'aspirer différents produits : gazeux, liquides et solides. Il permet l'obtention d'une aspiration sans utiliser des pièces mobiles. Il remplace donc les pompes là où des pièces mécaniques en mouvement sont à éviter. Il est particulièrement adapté à l'aspiration de particules de diamètre supérieur à 1,0 μm .

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

Il existe quatre éjecteurs dans la centrale :

- deux éjecteurs de démarrage (simple étage) ;
- deux éjecteurs de service (double étage) ;

Les éjecteurs de démarrage éliminent le maximum d'air ou de vapeur dans le condenseur. Cette vapeur qu'on a utilisé pour créer le vide, va t'être récupérée par le ballon d'éclatement des purges.

III.3.3 Principe de fonctionnement des éjecteurs à vapeur

L'éjecteur est un appareil à fonctionnement statique permettant d'obtenir le vide dans une enceinte. Le vide correspond à la pression d'aspiration de la vapeur ou du gaz exigée par les besoins du procédé.

La pression d'aspiration est obtenue grâce aux lois de la thermodynamique et de la mécanique des fluides: un fluide moteur à haut potentiel énergétique est détendu au travers d'une tuyère convergente et divergente et accéléré jusqu'à des vitesses souvent supersoniques.

A la sortie de la tuyère l'énergie potentielle du fluide moteur est transformée en énergie cinétique. A l'entrée du diffuseur le fluide moteur cède une partie de son énergie cinétique au fluide aspiré et le mélange des deux fluides subit une transformation inverse dans laquelle la vitesse est convertie en pression au refoulement du diffuseur.

En résumé, cet appareil permet de comprimer des gaz et des vapeurs (taux de compression optimum : 7 à 8 = rapport de la pression de refoulement à la pression d'aspiration) afin d'obtenir une pression d'aspiration constante (vide plus ou moins poussé selon les besoins du procédé).

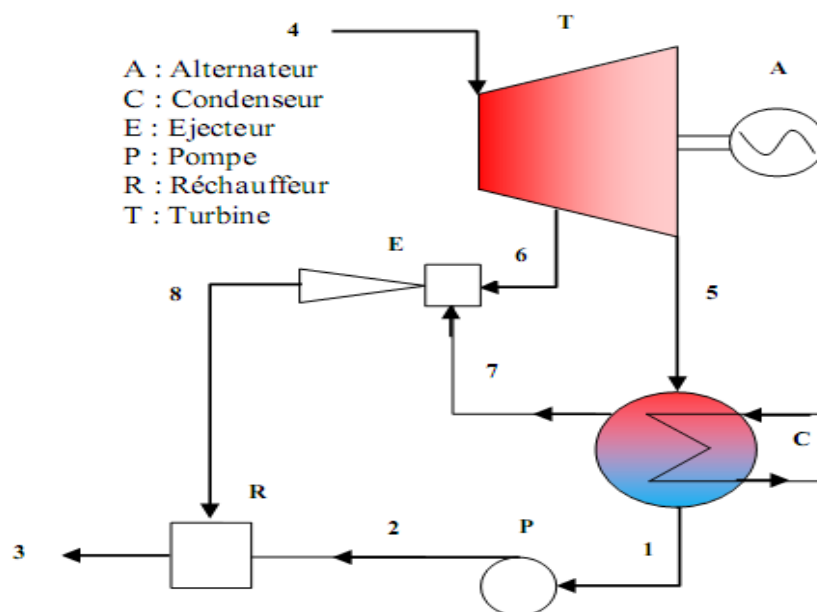


Figure III.5: Principe d'un éjecteur à vapeur. [17]

III.4 Dégazage de condenseur

Le fer et ses alliages se corrodent quand ils se trouvent simultanément en présence de l'eau et de l'air (oxygène et gaz carbonique particulièrement).

Le dégazage a pour but d'éliminer l'oxygène et le gaz carbonique dissous dans l'eau d'alimentation afin de protéger les installations du poste d'eau et le générateur de vapeur contre la corrosion.

L'oxygène et le gaz carbonique sont d'autant plus agressifs que l'eau pure, c'est le cas notamment de l'eau utilisée dans les générateurs de vapeur modernes à haute pression, ces derniers ne peuvent tolérer une alcalinité élevée et doivent être alimentés en eau déminéralisée (donc eau très pure) ce qui implique également l'élimination des gaz dissous.

Dans toute installation moderne, on exige une teneur en oxygène dissous dans l'eau condensée assez faible (de l'ordre 10^{-8} kg d'oxygène par kg d'eau).

D'après la loi d'HENRY, la teneur en oxygène dissous dans l'eau condensée, en équilibre avec la vapeur, est une fonction de la pression partielle d'oxygène régnant dans la phase vapeur.

On admet donc qu'à pleine charge, sans aucun aménagement spécial, l'eau condensée comportera une faible teneur en oxygène dissous. En effet les tubes du condenseur formant colonnes de dégazage sont assez efficaces pour abaisser la teneur finale à des valeurs proches de la teneur théorique.

Le problème se complique dans deux cas :

- à charge partielle ;
- avec une eau de refroidissement plus froide que celle de calcul.

Ces deux cas sont en effet regroupés dans un cas plus général, celui de condenseur ayant une surface excédentaire. Alors, la pression au condenseur tombe à des valeurs inférieures à la pression de dimensionnement. La surface du condenseur n'est entièrement utilisée et la vapeur est entièrement condensée avant d'avoir atteint les derniers tubes du faisceau. Ainsi, les incondensables ne sont plus refoulés vers les refroidisseurs d'air et les condenseurs sont mal ventilés.

C'est ce que l'on constate expérimentalement dans les centrales où, en hiver, avec des températures d'entrée d'eau de refroidissement faible la teneur en oxygène augmente. Ceci peut être admis dans les cycles comportant un dégazeur.

Deux solutions simples sont utilisées :

- Soit injecter de la vapeur d'eau sous le plan d'eau dans le puits du condenseur ;
- Soit procéder à un dégazage par installation de rampes d'atomisation dans le puits.

D'autre part, il est indispensable que la pression au condenseur ne soit pas limitée par le système extracteur d'air et, dans ce cas, il serait prudent pour améliorer le dégazage, de monter un système intensificateur de vide entre le condenseur et le système d'extraction d'air (éjecteur ou pompe à vide), ce dispositif intensificateur permettant d'atteindre des vides théoriques très poussés. [10]

III.5 Conclusion

Assurer un bon vide dans le condenseur est indispensable, en utilisant des appareils de mise sous vide (pompe à vide et l'éjecteur de vapeur), dans notre cas on utilise des éjecteurs de vapeur (démarrage et de service). Dans le prochain chapitre on étudiera les différents paramètres qui influent sur le vide.

CHAPITRE IV

Les causes de dégradation du vide

IV.1 Introduction

Après avoir présenté dans le chapitre précédent le vide de condenseur, on va entamer l'étude des différents paramètres influents sur lui, et ses causes de dégradation, ainsi chercher des solutions adéquates à ce problème qui est très important dans la centrale.

Le problème dans un condenseur réside dans la condensation d'une vapeur, à une certaine pression, donc à une certaine température dite **température de saturation**. Il est donc entendu que, dans un condenseur à eau, la phase vapeur aussi bien que la phase liquide se trouvent à la température de saturation correspondant à la pression régnant dans l'enceinte.

IV.2 Influence du débit d'eau de mer sur la température de saturation

IV.2.1 Calcul de Coefficients de transfert thermique

Dans la pratique, on a coutume de calculer les condenseurs suivant les formules simples données par le Heat Exchange Institute (HEI).

Ces formules donnent le coefficient de transmission thermique globale K , en $\text{kcal}/(\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, pour la condensation de vapeur d'eau, dans un condenseur refroidi à eau c'est coefficient est donné par la formule suivante [12]:

$$K = K_0 C_m C_t C_s \sqrt{V} \dots \dots \dots (1)$$

Avec :

C_s : Coefficient de salissure ($0,5 \leq C_s \leq 1$).

C_t : Coefficient de correction de température d'entrée eau de refroidissement :

C_m : Coefficient de correction fonction de l'épaisseur des tubes et de la matière des tubes :

K_0 : Coefficient de base fonction du diamètre extérieur des tubes d_e , en $(\text{kcal} / \text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

V : la vitesse de l'écoulement dans les tubes.

$$K_0 = 2360 \text{ kcal} / (\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

$$C_t = 0,97.$$

$$C_m = 0,81.$$

$$\text{Pour } C_s = 0,5 \quad V = 2,5 \text{ m/s} \quad T_{\text{eau de mer}} = 16^\circ\text{C}.$$

$$K_1 = 2360 * 0,97 * 0,81 * 0,5 * \sqrt{2,5}.$$

$$K_1 = 1465,91 \text{ kcal} / (\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

$$K_1 = 1,70 \text{ kJ} / (\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

$$\text{Pour } C_s = 1 \quad V = 1,8 \text{ m/s} \quad T_{\text{eau de mer}} = 16^\circ\text{C}.$$

$$K_2 = 2360 * 0,97 * 0,81 * 1 * \sqrt{1,8}.$$

$$K_2 = 2487,74 \text{ kcal} / (\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

$$K_2 = 2,88 \text{ kJ} / (\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

✓ Calcul de flux de chaleur évacuée :

On a la relation du flux comme suite :

$$\varphi = m_v * \Delta h_9^{10}$$

m_v : Le débit de vapeur à l'échappement du corps BP et à l'entrée du condenseur.

Δh_9^{10} : La différence de l'enthalpie entre l'entre et la sortie du condenseur.

$$\varphi = 98,25 * (2364,8 - 137,8).$$

$$\varphi = 218802,75 \text{ kW}.$$

IV.2.2 Relation entre $T_s, T_e, \varphi, q_{mec}$ et K :

Une première expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminée en écrivant qu'il est égal au flux de chaleur perdu par le fluide chaud et au flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée de l'échangeur

$$\varphi = c_p * q_{mec} * (T_f - T_e) \dots \dots \dots IV.3$$

Le flux de chaleur échangé se met sous la forme :

$$\varphi = k * s * \Delta T_{LM} \dots \dots \dots IV.4$$

$$\text{Avec } \Delta T_{LM} = \frac{T_f - T_e}{\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f}}$$

Tels que:

ΔT_{LM} : est l'écart logarithmique de la fonction entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

$$(IV.3) \Leftrightarrow (T_f - T_e) = \frac{\varphi}{c_p q_{mec}}$$

$$(IV.4) \Leftrightarrow \Delta T_{LM} = \frac{\varphi}{k * s}$$

Donc d'après 1 et 2 :

$$\frac{\varphi}{k * s} = \frac{T_f - T_e}{\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f}} \dots \dots \dots IV.6$$

$$\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f} = \frac{(T_f - T_e) * k * s}{\varphi} \dots \dots \dots IV.7$$

$$\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_f} = \frac{k * s}{C_p q_{mec}} \dots \dots \dots IV.8$$

$$\frac{(T_s - T_e)}{(T_s - T_f)} = e^{\frac{k * s}{C_p * q_{mec}}} \dots \dots \dots IV.9$$

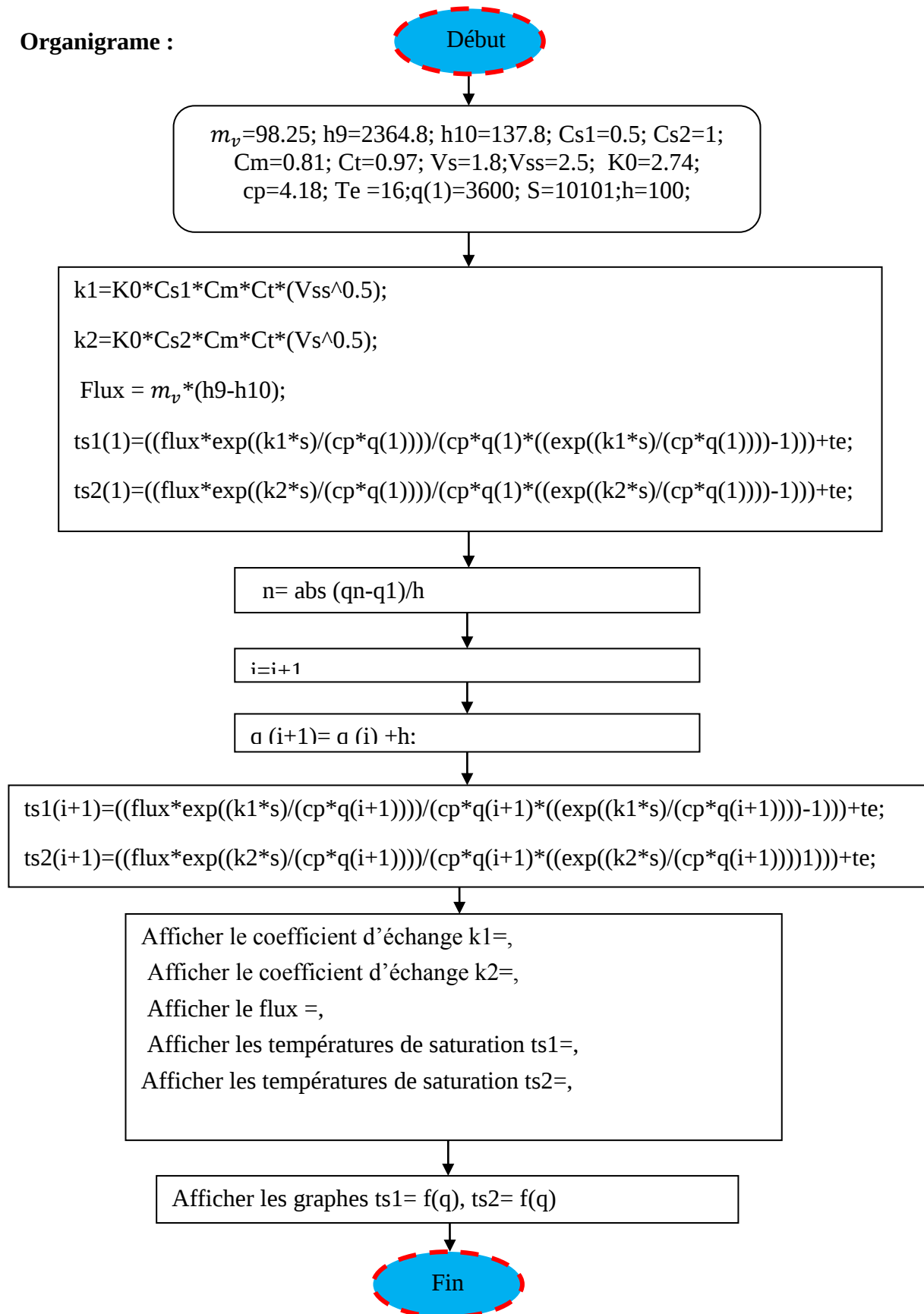
$$(T_s - T_e) = (T_s - T_f) * e^{\frac{k * s}{C_p * q_{mec}}} \dots \dots \dots IV.10$$

$$T_s - T_e = (T_s - T_e + T_e - T_f) * e^{\frac{k * s}{C_p * q_{mec}}} = \left[T_s - T_e - \frac{\varphi}{C_p * q_{mec}} \right] * e^{\frac{k * s}{C_p * q_{mec}}} \dots \dots IV.11$$

$$(T_s - T_e) \left[1 - e^{\frac{k * s}{C_p * q_{mec}}} \right] = - \frac{\varphi}{C_p * q_{mec}} * e^{\frac{k * s}{C_p * q_{mec}}} \dots \dots \dots IV.12$$

Pour calculer la température de saturation, un programme a été élaboré en Matlab (figure IV.4)

Organigramme :



Cet organigramme représente le calcul de la température de saturation en fonction du débit.

Les résultats sont résumé dans le tableau ce dessous

Tableau IV.1: Résultats de calcul de la température de saturation en fonction du débit

	$K_1 = 1,70 \text{ kJ}/(h \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$	$K_2 = 2,88 \text{ kJ}/(h \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$
Débit d'eau de mer	$T_s \text{ (} ^\circ\text{C)}$	$T_s \text{ (} ^\circ\text{C)}$
3600	37,3527	32,9840
3700	37,0854	32,6757
3800	36,8338	32,3859
3900	36,5966	32,1130
4000	36,3726	31,8557
4100	36,1608	31,6126
4200	35,9601	31,3827
4300	35,7699	31,1649
4400	35,5892	30,9584
4500	35,4174	30,7623
4600	35,2539	30,5759
4700	35,0980	30,3985
4800	34,9494	30,2294
4900	34,8074	30,0682
5000	34,6716	29,9143
5100	34,5417	29,7672

5200	34,4173	29,6264
5300	34,2980	29,4917
5400	34,1836	29,3626
5500	34,0737	29,2388
5600	33,9681	29,1200
5700	33,8666	29,0059
5800	33,7688	28,8962
5900	33,6747	28,7906
6000	33,5840	28,6890
6100	33,4966	28,5912
6200	33,4121	28,4969
6300	33,3307	28,4059
6400	33,2519	28,3182
6500	33,1758	28,2334
6600	33,1022	28,1515
6700	33,0310	28,0723
6800	32,9620	27,9958
6900	32,8952	27,9217

7000	32,8304	27,8499
7100	32,7676	27,7804
7200	32,7067	27,7131

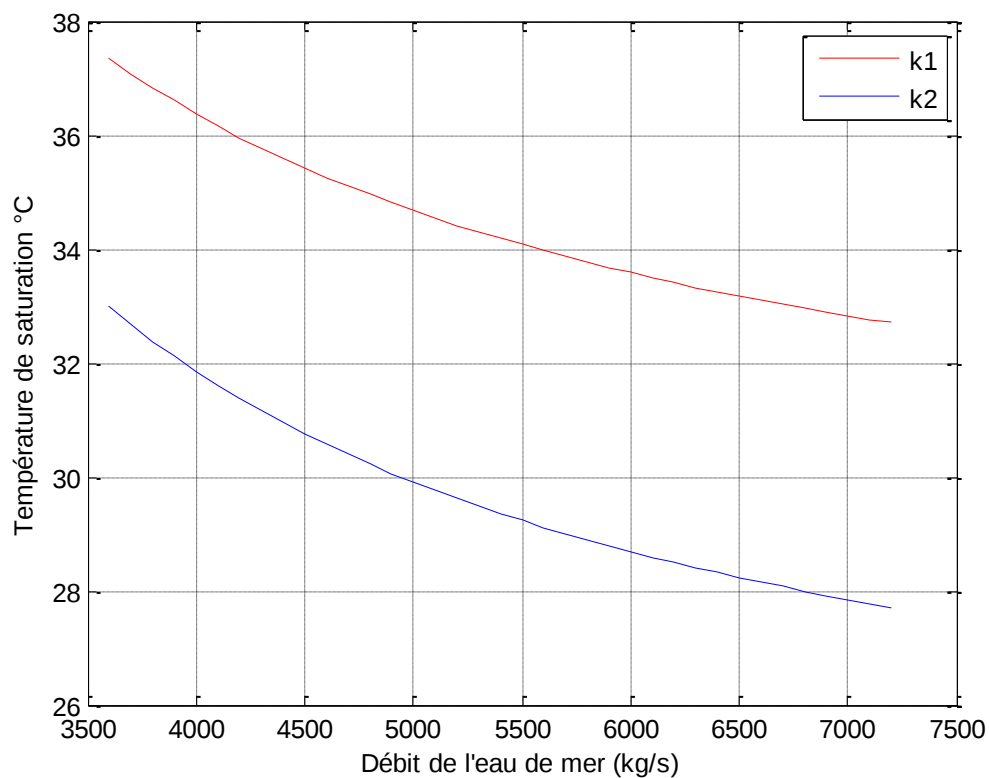
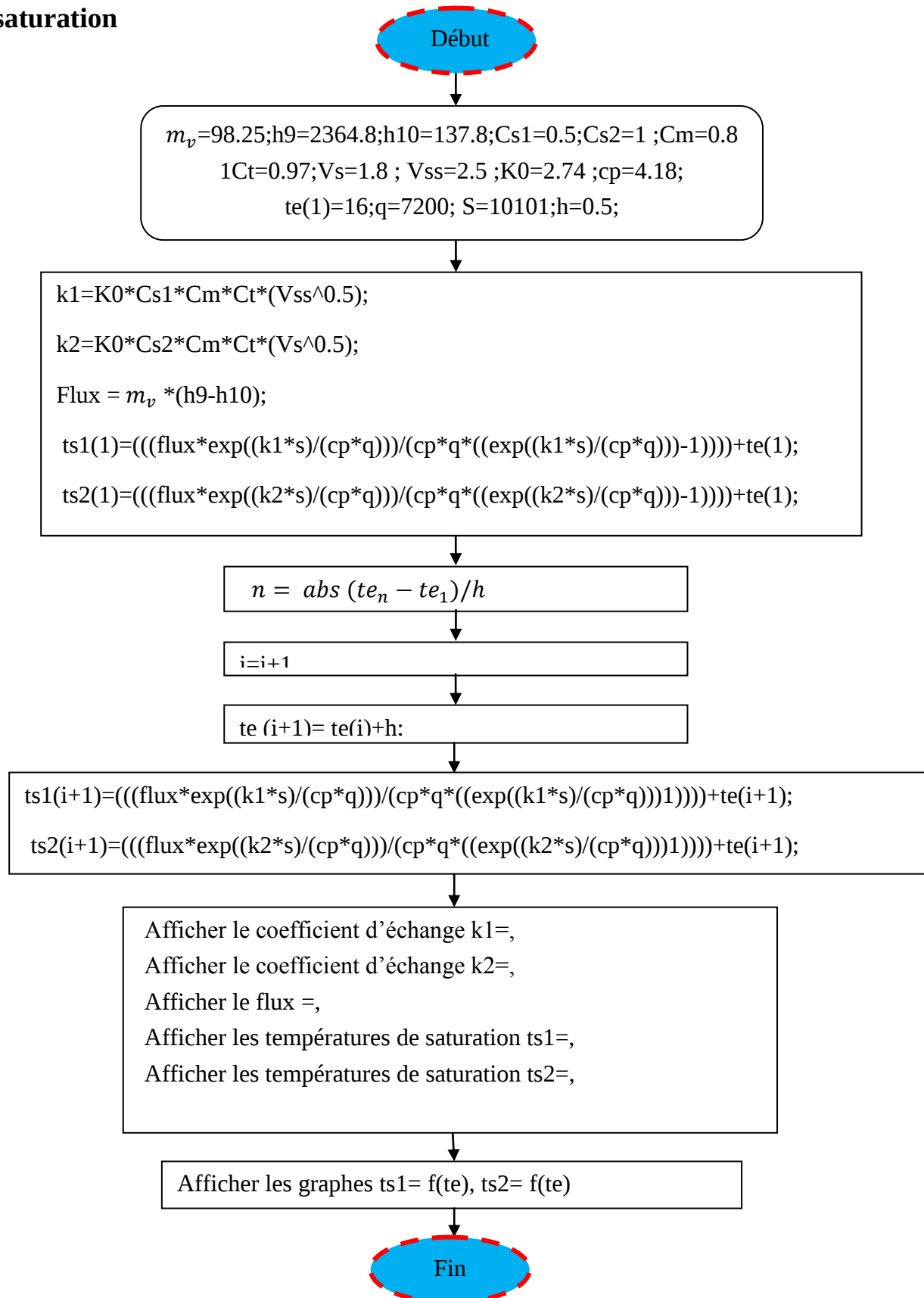


Figure IV.1: La variation de la température de saturation en fonction de débit d'eau de mer ($T_{\text{eau de mer}} = 16^\circ\text{C}$).

D'après ce graph, on constate des deux courbes (figure IV.5) que la température de saturation diminue avec l'augmentation du débit d'eau de mer (débit augmente-température de saturation diminue), et quand la température de saturation augmente la pression au condenseur augmente. Donc la diminution du débit d'eau de mer provoque une dégradation du vide dans le condenseur.

IV.3 Influence de la température d'eau de mer sur la température de saturation



Cet organigramme du calcul de la température de saturation en fonction de la température de l'eau de mer.

Les résultats sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Tableau IV.2: Résultats de calcul de la température de saturation en fonction de la température d'eau de mer.

	$K1 = 1,70 \text{ kJ} / (\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$	$K2 = 2,88 \text{ kJ} / (\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$
<i>Température de l'eau de mer ($^\circ\text{C}$)</i>	<i>TS ($^\circ\text{C}$)</i>	<i>TS ($^\circ\text{C}$)</i>
16	32.7067	27.7131
16.5	33.2067	28.2131
17	33.7067	28.7131
17.5	34.2067	29.2131
18	34.7076	29.7131
18.5	35.2067	30.2131
19	35.7067	30.7131
19.5	36.2067	31.2131
20	36.7067	31.7131
20.5	37.2067	32.2131
21	37.7067	32.7131
21.5	38.2067	33.2131
22	38.7067	33.7131
22.5	39.2067	34.2131
23	39.7067	34.7131
23.5	40.2067	35.2131
24	40.7067	35.7131
24.5	41.2067	36.2131
25	41.7067	36.7131

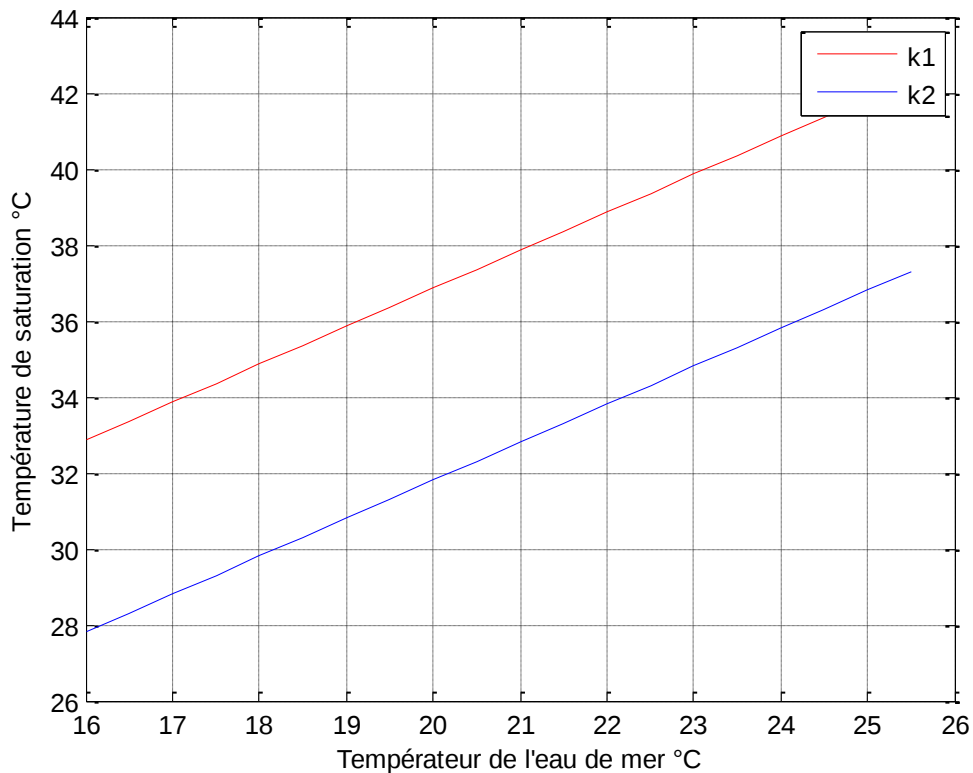


Figure IV.2: La variation de la température de saturation en fonction de la température d'eau de mer et un débit d'eau de mer de 7200kg/s.

On constate des deux courbes (figure IV.7) que la température de saturation augmente proportionnellement avec la température d'eau de mer, de même une augmentation du coefficient d'échange k provoque une diminution de la température de saturation. Ceci nous amène à conclure que l'augmentation de la température d'eau de mer et une diminution du coefficient d'échange provoquera une augmentation de la pression au condenseur. Donc l'augmentation de la température d'eau de mer provoque une dégradation du vide dans le condenseur.

IV.4 Salissure des tubes

La salissure intérieure des tubes est due aux matières en suspension dans l'eau de circulation (boues, corps gras, micro-organismes, ...). Elle provoque une diminution du coefficient d'échange entre l'eau et le métal du tube.

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'équipements d'échange thermique ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et

de tenue mécanique. L'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie ; ils se traduisent par :

- Une dépense d'énergie supplémentaire.
- Le remplacement des appareils corrodés.
- Des coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.

IV.4.1 L'encrassement

L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface, affecte une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de la surface peut perturber les mécanismes d'encrassement isotherme rencontrés, par exemple lors de l'utilisation de membrane ou de filtre.

IV.4.1.1 Types d'encrassement

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt « régime d'écoulement », selon les conditions d'utilisation des équipements d'échange thermique ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Six types différents peuvent alors être définis :

- Encrassement particulaire
- Corrosion
- Entartrage
- Encrassement biologique
- Encrassement par réaction chimique
- Encrassement par solidification

❖ Encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation sur les surfaces d'échange de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels :

- l'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produits de corrosion (oxydes et hydroxydes de fer)
- les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières
- les fumées industrielles de résidus solides de combustion

❖ Corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement. Il s'agit là d'un mécanisme de corrosion in situ. Lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés ex situ, l'encrassement correspondant est du type particulière.

❖ Entartrage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. Lorsque les sels dissous sont, comme le carbonate de calcium, à solubilité inverse, le liquide devient sursaturé au voisinage de la surface d'échange plus chaude ; la cristallisation se produit alors sur la surface et le dépôt est dur et adhérent ; dans le cas contraire d'une cristallisation se produisant au sein même d'un liquide plus chaud que la surface, le dépôt est plus mou et friable. L'encrassement par les sels à solubilité normale existe, même s'il est plus rare ; il faut signaler le cas des saumures géothermales à forte teneur en silice.

L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermiques. Il existe différentes méthodes de prévention de l'entartrage.

❖ Encrassement biologique

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues ou champignons) qui créent un film au contact de la surface d'échange : il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages.

Les actions de prévention consistent soit à détruire les micro-organismes, soit à empêcher leur développement. Les traitements correspondants utilisent des biocides et il est essentiel de maintenir la concentration du produit pendant le temps de réaction. Le biocide le plus utilisé est le chlore qui est toxique pour la plus part des micro-organismes et a une action rapide. Le choix final du traitement à adopter est en général un compromis entre les problèmes de toxicité, de pollution, de coût et de maintenance.

La tendance à l'encrassement biologique est naturelle puisque les bactéries sont omniprésentes dans l'eau ; en outre, les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à son développement.

❖ **Encrassement par réactions chimiques**

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Cette réaction est souvent une polymérisation ; il en résulte la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds), l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques.

❖ **Encrassement par solidification**

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide. Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre).

IV.4.1.2 Facteurs principaux affectant l'encrassement

L'ampleur de l'encrassement sur la surface d'échange thermique, pour un fluide donné, dépend des paramètres suivants :

❖ **Vitesse d'écoulement**

Une vitesse d'écoulement élevée du fluide minimise tous les types d'encrassement. Cependant une grande vitesse d'écoulement requiert une puissance de pompage énorme et peut contribuer à l'érosion du métal.

❖ **Température**

La température fluide - métal est un paramètre important. Dans le cas de produits polymérisables contenant des chaînes insaturées, une surchauffe peut provoquer une réticulation des gommages présentes. Ce phénomène s'intensifie en présence d'un catalyseur qui va favoriser beaucoup plus les réactions de polymérisation. Il n'est, alors, plus possible de dissoudre les gommages par auto nettoyage.

Le phénomène de réticulation des gommages se rencontre généralement dans les bouilleurs. La vitesse d'une réaction chimique est aussi fonction de la température. La vitesse d'encrassement dans le temps est liée à la constante de vitesse de la réaction chimique.

IV.4.2 Protection contre la corrosion

La protection contre la corrosion doit répondre à des sollicitations complexes et variées du point de vue matériaux, mécanismes, milieux agressifs, facteurs mécaniques et physicochimiques, etc. Il existe une multitude de moyens de lutte contre la corrosion : la très grande majorité d'entre eux font appel à un des deux modes d'action suivants :

- Action sur le matériau,
- Action sur le milieu agressif.

Dans le premier groupe sont compris :

- l'utilisation des métaux et alliages ou des matériaux non métalliques résistant à la corrosion.
- les traitements de surface améliorant le comportement global de la pièce.

Dans le deuxième groupe sont comprises toutes les actions susceptibles de diminuer l'agressivité du milieu ambiant et notamment l'utilisation d'inhibiteurs de corrosion.

Un groupe à part dans la protection contre la corrosion est constituée par les méthodes électrochimiques, à savoir la protection cathodique et la protection anodique.

Etant donné la multitude de cas qui peuvent se présenter, tant en ce qui concerne le milieu agressif que les matériaux, existent, ainsi que les autres sollicitations auxquelles ils sont soumis, un choix optimal de la solution de protection est difficile à faire.

Dans la littérature spécialisée, il existe des tables de corrosion qui indiquent, pour divers cas, le ou les matériaux susceptibles de résister, certaines d'entre elles sont maintenant informatisées.

Mais il est hasardeux de faire un choix uniquement à partir de ces tables puisque, dans le processus de corrosion, intervient une multitude de facteurs particuliers qui sont propres à chaque cas. Parmi ces facteurs, on peut citer sans être exhaustifs :

- les contraintes mécaniques variables (fatigue) ou continues,
- la présence de zones stagnantes,
- le contact avec d'autres matériaux métalliques,

- les températures locales importantes qui peuvent augmenter localement la concentration du produit agressif,
- la présence d'impureté dans le fluide augmentant notablement la corrosivité.

En tenant compte de tous les paramètres propres au cas considéré, le choix peut être facilité par des considérations plus larges concernant la résistance des divers matériaux par rapport à un fluide ou à une classe de fluides agressifs.

IV.5 Nettoyage des condenseurs

Le nettoyage des tubes de condenseur se fait manuellement à l'aide d'une brosse métallique : sont des brosses cylindriques au diamètre des tubes, qui sont introduites dans les tubes avec un dispositif spéciale qui les fait avancer à l'intérieur des tubes, ce procédé se fait pendant l'arrêt de demi condenseur. Ce travail prend beaucoup de temps. Solution proposée pour lutter contre les encrassements des tubes : c'est le **procédé de TAPROGE**.

❖ Procède de TAPROGE :

Le nettoyage de la surface interne des tubes se fait au moyen d'une circulation permanente (discontinue dans certain cas) de boules en caoutchouc spongieux. Le procédé consiste à injecter dans le circuit, en amont du faisceau tubulaire des boules d'un diamètre légèrement supérieur au diamètre intérieur des tubes. Ce dispositif peut être utilisé pour des tubes de diamètre compris entre 11 et 30 mm.

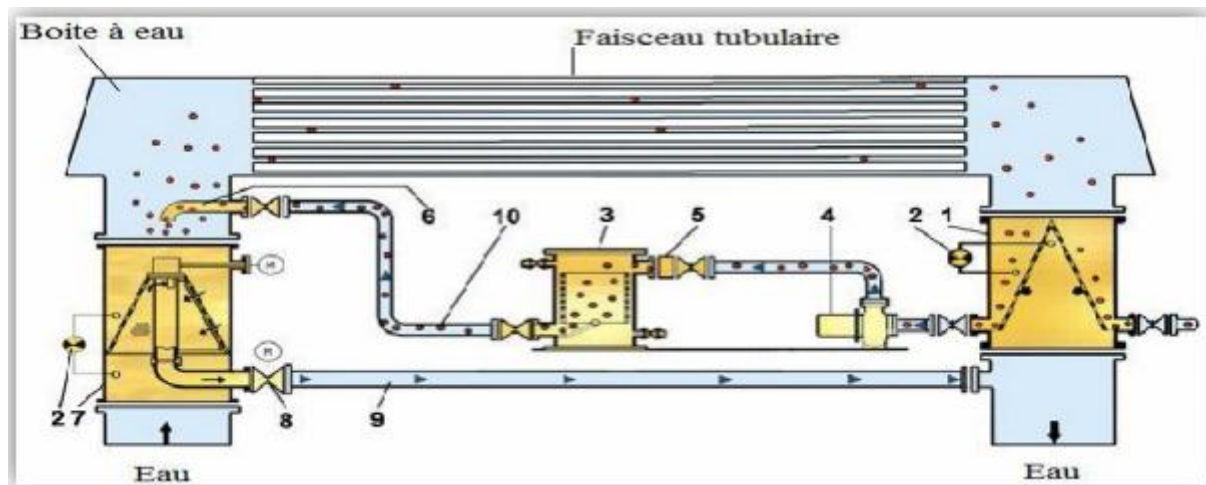


Figure IV.3: Schéma du dispositif du nettoyage.

1. Système de grilles

2. Surveillance de grilles
3. Ecluse à boules
4. Pompe de recyclage
5. Surveillance de la circulation de boules
6. Injection de boules
7. Filtre d'eau de refroidissement
8. Valve des eaux usées
9. Conduite des eaux usées
10. Conduite de transport des boules



Figure IV.4: Les boules en caoutchouc.

IV.6 Conclusion

La dégradation du vide est causée principalement par : L'augmentation de la température de l'eau de mer, la diminution du débit d'eau de mer, La salissure des tubes et les entrées d'air dans le condenseur. Pour améliorer le vide il faudrait un nettoyage automatique préventif des tubes, améliorer l'étanchéité à l'entrée du condenseur et garder le débit d'eau de mer à son maximum.

CHAPITRE V

Etude des éjecteurs à vapeur

V.1 Généralité

L'éjecteur est un équipement capable d'exercer diverses fonctions avec une consommation d'énergie très optimisée. L'opération d'éjecteur se base sur le principe de drainage tel que le jet moteur (primaire) aspire un fluide secondaire. Les éjecteurs ne présentent aucune pièce mobile ce qui conduit à une fiabilité importante. L'utilisation des éjecteurs peut réduire la quantité d'énergie électrique consommée par le processus. Ainsi, l'utilisation de la chaleur perdue augmente l'efficacité des installations de production.

Les éjecteurs, appelés également appareils à jet ou encore trompes, sont des appareils statiques destinés à aspirer, comprimer ou mélanger des gaz, des vapeurs, des liquides et parfois des solides dispersés grâce à la détente d'un fluide primaire moteur. Celui-ci peut être gazeux, en régime subsonique ou supersonique, ou liquide, en régime incompressible, et apporte l'énergie nécessaire à l'entraînement du fluide secondaire, un éjecteur reçoit en entrée deux fluides généralement gazeux, mais qui peuvent aussi être liquides ou diphasiques :

- Le fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou primaire.
- Le fluide à basse pression, appelé fluide secondaire ou aspiré.

Le fluide moteur est accéléré dans un convergent-divergent, créant une baisse de pression dans la zone du mélange, ce qui a pour effet d'aspirer le fluide secondaire. Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place dans la zone suivante (Col sur la Figure V.1). Il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa Vitesse, qui devient subsonique. Le diffuseur permet de convertir la Vitesse résiduelle en augmentation de pression.

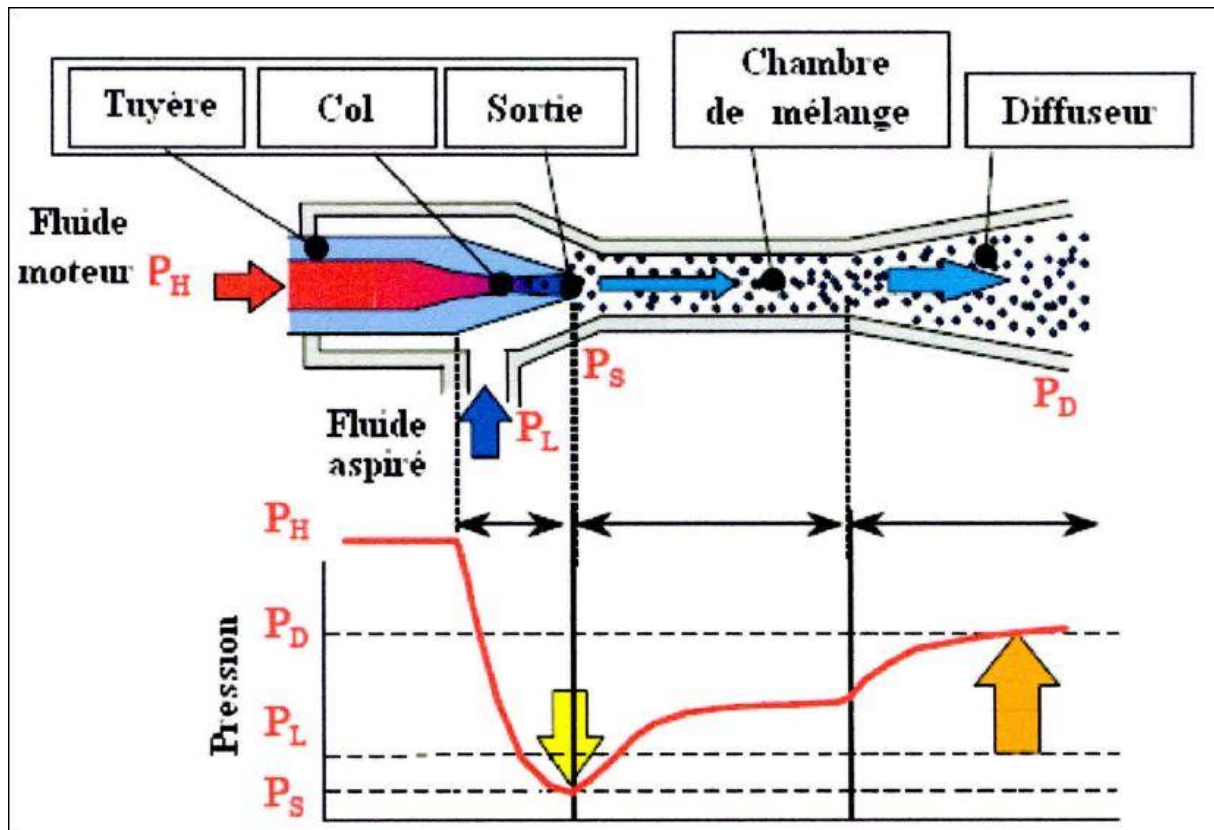


Figure V.1: Coupe d'un éjecteur et évolution de pression [14]

V.2 Emplacement des éjecteurs dans la centrale

La figure (V.2) représente l'emplacement des éjecteurs reliés avec différents auxiliaires, soit avec les conduites de circulation de la vapeur motrice, les conduits d'aspiration d'air du condenseur et les conduites de circulations de l'eau de refroidissement (RM).

Les éjecteurs à vapeur soit de démarrage ou de service se situent à proximité du condenseur principal, deux tubes d'aspiration d'air pour différent point d'extraction du mélange air-vapeur (les deux demis condenseurs). Un collecteur reçoit le mélange air vapeur venant du condenseur principal. La source de la vapeur RQ (vapeur motrice) provient du soutirage N = °5 (soutirage du corps MP) et l'eau de refroidissement (circulation de l'eau RM) joue le rôle de condensation de la vapeur motrice dans les condenseurs intermédiaires des éjecteurs de service. [15]

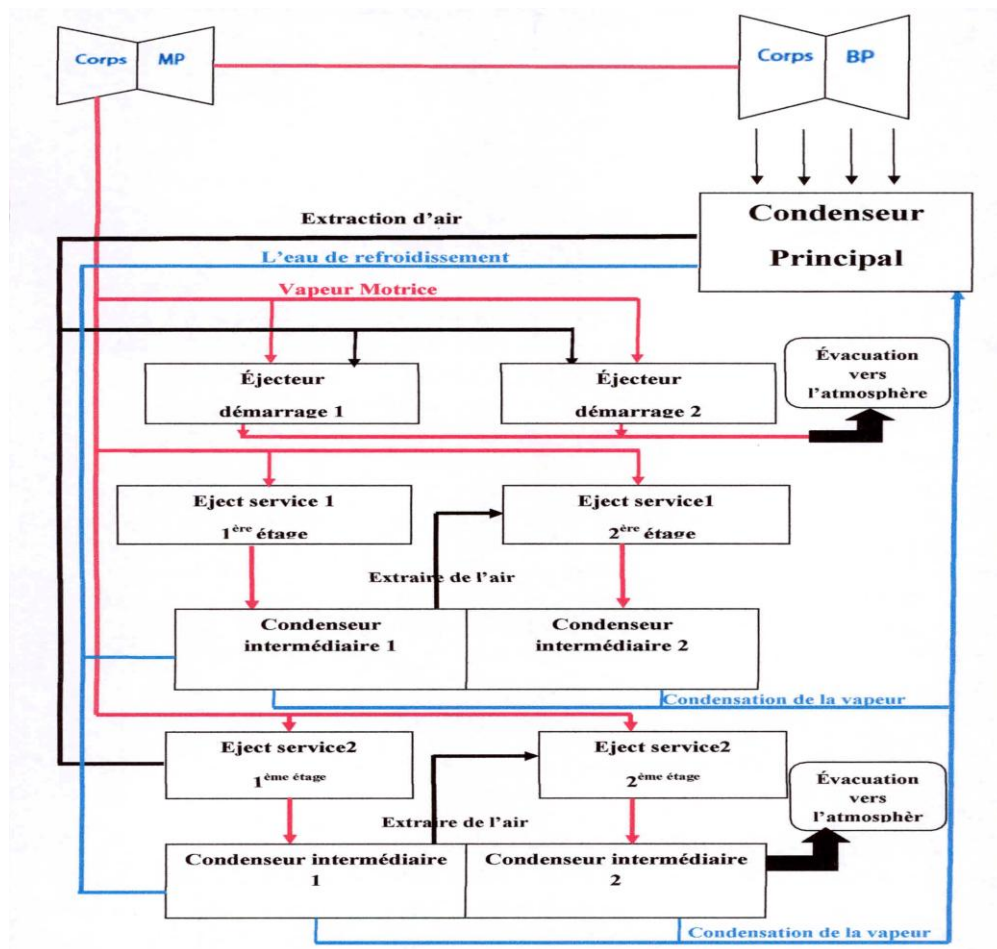


Figure V.2: L'emplacement des éjecteurs dans la centrale [15]

V.3 Principe des éjecteurs

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

- D'une tuyauterie amenant le fluide A à entraîner, que nous supposant être de l'air.
- D'une tubulure qui amène dans cette tuyauterie le fluide moteur B utilisé pour l'entraînement de l'air.
- D'un ajutage convergent disposé à l'extrémité de la tubulure.
- L'air arrive dans l'espace annulaire compris entre la tuyauterie et la tubulure. Le fluide B sort de l'ajutage convergent avec une grande vitesse, il pousse l'air contenu dans la tuyauterie vers l'extrémité de cette dernière. Il en résulte dans la zone de

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

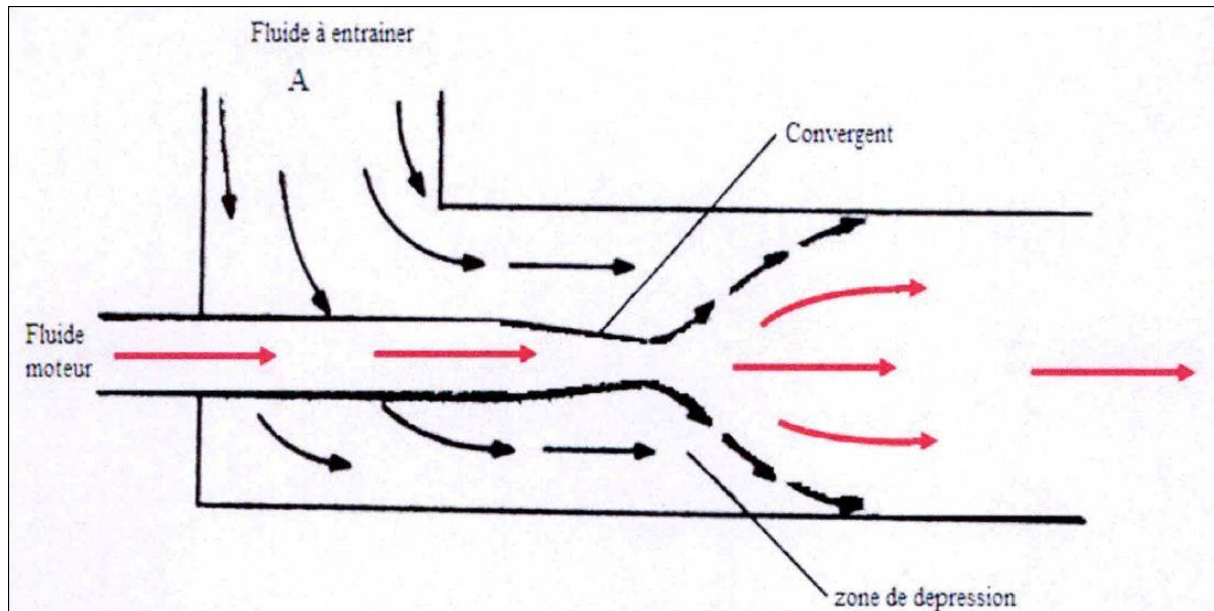


Figure V.3: Constitution d'un éjecteur [16]

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

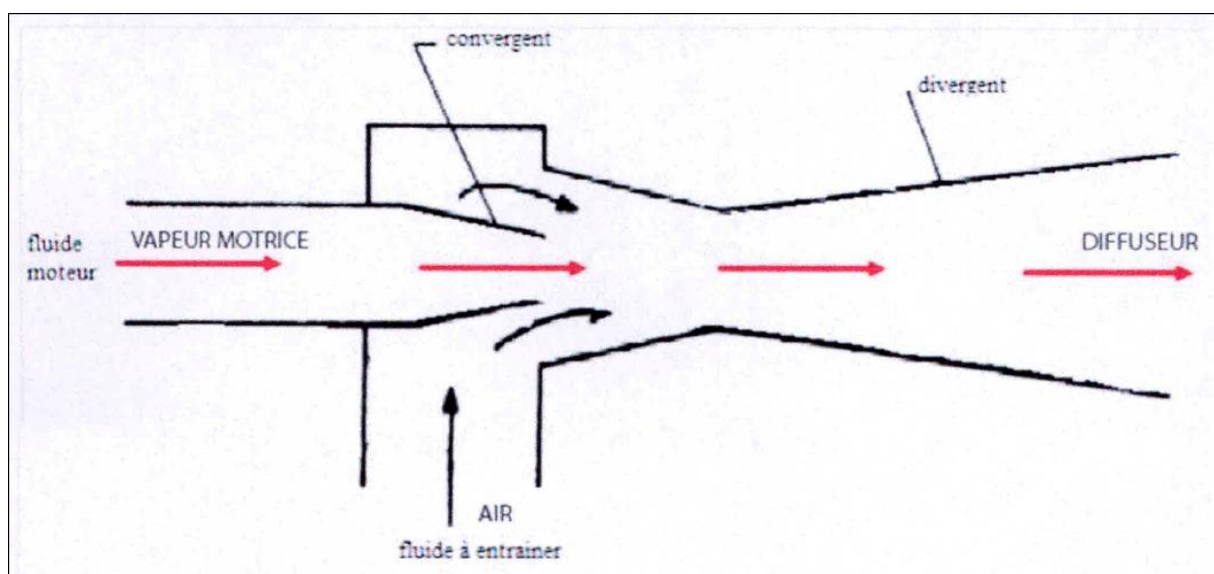


Figure V.4: Le mouvement dans un éjecteur [16]

Les éjecteurs d'extraction de l'aire des condenseurs constituent une trompe constituée de deux tuyère, l'une convergente par laquelle arrive le fluide moteur (vapeur motrice), à sa sortie s'effectue le mélange et l'entraînement du fluide aspire (air), le mélange des deux fluides passe alors dans une tuyère divergente, la Vitesse du mélange diminue durant la traversée de cette tuyère pendant que sa pression augmente, contrairement à ce qui se passe dans la tuyère convergente, ou la Vitesse du fluide moteur augmente quand il la traverse tandis que sa pression diminue. [15]

V.4 Mode de fonctionnement des éjecteurs dans la centrale

La mise sous vide au condenseur est réalisée par 02 deux éjecteurs de démarrage, puis par 02 deux éjecteurs de service, au moyen d'un automatisme de contrôle de la pression du condenseur.

- A la pression atmosphérique : mise en marche des deux éjecteurs de démarrage.
- A la pression= 0.6 bar : (dépression par rapport à l'atmosphère) mise en service des deux éjecteurs de services.
- A la pression=0.15 bar : s'arrête les deux éjecteurs de démarrage.
- A la pression=0.07 bar : un seul éjecteur de service est mis en marche.

La figure suivante représente la mise sous vide d'un condenseur de turbine :

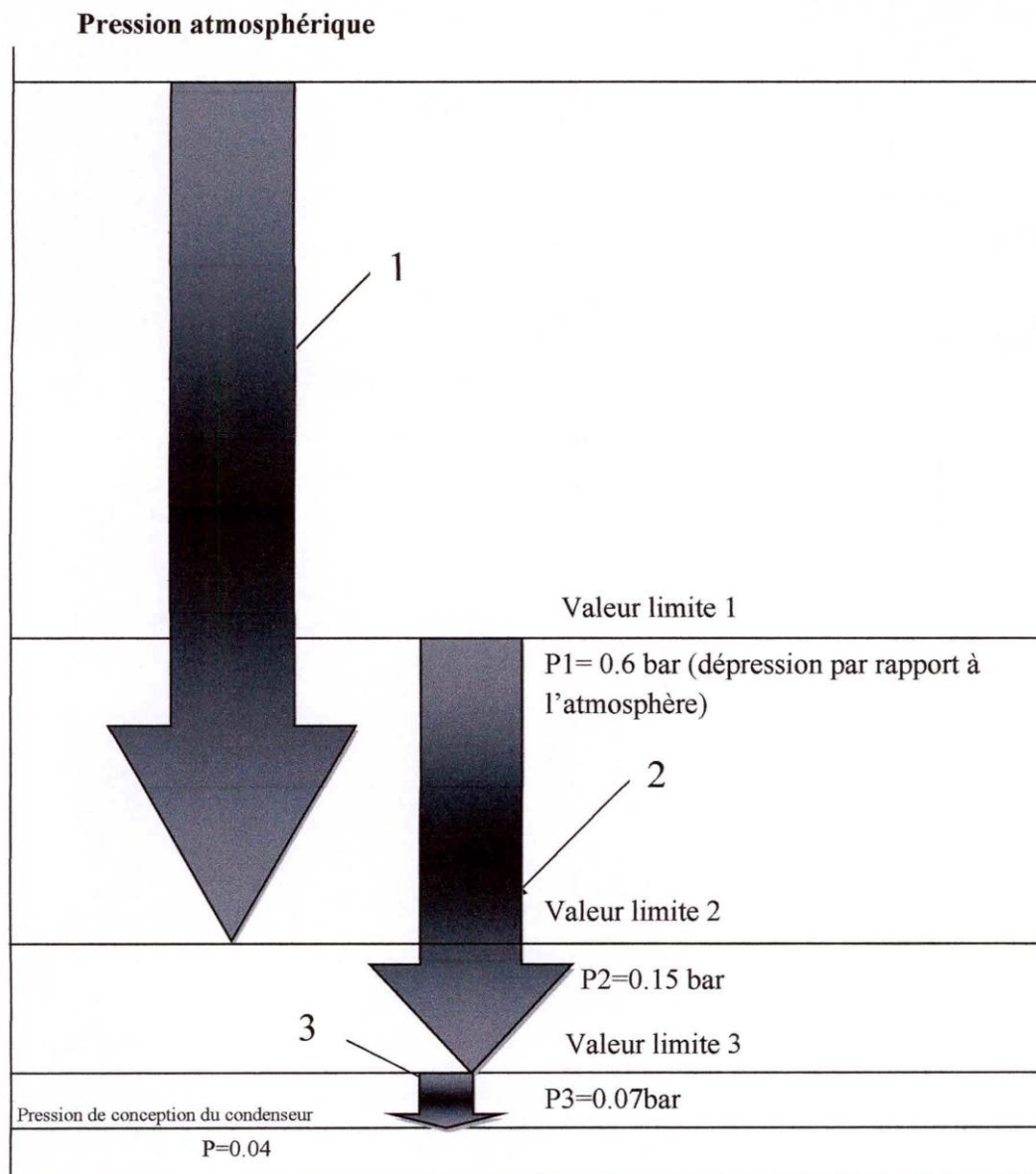


Figure V.5: Mise sous vide d'un condenseur d'une turbine [15]

- 1 : deux éjecteurs de démarrage
- 2 : deux éjecteurs de service
- 3 : une unité d'éjection du service

V.5 Rôle des éjecteurs

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

Cette extraction des gaz incondensables doit être effectuée d'une façon continue, sinon il en résulterait une baisse graduelle du vide dans le condenseur et la pression d'échappement de la machine pourrait atteindre des valeurs incompatibles avec le bon fonctionnement et l'économie de marche du matériel. Il existe 4 éjecteurs dans la centrale de *Cap-Djinet* ; deux éjecteurs de démarrage et deux éjecteurs de service. [15]

V.6 Les types d'éjecteurs dans la centrale thermique

La centrale thermique de Ras-Djinet dispose de deux types d'éjecteurs qui assurent l'extraction des gaz incondensables dans le condenseur.

V.6.1 Ejecteur de démarrage

❖ Rôle et caractéristique

L'éjecteur de démarrage est utilisé au démarrage de la turbine pour effectuer la mise sous vide rapide de la capacité constituée par l'ensemble de la turbine et de son condenseur. Cet éjecteur doit avoir une capacité pneumatique élevée.

On appelle capacité pneumatique d'un éjecteur le débit horaire d'air sec qu'il peut aspirer en fonction de la pression de l'air sec A son entrée au premier étage. La capacité pneumatique se détermine expérimentalement en introduisant des quantités d'air connus au premier étage et en mesurant la pression engante correspondant à ces quantités connues.

❖ Éjecteurs de démarrage (2x50%)

Débit d'air extrait 550 m^3 en 25mm à 0.5 bar.

La figure ci-dessous donne la coupe d'un éjecteur de démarrage pour une turbine.

La tuyère qui reçoit l'arrivée de vapeur est en acier inoxydables 18/8 (18% de nickel 8% de chrome). Elle est visée dans la boîte supérieure, Un jeu de cales permet de régler la position de l'extrémité de la tuyère par rapport au convergent-divergent afin d'obtenir la capacité pneumatique prévue pour l'éjecteur.

La boîte d'aspiration d'air, en liaison avec le condenseur, est en acier moulé. La convergence divergences est en acier, pris dans la masse. II est divisé en deux parties assemblées avec interposition d'un joint en acier doux, très malléable.

Un filtre est disposé sur l'arrivée de la vapeur. Cet éjecteur permet, en vingt minutes, d'abaisser la pression de un bar dans une capacité contenant initialement 300 kilogramme d'air. Il peut continuer à maintenir cette pression de 0.2 bar si la rentrée d'air dans la capacité ne dépasse pas 37.5 kilogrammes par heure.

Ces 300 kilogramme d'air à la pression de 1 bar correspondant au volume du condenseur avec sa culotte mais ne comprend pas le volume de la turbine et des tuyauteries réunies au condenseur.

La consommation de vapeur de l'éjecteur est de 2200 kilogrammes par heure, la pression de la vapeur étant de 7 bars.

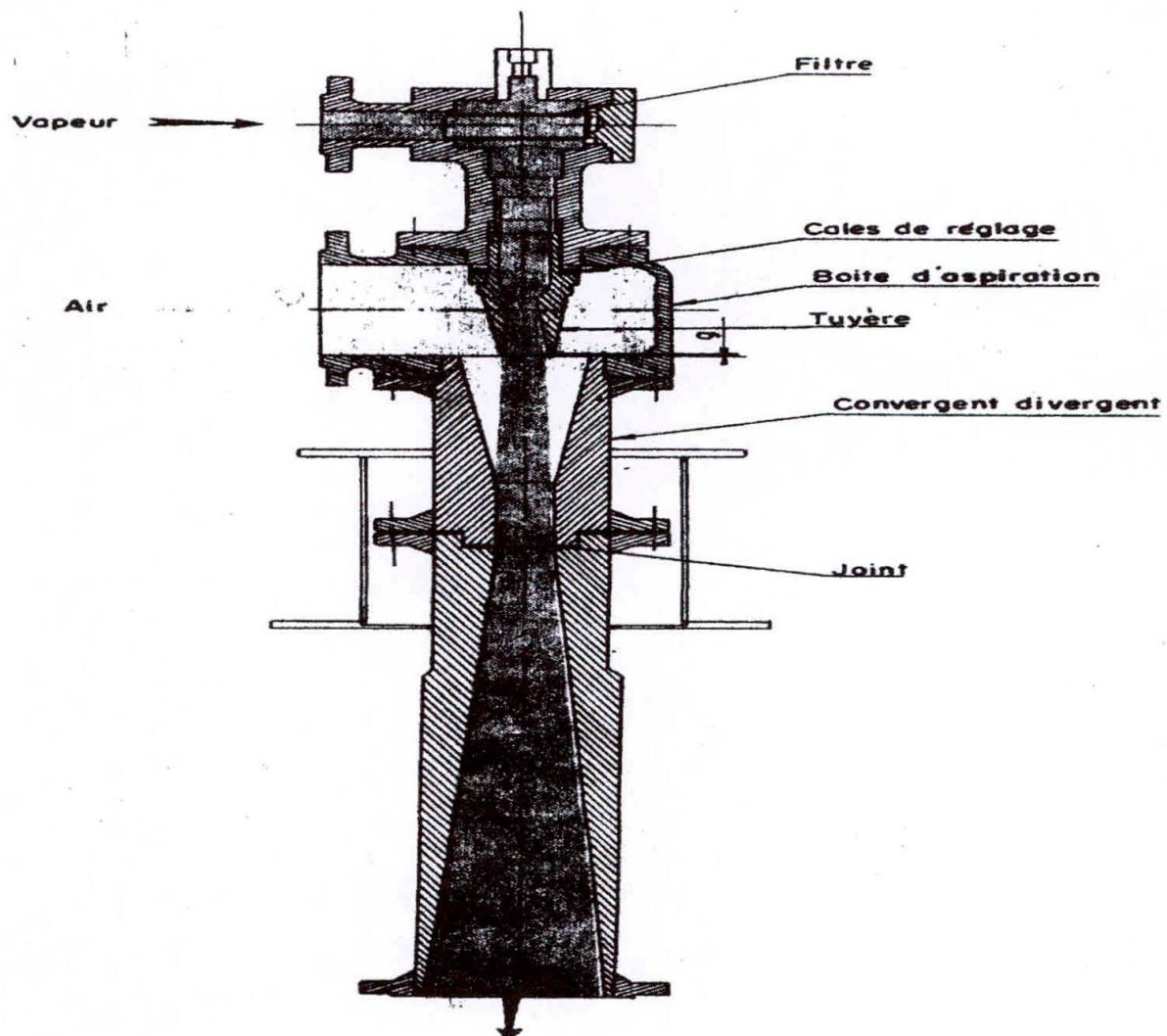


Figure V.6 : Ejecteur de démarrage [16]

❖ La géométrie

Le schéma suivant représente les différents composants de la géométrie d'éjecteur Avec ses dimensions de diamètre et de longueur.

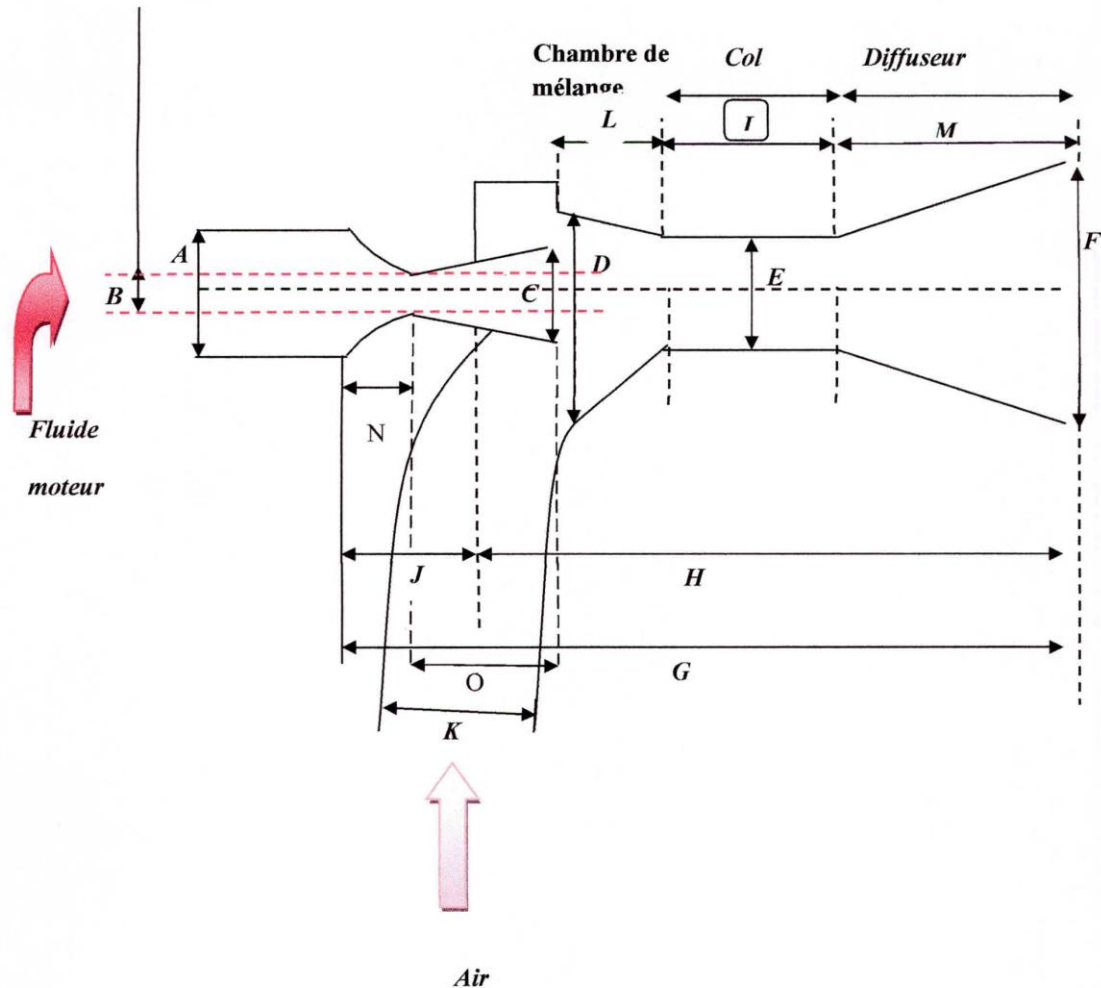


Figure V.7: La géométrie de l'éjecteur de démarrage [15]

La dimension des diamètres

Tableau V.1: Les dimensions des diamètres de l'éjecteur de démarrage [15]

Diamètre	A	B	C	D	E	F	K
Dimension en (mm)	107.1	22.5	50.62	112.5	56.25	159.3	159.3

La dimension des longueurs

Tableau V.2: Les dimensions des longueurs de l'éjecteur de démarrage [15]

Longueur	G	H	I	J	L	M	N	O
Dimension (mm)	1995	1645	318.71	350	339.28	812.2	204.2	325

- Les paramètres de fonctionnement
 - A l'entrée de la tuyère motrice (tuyère primaire)

Tableau V.3: Les paramètres à l'entrée de la tuyère primaire de l'éjecteur de démarrage [15]

Pression bar	Température °C	La vitesse m/s	La masse volumique kg/m^3	Débit kg/s
5	250	49	1.8563	0.2775

Tableau V.4: Enthalpie et entropie à l'entrée de l'éjecteur de démarrage [15]

Enthalpie KJ/kg	Entropie KJ Kg ⁻¹ k ⁻¹
3166.66	7.41

V.6.2 Ejecteur de service

- Rôle et caractéristiques

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

- Ejecteurs de service (2x100%)
 - Débit d'air extrait 19 kg/h.
 - Vide au condenseur 0.05 bars absolu.
 - Débit de vapeur 350kg /h.

La figure (V.8) représente l'installation. Elle comprend :

Le premier étage avec son condenseur intermédiaire, L'eau condensée de ce condenseur est évacuée dans le condenseur principal en passant par le tube en U prévu à cet effet.

- le deuxième étage qui reçoit l'air venant du condenseur intermédiaire du Premier étage. à la sortie de l'éjecteur du deuxième étage le mélange air- vapeur passe dans le

deuxième condenseur intermédiaire par surface, la vapeur se condense, l'eau condensée est envoyée au condenseur principal en passant par un tube en U ou un purgeur. L'air sortant du condenseur intermédiaire est évacuée par le cheminée A, il n'est donc plus réinjecté dans le circuit d'eau d'alimentation.

- la pompe d'extraction assure la circulation d'eau de réfrigération dans les deux condenseurs intermédiaires. A la sortie des condenseurs l'eau passe à la bêche alimentaire.
- les vannes Cet D permettent d'établir la circulation de l'eau au démarrage Pour éviter les entrées d'air parasite dans le circuit, les presse-étoupe de ces vannes reçoivent de l'eau sous pression.

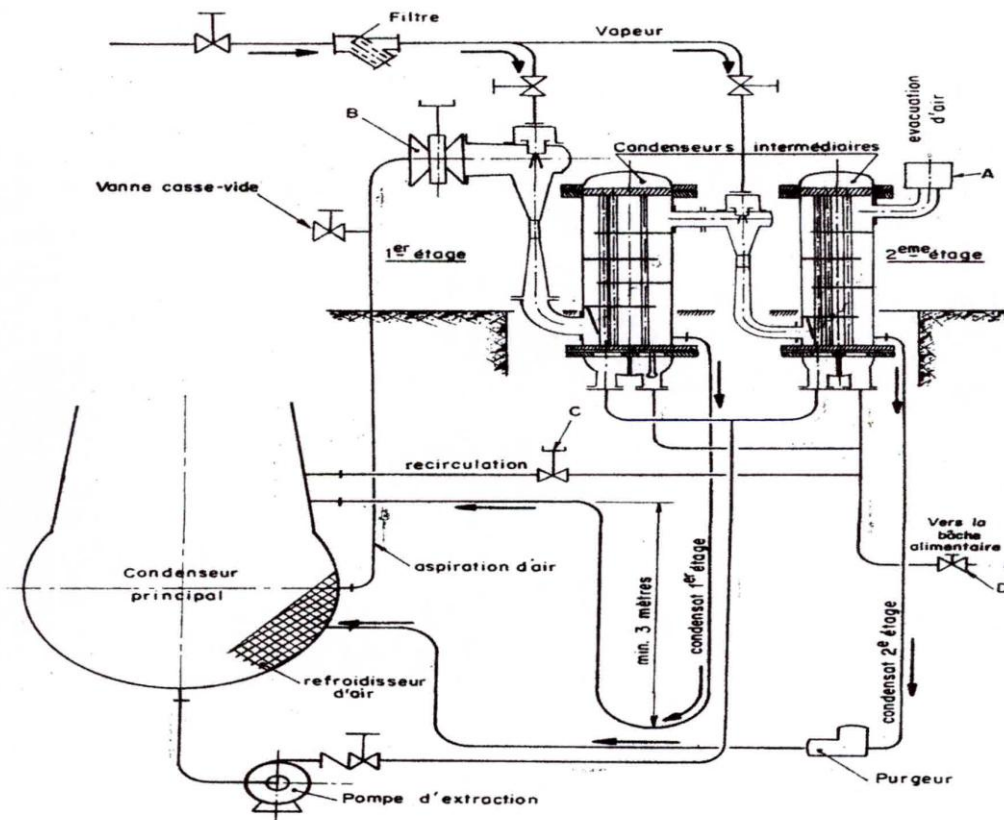


Figure V.8: Ejecteur de service à double étage [15]

❖ Les paramètres de fonctionnement

- A l'entrée de la tuyère motrice

Tableau V.5: Les paramètres à l'entrée de la tuyère primaire de l'éjecteur [16]

Pression bar	Température	Débit kg/s	La vitesse m/s
5	250	0.027	5.65

Tableau V.6: Enthalpie et entropie à l'entrée d'éjecteur de démarrage [16]

Enthalpie kJ/kg	Entropie kJ Kg-1k ⁻¹
3166.66	7.41

V.7 Avantages généraux

- Toxicité très faible ou nulle.
- Ininflammabilité pour la plupart.
- Action faible ou nulle sur les denrées alimentaires.
- Bonne compatibilité avec les métaux et les lubrifiants.
- Masse molaire élevée, ce qui est favorable pour l'emploi dans les turbocompresseurs.
- Forte résistivité électrique, ce qui est favorable pour la technique des groupes hermétiques et évite les phénomènes de corrosion à l'intérieur du circuit frigorifique.
- Bonne stabilité thermique de la molécule (généralement).
- Prix, qui était jusqu'il présent acceptable, quoique très variable d'un CFC ou d'un HCFC à l'autre [16].

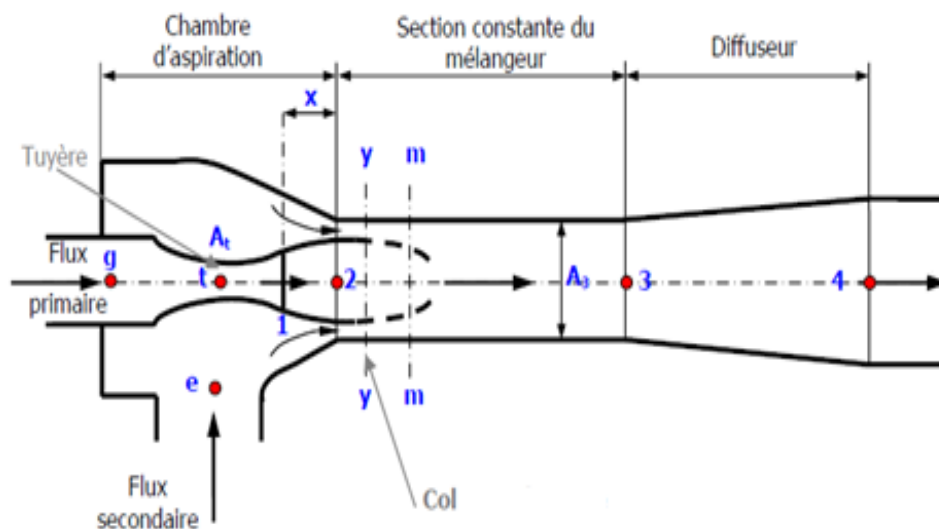
V.8 Inconvénients généraux

- Faible enthalpie de vaporisation, ce qui conduit à la mise en circulation de grands débits-masses et retentit fâcheusement sur la taille des conduites.
- Faible tension superficielle, ce qui facilite les fuites par débouchages des porosités que l'huile peut normalement obturer.
- Détection et localisation des fuites difficiles.
- Action notable de certains d'entre eux sur les élastomères et matières plastiques (joints).

- Conductivité thermique très faible en phase liquide comme en phase gazeuse, ce sont donc de mauvais fluides convecteurs, ce qui complique quelque peu le problème des échangeurs,
- Grande aptitude de nombre d'entre eux à s'absorber dans l'huile de lubrification des compresseurs, ce qui impose la mise en œuvre de méthodes particulières pour se protéger contre cette dilution de l'huile par le frigorigène.
- Longue durée de vie dans l'atmosphère, ce qui s'accompagne de :
L'accumulation progressive de ces molécules dans l'atmosphère où elles contribuent à l'accroissement de l'effet de serre en complétant l'action défavorable sur ce point, du dioxyde de carbone et du méthane [15].

V.9 Modélisation de l'éjecteur

On peut schématiser un éjecteur comme montre la figure suivante.



V.9: Présentation d'un éjecteur [17]

Dans la phase de modélisation du comportement dans l'éjecteur nous supposons que le col se situe à l'intérieur du mélangeur. Ainsi, le mélange des deux flux se produit à l'intérieur du mélangeur avec une pression uniforme. La figure (V.9) montre une

représentation schématique du processus de mélange des deux flux primaire et secondaire. Le flux primaire est le fluide moteur dans l'installation par contre le flux secondaire est le fluide aspiré ; généralement le fluide a la sortie de la tuyère primaire est en régime supersonique. [17]

Hypothèses : éjecteur adiabatique rigide et non perméable, écoulement unidimensionnelle, frottement solide fluide négligeable, fluide supersonique à la sortie de la tuyère primaire, réaction chimique exclut au modèle. [17]

V.9.1 Flux primaire à travers la tuyère

Si note η_p le rendement isentropique de la tuyère, le débit massique primaire s'écrit :

$$\dot{m}_p = \frac{p_g \cdot A_t}{\sqrt{T_g}} \sqrt{\eta_p \cdot \frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{V.1}$$

Le rendement isentropique de la tuyère primaire définis par l'équation (V.2)

$$\eta_p = \frac{h_g - h_{p1}}{h_g - h_{g1}} \quad \text{V.2}$$

Les relations entre le nombre de Mach à la sortie de la tuyère M_{p1} , la section A_{p1} , est la pression p_{p1} , sont réduites en utilisant les relations isentropique comme approximation

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t} \right)^2 = \frac{1}{M_{p1}^2} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad \text{V.3}$$

$$\frac{p_g}{p_{p1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{p1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{V.4}$$

V.9.2 Flux primaire entre la section 1-1 et la section y-y

Le nombre de Mach M_{py} du flux primaire à la section y-y suit les relations isentropiques

$$M_{py}^2 = \frac{2}{\gamma-1} \left[\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \left(\frac{p_{p1}}{p_y} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad \text{V.5}$$

La relation de calcul du flux primaire au plan y-y s'écrit

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\left(\frac{\phi_p}{M_{p1}} \right) \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \right) M_{p1}^2 \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\left(\frac{1}{M_{p1}} \right) \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad \text{V.6}$$

Avec ϕ_p est le rendement qui prend en considération les pertes dû au frottement ou à la diffusion entre la section 1-1 et la section y-y, telle que sa valeur d'après Huang et al. (1999) est égale à 0.88

V.9.3 Le flux secondaire de l'aspiration jusqu'à la section y-y

Le flux secondaire atteint les conditions soniques à la section y-y, c'est à dire $M_{sy} = 1$, donc pour une pression d'aspiration p_e nous avons l'équation (V.7)

$$\frac{p_e}{p_{sy}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{V.7}$$

Le débit massique du flux secondaire dans la section y-y s'écrit sous la forme suivante :

$$\dot{m}_s = \frac{p_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{r} \cdot \eta_s \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad \text{V.8}$$

V.9.4 Les sections au plan y-y

On note A_3 la section géométrique au plan y-y définie comme la somme de la section du flux primaire A_{py} et la section du flux secondaire, A_{sy} , donc on a :

$$A_{py} + A_{sy} = A_3 \quad \text{V.9}$$

V.9.5 La température et le nombre de Mach au plan y-y

La température et le nombre du Mach des deux flux au plan y-y sont donnés par les relations :

$$\frac{T_g}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{py}^2 \quad ; \quad \frac{T_e}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{sy}^2 \quad \text{V.10}$$

V.9.6 Le mélange au plan m-m avant le choc

Les deux flux commencent à se mélanger a la section y-y, le mélange subit un choc avant une élévation de pression à la section s-s, dans ces conditions le bilan de quantité de mouvement s'écrit :

$$\phi_m (\dot{m}_p \cdot V_{py} + \dot{m}_s \cdot V_{sy}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \cdot V_m \quad \text{V.11}$$

Avec V_m est la vitesse du mélange et ϕ_m est rendement qui tient les pertes, il est obtenu en utilisant la corrélation

$$\phi_m = \begin{cases} 0.8 & \text{si } A_3/A_t > 8.3 \\ 0.82 & \text{si } 0.69 \leq A_3/A_t \leq 8.3 \\ 0.84 & \text{si } A_3/A_t \leq 0.69 \end{cases} \quad \text{V.12}$$

ϕ_m : Coefficient de mélange, il est fonction des pertes de charges.

Le bilan énergétique s'écrit :

$$\dot{m}_p \left(c_p \cdot T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(c_p \cdot T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left(c_p \cdot T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad \text{V.13}$$

Avec V_{py} et V_{sy} sont respectivement les vitesses du flux primaire et secondaire au plan y-y

$$V_{py} = M_{py} \cdot \alpha_{py} ; \alpha_{py} = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_{py}} \quad \text{V.14}$$

$$V_{sy} = M_{sy} \cdot \alpha_{sy} ; \alpha_{sy} = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_{py}} \quad \text{V.15}$$

Le nombre de Mach du mélange peut être évalué en utilisant la relation suivante :

$$M_m = \frac{V_m}{a_m} ; a_m = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_m} \quad \text{V.16}$$

V.9.7 Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3

Un choc supersonique, dû à l'élévation de pression, aura lieu à la section s-s, en supposant que le mélange après le choc subit un processus isentropique, on peut affirmer que la pression du fluides entre la section m-m et la section 3-3 est uniforme et vaut : p_3 , à cet effet les relations (V.17),(V.18) monter les calculs des éléments

$$\frac{p_3}{p_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_m^2 - 1) \quad \text{V.17}$$

$$M_3^2 = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_m^2}{\gamma M_m^2 - \frac{\gamma-1}{2}} \quad \text{V.18}$$

V.9.8 Le mélange à travers le diffuseur

La pression de sortie du diffuseur s'écrit :

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_3^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{V.19}$$

V.9.9 Détermination de la pression critique d'un éjecteur

La pression d'un éjecteur dépend de sa géométrie (A_t, A_{p1}, A_3) et de ses paramètres d'entré (T_e, P_e).

V.9.10 Détermination du débit d'un éjecteur

a) En régime critique :

Pour une pression d'aspiration, si l'éjecteur fonctionne en mode critique, (la pression à la sortie de l'éjecteur est inférieure à la pression critique et les deux flux subissent un choc) le débit secondaire est constant. Il est calculé à partir de l'équation (V.8).

b) En régime sous critique :

On sait que le débit secondaire ne peut varier que si sa vitesse est subsonique à la section hypothétique déjà déterminée (puisque un écoulement supersonique ignore les conditions régnant en aval). Ce régime subsonique est obtenu lorsque l'onde de choc remonte jusqu'à la section hypothétique, c'est-à-dire que la pression à la sortie de l'éjecteur (supérieure à la pression critique p_c) exige une pression supérieure à la pression à la sortie du col hypothétique dans le cas du régime sonique de l'écoulement secondaire. Soit p_{yc} cette pression, le nombre de Mach à la sortie du col hypothétique est donné par la formule suivante :

$$m_{py}^2 = \frac{2}{\gamma-1} \left(\frac{p_e}{p_{yc}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{V.20}$$

La masse volumique du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$\rho_{yc} = \rho_e \left(\frac{p_e}{p_{yc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad \text{V.21}$$

La température et la vitesse du flux secondaire à la sortie du col hypothétique sont :

$$T_{yc} = T_e \left(\frac{p_e}{p_{yc}} \right)^{\gamma+1} \quad \text{V.22}$$

La vitesse du son du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$a_{yc} = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_{yc}} \quad \text{V.23}$$

La vitesse du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$V_{yc} = a_{yc} M_{yc} \quad \text{V.24}$$

Le débit massique du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est donc

$$\dot{m}_{sc} = \rho_{yc} \cdot V_{yc} \cdot A_{sy} \quad \text{V.25}$$

La vitesse du mélange

$$\dot{m}_m \cdot (\dot{m}_p \cdot V_{py} + \dot{m}_{sc} \cdot V_{yc}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \cdot V_{mc} \quad \text{V.26}$$

La température du mélange

$$\dot{m}_p (c_p \cdot T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2}) + \dot{m}_s (c_p \cdot T_{yc} + \frac{V_{yc}^2}{2}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_{sc}) (c_p \cdot T_{mc} + \frac{V_{mc}^2}{2}) \quad \text{V.27}$$

Avec :

$$V_{yc} = M_{yc} \cdot a_{yc} ; a_{yc} = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_{yc}} \quad \text{V.28}$$

Le nombre de Mach du mélange

$$M_m = \frac{V_{mc}}{a_{mc}} ; a_{mc} = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_{mc}} \quad \text{V.29}$$

Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3

$$\frac{p_{3c}}{p_m} = 1 + \frac{\gamma}{\gamma+1} (M_{mc}^2 - 1) \quad \text{V.30}$$

$$M_{3c}^2 = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{mc}^2}{\gamma M_{mc}^2 - \frac{\gamma-1}{2}} \quad \text{V.31}$$

La pression à la sortie de l'éjecteur est :

$$\frac{p_{4c}}{p_{3c}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_{3c}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{V.32}$$

La détermination du débit secondaire se fait par itération des équations (V.31) et (V.33) en variant la pression p_{yc} , jusqu'à ce que la pression à la sortie de l'éjecteur p_{4c} coïncide avec la pression de refoulement p_4 . On peut également en déduire la pression de compression $\frac{p_e}{p_{4c}}$

V.9.11 Rapport d'entraînement

On peut évaluer la performance de l'éjecteur par la détermination de rapport de débit massique aspiré sur le débit massique primaire, qui s'appelle rapport d'entraînement, noté ω ,

$$\text{et défini par : } \omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad \text{V.33}$$

Tel que :

$\dot{m}_s$: Représente le débit massique de flux d'aspiration [Kg/s].

$\dot{m}_p$: Représente le débit massique de flux primaire [Kg/s].8

Pour calculer le rapport d'entraînement, un programme a été élaboré en Matlab.

Tableau V.7: Résultat de calcul de rapport d'entraînement en fonction de la puissance échangé au niveau du condenseur selon la variation de débit d'eau de mer

k1=1,7		k2=2,88	
puissance (kW)	ω	puissance (kW)	ω
323837,3709	0,00732529	323940	0,00738125
323845,4497	0,00732874	323950	0,00738529
323858,1486	0,00733211	323950	0,0073889
323860,6675	0,00733507	323960	0,00739241
323867,1534	0,00733795	323970	0,00739585
323862,5887	0,00734044	323970	0,00739887
323875,908	0,00734321	323970	0,00740181
323877,7419	0,00734558	323980	0,0074047
323882,4456	0,0073479	323980	0,00740718
323889,7984	0,00735018	323990	0,00740995
323885,0154	0,00735207	324000	0,00741232
323897,0053	0,00735426	324000	0,00741465
323896,6434	0,00735608	324000	0,0074166
323898,0496	0,00735786	324010	0,00741883
323901,6696	0,0073596	324010	0,0074207
323906,8367	0,00736132	324010	0,00742253
323913,5514	0,007363	324010	0,00742432
323907,2634	0,00736433	324010	0,00742607
323917,0769	0,00736595	324020	0,0074278
323913,6692	0,00736723	324020	0,0074295
323911,3689	0,00736848	324020	0,00743083
323924,9445	0,00737003	324030	0,00743248
323925,0816	0,00737124	324020	0,00743376
323926,3272	0,00737243	324040	0,00743536
323928,6816	0,0073736	324040	0,0074366
323931,6995	0,00737475	324040	0,00743781
323935,8268	0,00737588	324040	0,00743901
323926,3026	0,00737666	324040	0,00744019
323931,9819	0,00737777	324040	0,00744136
323938,5485	0,00737885	324050	0,0074425
323931,2443	0,00737959	324050	0,00744363
323939,364	0,00738065	324040	0,00744441
323933,3924	0,00738137	324050	0,00744551

323942,843	0,00738241	324060	0,0074466
323938,2043	0,0073831	324050	0,00744734
323948,5405	0,00738411	324060	0,0074484
323945,0123	0,00738478	324050	0,00744912

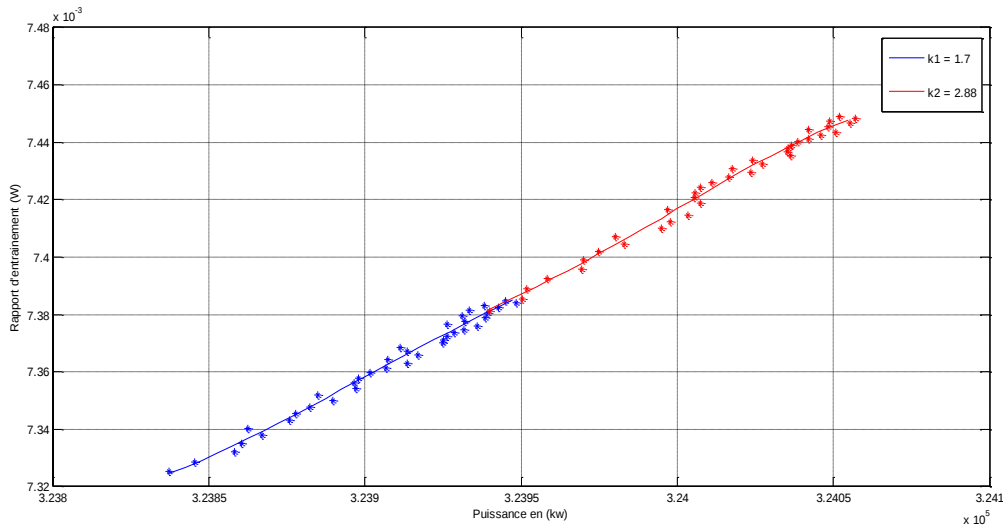


Figure V.10: Rapport d'entrainement en fonction de la puissance échangée au niveau de condenseur pour ($k_1 = 1.7$, $k_2 = 2.88$) selon le débit d'eau de mer.

A la lumière de la figure (V.10) on constate des deux courbes que le rapport d'entrainement dans l'éjecteur est directement proportionnel à la puissance échangée au niveau du condenseur pour les deux coefficients d'échange. L'augmentation de la puissance de 3.2384×10^5 à 3.2395×10^5 kW provoque une augmentation du rapport d'entrainement de 0.007325 jusqu'à 0.007384 pour un coefficient d'échange convectif $k_1 = 1.7$ kW / $m^2 c^0$. On remarque aussi qu'une augmentation de la puissance de 3.2393×10^5 à 3.2405×10^5 kW incite à une augmentation du rapport d'entrainement de 0.007381 jusqu'à 0.007448 et cela pour le coefficient d'échange $K_2 = 2.88$ kW / $m^2 c^0$.

Tableau V.8: Résultat de calcul de rapport d'entraînement en fonction de la puissance échangé au niveau du condenseur selon la variation de la température d'eau de mer

k1=1,7		k2=2,88	
puissance (kW)	ω	puissance (kW)	ω
323871,9041	0,00733912	324051,9041	0,00744912
323859,9219	0,00733262	324039,9219	0,00744262
323848,0189	0,00732613	324028,0189	0,00743613
323835,9713	0,00731764	324015,9713	0,00742964
323838,4927	0,00731049	324018,4927	0,00742349
323826,609	0,00730702	324006,609	0,00741702
323814,8035	0,00730055	323994,8035	0,00741055
323802,8525	0,00729409	323982,8525	0,00740409
323790,7561	0,00728764	323970,7561	0,00739764
323778,9604	0,00728119	323958,9604	0,00739119
323767,0189	0,00727475	323947,0189	0,00738475
323755,1543	0,00726831	323935,1543	0,00737831
323743,1436	0,00726188	323923,1436	0,00737188
323731,2095	0,00726046	323911,2095	0,00736546
323719,3516	0,00725404	323899,3516	0,00735904
323707,3472	0,00724763	323887,3472	0,00735263
323695,4186	0,00724122	323875,4186	0,00734622
323683,5653	0,00723383	323863,5653	0,00733983
323671,5652	0,00722743	323851,5652	0,00733343

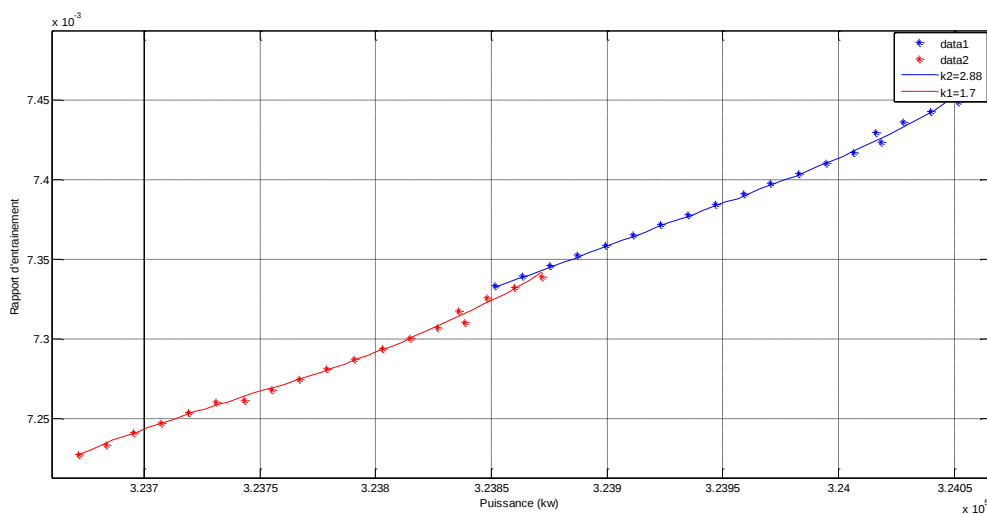


Figure V.11 : Rapport d'entraînement en fonction de la puissance échangée au niveau de condenseur pour (k1 = 1.7, k2 = 2.88) selon la température d'eau de mer.

Dans l'optique de la figure (V.11) qui montre l'évolution du rapport d'entraînement de l'éjecteur en fonction de la puissance échangé au niveau du condenseur. Une diminution de la puissance de 3.2387 à 3.2367kw engendre une réduction du rapport d'entraînement de 0.00733 jusqu'à 0.00722 pour un coefficient d'échange convectif $k_1=1.7 \text{ kW}/m^2c^0$. On remarque aussi qu'une baisse de la puissance échangé au niveau du condenseur de 3.2405×10^5 à $3.2385 \times 10^5 \text{ kW}$ engendre une réduction du rapport d'entraînement de 0.007449 jusqu'à 0.007333 et ceci pour un coefficient d'échange égale à $2.88 \text{ kW}/m^2c^0$.

V.10 Conclusion :

Le fonctionnement de l'éjecteur dépend directement de la variation des deux paramètres que nous avons déjà exposé dans le chapitre IV (le débit et la température d'eau de mer), nous avons mis en évidence l'effet de la variation de rapport d'entraînement en fonction de la puissance échangée au niveau du condenseur selon le débit et la température de l'eau de mer. On a constaté que pour le cas d'augmentation de débit d'eau de mer la puissance échangée augmente pour les deux coefficients d'échange que nous avons étudié, ce qui incite une augmentation de rapport d'entraînement. Par contre le phénomène inverse est observé dans le cas de l'augmentation de la température d'eau de mer.

Conclusion Générale

La production de l'énergie électrique dans une centrale thermique est une conversion d'énergie chimique en énergie mécanique puis en énergie électrique.

Le développement d'énergie exerce une influence décisive sur le développement de l'économie de la nation de chaque pays. L'idéal sera de réduire au minimum la consommation en carburant sachant que 90% de toute la charge pour une centrale thermique est basé sur la consommation de ce dernier. Notre étude est reliée à l'influence de l'entretien du vide dans le condenseur sur le fonctionnement d'une centrale thermique située au bord de la mer méditerranéenne. Cependant un vide élevé réduit au minimum la consommation du carburant.

La dégradation de celui-ci est causée principalement par : L'augmentation de la Température de l'eau de mer, la diminution du débit d'eau de mer, La salissure des tubes, l'encrassement et les entrées d'air dans le condenseur.

Chaque un de ces facteurs nous mène à une température de saturation plus élevée à la normale, cette dernière agit sur l'enthalpie à la sortie de corps basse pression de la turbine, donc la réduction de la chute d'enthalpie entre les bornes de la turbine, par conséquent une diminution de rendement de la centrale. Et pour maintenir une charge constante au borne usine, il faut ajouter le débit gaz, donc des pertes d'argent. La réunion de tous ces facteurs à la fois nous mène certainement au déclenchement de groupe où les pertes sont considérables.

Assurer un bon vide dans le condenseur est indispensable, en utilisant des appareils de mise sous vide telle que les éjecteurs et les pompe à vide. Les éjecteurs sont des équipements capables d'exercer diverses fonctions avec une consommation d'énergie très optimisée. Le fonctionnement de l'éjecteur est basé sur le principe du drainage; le fluide moteur (vapeur d'eau) aspire le fluide secondaire (les incondensables venant du condenseur). Le rapport d'entraînement est proportionnel à la puissance échangé au niveau du condenseur, par contre l'inverse est observé dans le cas de la pression de saturation.

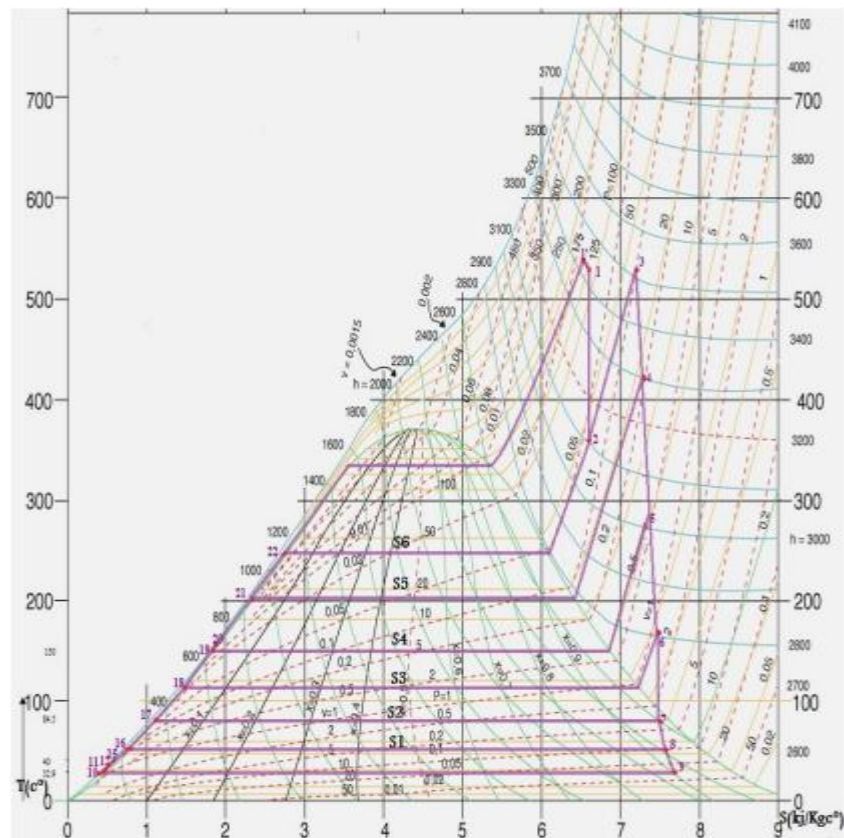
Pour améliorer le vide il faudrait un nettoyage automatique préventif des tubes (procédé de TAPROGE qui éliminera les salissures des tubes d'une façon continue). Il faut assurer une bonne étanchéité des équipements liés au condenseur, et garder le débit d'eau de mer à son maximum. Ces paramètres permettent d'obtenir continuellement un bon vide, assurent le bon fonctionnement de condenseur et par conséquent l'augmentation du rendement de la centrale.

- [1] Eric Goncalvès da silva et Jean-Paul Thibault « cycles thermodynamiques des machines thermiques », Institut polytechnique de Grenoble. Octobre 2008
- [2] V. Wylen. Sonntag Desrochers, « Thermodynamique Appliquée ».
- [3] R. Bidard, J. Bonnin « Energétique et Turbomachine », Editions Eyrolles Paris 1979 .
- [4] Patrick Ferrand- « Thermodynamique », Université Paul Cézanne Aix-Marseille III Faculté des Sciences et Techniques, Licence Math Info ,7 Septembre 2006, Thermo 1 –Base et Ecoulements.
- [5] José-Philippe Perez, Patrick Laffont « Travaux Dirigés de Thermodynamique (Résumés de Cours et exercices corrigés) Deug Sciences, Masson Editeur 1997.
- [6] Olivier PERROT « COURS DE THERMODYNAMIQUE » 2eme Semestr I.U.T.de Saint-Omer Dunkerque, Département Génie Thermique et énergie. 2010-2011
- [7] CC-by-sa Olivier Cleynen « Cycles moteurs à vapeur », Le 8 avril2015.
- [8] Sessinou M.William Houkonnou, Ecole Polytechnique de Montréal, « Modilisation et Optimisation des Systèmes Energétiques à l'aide d'Algorithmes Evolutifs ».
- [9] KWU, Service de formation professionnelle (Manuels technique Cap-Djinet).
- [10] Belkacem Ismail, Mokrani Ali, mémoire de Master, « Influence de Vide-Condenseur sur le Rendement de la Centrale de Cap-Djinet », Promotion 2010/2011.
- [11] F.Ayad, R.Hassani, «Etude du Condenseur de la Centrale thermique de Cap-Djinet», Mémoire de fin d'étude, Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou 2009.
- [12] William LÉVY, « Condenseurs par Surface dans les Centrales thermiques», Techniques De L'ingénieur. B1540.
- [13] Technique soviétique, «Les centrales nucléaires», deuxième édition, édition mir Moscou.1983.
- [14] Abdelkader Bouziane, « Amélioration de L'efficacité des Machines Frigorifiques au CO₂ à l'aide d'un Ejecteur, Mémoire Magister, 2008/2009
- [15] Documentation de la Centrale, les Ejecteurs et les Pompes à Vide.
- [16] Documentation de la Centrale, Manuel de Fonctionnement des Groupes d'Ejecteurs à Jet à Vapeur.

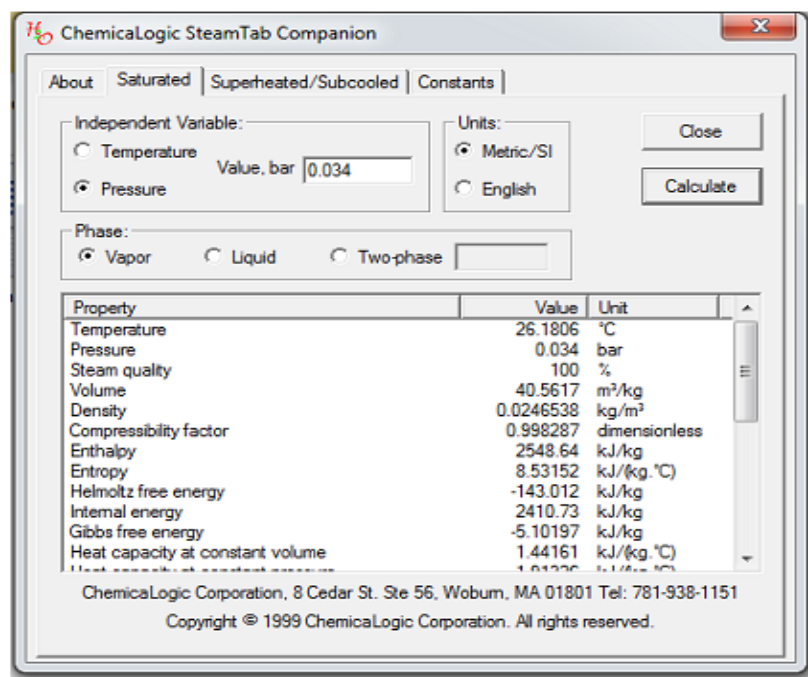
[17] M. Hamzaoui, M. Balistrrou, M. Hachemi, « Etude de l’Influence d’un Ejecteur sur le Vide du Condenseur d’une Turbine à Vapeur » JITH 2011 (Journées international de thermique).

ANNEXES

❖ Diagramme température-entropie (T, S) plein charge



- ❖ Logiciel Chemicalogic Steam Tab Companion (figure ci-dessous), que nous avons utilisé pour calculer les pressions de saturation, et les résultats issus de ce calcul sont représentés dans les tableaux suivants :



Logiciel Chemicalogic Steam Tab Companion

Ce tableau représente les résultats de calcul de la pression de saturation en fonction de la température de saturation calculée précédemment (chapitre IV) pour les différents débits :

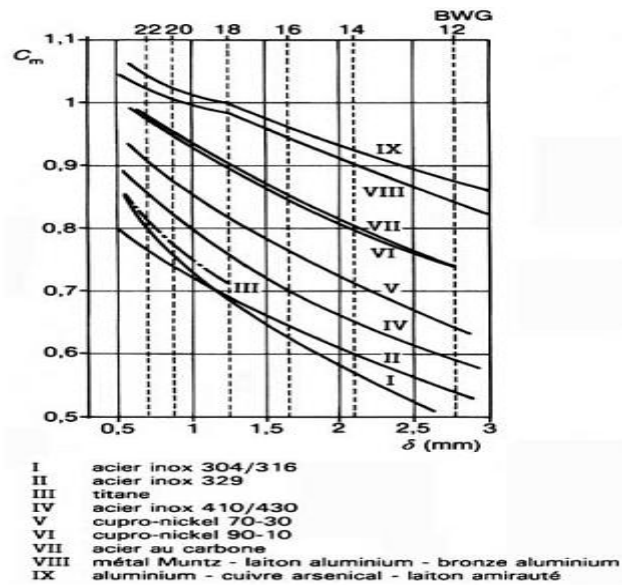
	$K_1 = 1,70 \text{ kJ}/(\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$		$K_2 = 2,88 \text{ kJ}/(\text{h m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$	
Débit d'eau de mer	$T_s \text{ (}^\circ\text{C)}$	$P_s \text{ (bar)}$	$T_s \text{ (}^\circ\text{C)}$	$P_s \text{ (bar)}$
3600	37,3527	0,0640405	32,9840	0,0503091
3700	37,0854	0,0631159	32,6757	0,0494449
3800	36,8338	0,0622561	32,3859	0,0486443
3900	36,5966	0,0614549	32,1130	0,0479006
4000	36,3726	0,0607064	31,8557	0,0472088
4100	36,1608	0,0600060	31,6126	0,0465629
4200	35,9601	0,0593488	31,3827	0,0459592
4300	35,7699	0,0587317	31,1649	0,0453937
4400	35,5892	0,0581506	30,9584	0,0448628
4500	35,4174	0,0576027	30,7623	0,0447623
4600	35,2539	0,0570854	30,5759	0,0438940
4700	35,0980	0,0560854	30,3985	0,0434509
4800	34,9494	0,0561328	30,2294	0,04330322
4900	34,8074	0,0556933	30,0682	0,0426363
5000	34,6716	0,0552758	29,9143	0,0422612
5100	34,5417	0,0548790	29,7672	0,0419054
5200	34,4173	0,0545012	29,6264	0,0415674
5300	34,2980	0,0541411	29,4917	0,0412461
5400	34,1836	0,0537977	29,3626	0,0409403
5500	34,0737	0,0534696	29,2388	0,0406488
5600	33,9681	0,0531560	29,1200	0,0403709
5700	33,8666	0,0528561	29,0059	0,0401055
5800	33,7688	0,0525684	28,8962	0,0398517
5900	33,6747	0,0522930	28,7906	0,0396088
6000	33,5840	0,0520287	28,6890	0,0393763
6100	33,4966	0,0517733	28,5912	0,0391536
6200	33,4121	0,0515309	28,4969	0,0389399
6300	33,3307	0,0512966	28,4059	0,0387346
6400	33,2519	0,0510707	28,3182	0,0385377
6500	33,1758	0,0508534	28,2334	0,0383481
6600	33,1022	0,0506439	28,1515	0,0381658
6700	33,0310	0,0504420	28,0723	0,0379902
6800	32,9620	0,0502470	27,9958	0,0378213
6900	32,8952	0,0500589	27,9217	0,0376583
7000	32,8304	0,0498769	27,8499	0,0375009
7100	32,7676	0,0497012	27,7804	0,0373491
7200	32,7067	0,0495312	27,7131	0,0372026

Ce tableau représente les résultats de calcul de la pression de saturation en fonction de la température de saturation calculée précédemment (chapitre IV) pour les différentes températures de l'eau de mer :

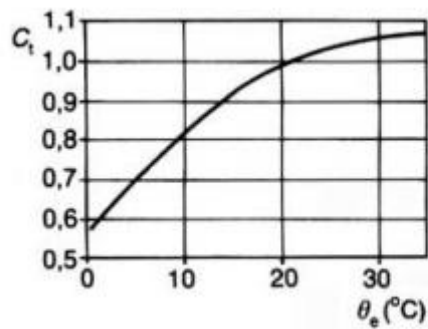
	$K_1 = 1,70 \text{ kJ} / (\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$		$K_2 = 2,88 \text{ kJ} / (\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$	
<i>Température de l'eau de mer (°C)</i>	$T_s \text{ (} ^\circ\text{C)}$	$P_s \text{ (bar)}$	$T_s \text{ (} ^\circ\text{C)}$	$P_s \text{ (bar)}$
16	32.7067	0.0495312	27.7131	0.0372026
16.5	33.2067	0.0509415	28.2131	0.0383029
17	33.7067	0.0523865	28.7131	0.0394313
17.5	34.2067	0.0538669	29.2131	0.0405886
18	34.7076	0.0553855	29.7131	0.0417753
18.5	35.2067	0.0569369	30.2131	0.0429920
19	35.7067	0.0585279	30.7131	0.0442394
19.5	36.2067	0.0601572	31.2131	0.0455182
20	36.7067	0.0618257	31.7131	0.0468289
20.5	37.2067	0.0635341	32.2131	0.0481723
21	37.7067	0.0652831	32.7131	0.0495491
21.5	38.2067	0.0670737	33.2131	0.0509598
22	38.7067	0.0689065	33.7131	0.0524052
22.5	39.2067	0.0707825	34.2131	0.0538861
23	39.7067	0.0727024	34.7131	0.0554031
23.5	40.2067	0.0746671	35.2131	0.0569570
24	40.7067	0.0766775	35.7131	0.0585485
24.5	41.2067	0.0787344	36.2131	0.0601783
25	41.7067	0.0808388	36.7131	0.0618473

❖ Influence du débit d'eau de mer sur la température de saturation

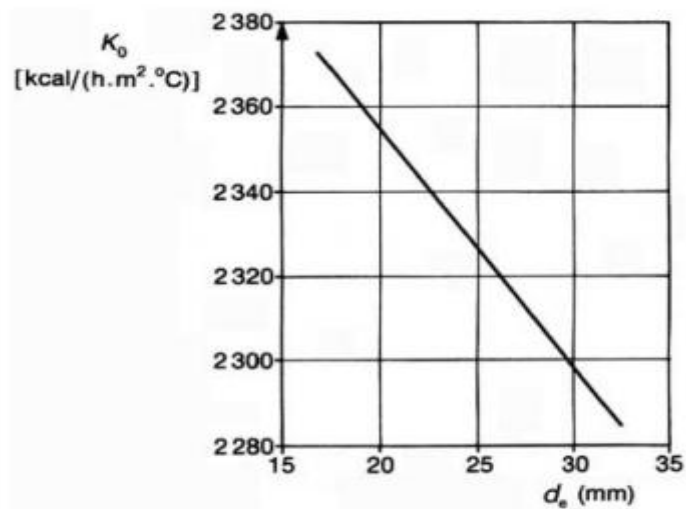
Calcul de Coefficient de transfert thermique



Coefficient de correction épaisseur-métal [12]



Coefficient de correction de température d'entrée d'eau [12]



Coefficient d'échange de base expérimentale [12]

❖ Programme calculant la variation de la température de saturation en fonction du débit d'eau de mer (température d'entrée d'eau de mer =16°C)

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Centrale thermique de Ras-Djinet
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear,clc,close all;
% clear memory and workspace

mv=98.25;
h9=2364.8;
h10=137.8;
Cs1=0.5;
Cs2=1;
Cm=0.81;
Ct=0.97;
Vs=1.8;
Vss=2.5;
K0=2.74;
cp=4.18;
te =16;
q(1)=3600;
s=10101;
h=100;

k1=K0*Cs1*Cm*Ct*(Vss^0.5);
k2=K0*Cs2*Cm*Ct*(Vs^0.5);
Flux = mv*(h9-h10);
ts1(1)=( (Flux*exp((k1*s)/(cp*q(1))))/(cp*q(1)*((exp((k1*s)/(cp*q(1))))-1)))+te;
ts2(1)=( (Flux*exp((k2*s)/(cp*q(1))))/(cp*q(1)*((exp((k2*s)/(cp*q(1))))-1)))+te;

q = ones(1,37);
q(1) = 3600;
h = 100;

for i = 2:37
q(i) = q(i-1) + h;
ts1(i)=( (Flux*exp((k1*s)/(cp*q(i))))/(cp*q(i)*((exp((k1*s)/(cp*q(i))))-1)))+te;
ts2(i)=( (Flux*exp((k2*s)/(cp*q(i))))/(cp*q(i)*((exp((k2*s)/(cp*q(i))))-1)))+te;
end

disp('k1:'); k1           %Afficher le coefficient d'échange k1
disp('k2:'); k2           %Afficher le coefficient d'échange k2
disp('Flux:');Flux        %Afficher le flux
disp('ts1:');ts1          %Afficher les températures de saturation ts1
disp('ts2:');ts2          %Afficher les températures de saturation ts2

```

```

plot(q,ts1,'r',q,ts2,'b'); %Afficher les graphes ts1= f(q)et ts2= f(q)
grid on;
xlabel('Débit de l'eau de mer (kg/s)');
ylabel('Température de saturation °C');
legend('k1','k2');
%title('la variation de la température de saturation en fonction du débit
deau de mer pour et T eau de mer =16°C');

```

❖ Programme calculant la variation de la température de saturation en fonction de la température d'eau de mer (température d'entrée d'eau de mer =16°C)

```

clear all;clc
mv=98.25;
h9=2364.8;
h10=137.8;
Cs1=0.5;
Cs2=1 ;
Cm=0.8;
Ct=0.97;
Vs=1.8 ;
Vss=2.5 ;
K0=2.74 ;
cp=4.18;
te(1)=16;
ten=25;
q=7200;
s=10101;
h=0.5;
k1=K0*Cs1*Cm*Ct*(Vss^0.5);
k2=K0*Cs2*Cm*Ct*(Vs^0.5);
flux = mv*(h9-h10);
ts1(1)=(((flux*exp((k1*s)/(cp*q)))/(cp*q*(exp((k1*s)/(cp*q))-1))))+te(1);
ts2(1)=(((flux*exp((k2*s)/(cp*q)))/(cp*q*(exp((k2*s)/(cp*q))-1))))+te(1);

n= abs (ten-te(1))/h
for i=1:19
    te (i+1)= te(i)+h;
    ts1(i+1)=(((flux*exp((k1*s)/(cp*q)))/(cp*q*(exp((k1*s)/(cp*q))-1))))+te(i+1);
    ts2(i+1)=(((flux*exp((k2*s)/(cp*q)))/(cp*q*(exp((k2*s)/(cp*q))-1))))+te(i+1);
end
plot(te,ts1,'r')
hold on
grid on
plot(te, ts2)
xlabel('Température de l'eau de mer °C');
ylabel('Température de saturation °C');
legend('k1','k2');
%title('la variation de la température de saturation en fonction de la
température de l eau de mer');

```

- ❖ Programmes calculant l'évolution de débit en fonction des différentes pressions de saturation calculé précédemment.

- En fonction de débit d'eau de mer

- Débit 1 selon K_1

```
p= [0.0640405 0.0631159 0.0622561 0.0614549 0.0607064 0.060006 0.0593488
0.0587317 0.0581506 0.0576027 0.0570854 0.056596 0.0561328 0.0556933
0.0552758 0.054879 0.0545012 0.0541411 0.0537977 0.0534696 0.053156
0.0528561 0.0525684 0.052293 0.0520287 0.0517733 0.0515309 0.0512966
0.0510707 0.0508534 0.0506439 0.050442 0.050247 0.0500589 0.0498769
0.0497012 0.0495312]*10^2
```

```
for ii=1:length(p)
    H6(ii,:)=refpropm('H','P',p(ii),'Q',0.92,'WATER')
end
```

```
P=176*10^6 % en W
h1=refpropm('H','T',808.1500,'P',13820,'WATER')
h2=refpropm('H','T',630.35,'P',4000,'WATER')
h3=refpropm('H','T',808.15,'P',3590,'WATER')
h4=refpropm('H','T',555.35,'P',552.8,'WATER')
h5=refpropm('H','T',555.35,'P',552.8,'WATER')
hs5=refpropm('H','T',696.85,'P',1650.8,'WATER')
hs3=refpropm('H','T',446.35,'P',186.15,'WATER')
hs2=refpropm('H','P',66.95,'Q',0.9974,'WATER')
hs1=refpropm('H','P',16.65,'Q',0.9416,'WATER')
```

```
fg1=0.6719
fg2=0.2033
fg3=0.006
fd1=0.6598
fd2=0.1529
fd3=0.005
fa=4.4704
ap1=fa
fd4=0.5515
fd5=0.032
fg4=0.4165
fg5=0.024
qs6=13.6739
qs5=10.0119
qs4=7.3366
qs3=5.9868
qs2=6.4599
qs1=2.1290
ap2=fd1+fg1
```

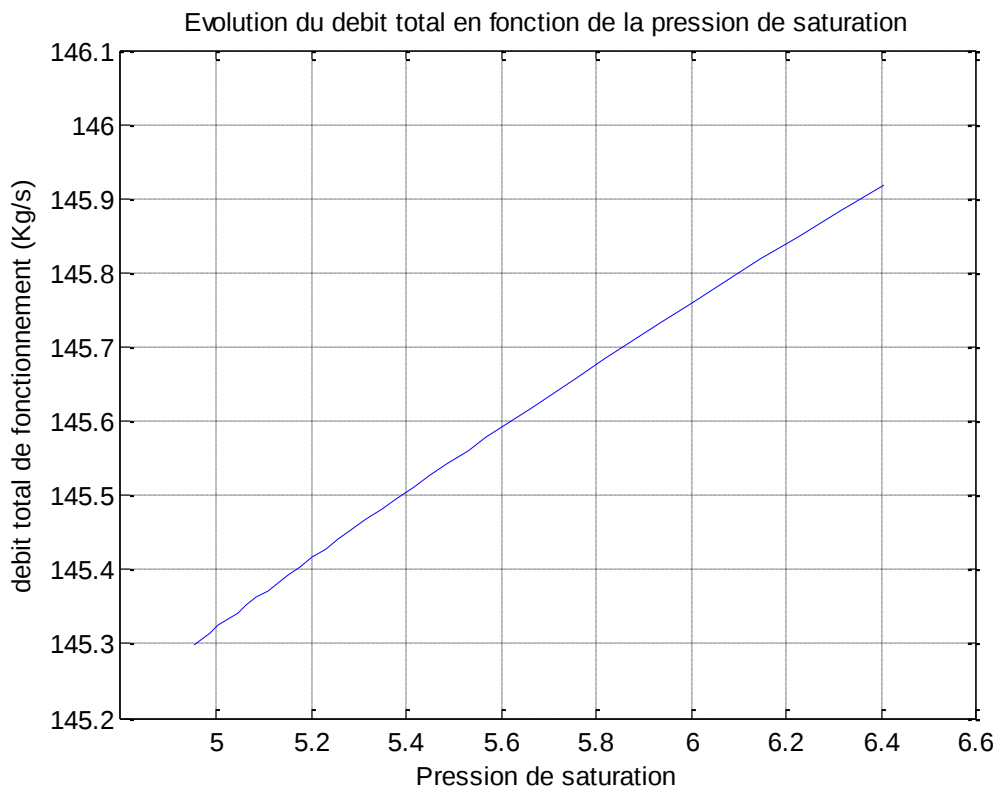
```
a=fd1+fd2+fd3+fa
b=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6
c=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5
d=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2
e=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2+qs3
f=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2+qs3+qs2
g=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-
ap2+qs3+qs2+qs1
```

```
z=(-h1*a+h2*a-h3*b+hs5*b-hs5*c+h4*c-h5*d+hs3*d-hs3*e+hs2*e-hs2*f+hs1*f-
hs1*g+H6*g)
```

```

qtot=(P-(-h1*a+h2*a-h3*b+hs5*b-hs5*c+h4*c-h5*d+hs3*d-hs3*e+hs2*e-
hs2*f+hs1*f-hs1*g+H6*g))./(h1-h2+h3-h4+h5-H6)
qtot=(P-z)./(h1-h2+h3-h4+h5-H6)
p= [0.0640405 0.0631159 0.0622561 0.0614549 0.0607064 0.060006 0.0593488
0.0587317 0.0581506 0.0576027 0.0570854 0.056596 0.0561328 0.0556933
0.0552758 0.054879 0.0545012 0.0541411 0.0537977 0.0534696 0.053156
0.0528561 0.0525684 0.052293 0.0520287 0.0517733 0.0515309 0.0512966
0.0510707 0.0508534 0.0506439 0.050442 0.050247 0.0500589 0.0498769
0.0497012 0.0495312]*10^2
plot(p,qtot);;grid
xlabel('Pression de saturation')
ylabel('debit total de fonctionnement (Kg/s)')
title('Evolution du debit total en fonction de la pression de
condensation')

```



- Débit 2 selon K_2

```

p= [0.0503091 0.0494449 0.0486443 0.0479006 0.0472088 0.0465629 0.0459592
0.0453935 0.0448628 0.0443639 0.043894 0.0434509 0.0430322 0.0426363
0.0422612 0.0419054 0.0415674 0.0412461 0.0409403 0.0406488 0.0403709
0.0401055 0.0398517 0.0396088 0.0393763 0.0391536 0.0389399 0.0387346
0.0385377 0.0383481 0.0381658 0.0379902 0.0378213 0.0376583 0.0375009
0.0373491 0.0372026]*10^2;

for ii=1:length(p)
    H6(ii,:)=refpropm('H','P',p(ii),'Q',0.92,'WATER')
end

P=176*10^6 % en W
h1=refpropm('H','T',808.1500,'P',13820,'WATER')
h2=refpropm('H','T',630.35,'P',4000,'WATER')

```

```

h3=refpropm('H','T',808.15,'P',3590,'WATER')
h4=refpropm('H','T',555.35,'P',552.8,'WATER')
h5=refpropm('H','T',555.35,'P',552.8,'WATER')
hs5=refpropm('H','T',696.85,'P',1650.8,'WATER')
hs3=refpropm('H','T',446.35,'P',186.15,'WATER')
hs2=refpropm('H','P',66.95,'Q',0.9974,'WATER')
hs1=refpropm('H','P',16.65,'Q',0.9416,'WATER')

fg1=0.6719
fg2=0.2033
fg3=0.006
fd1=0.6598
fd2=0.1529
fd3=0.005
fa=4.4704
ap1=fa
fd4=0.5515
fd5=0.032
fg4=0.4165
fg5=0.024
qs6=13.6739
qs5=10.0119
qs4=7.3366
qs3=5.9868
qs2=6.4599
qs1=2.1290
ap2=fd1+fg1

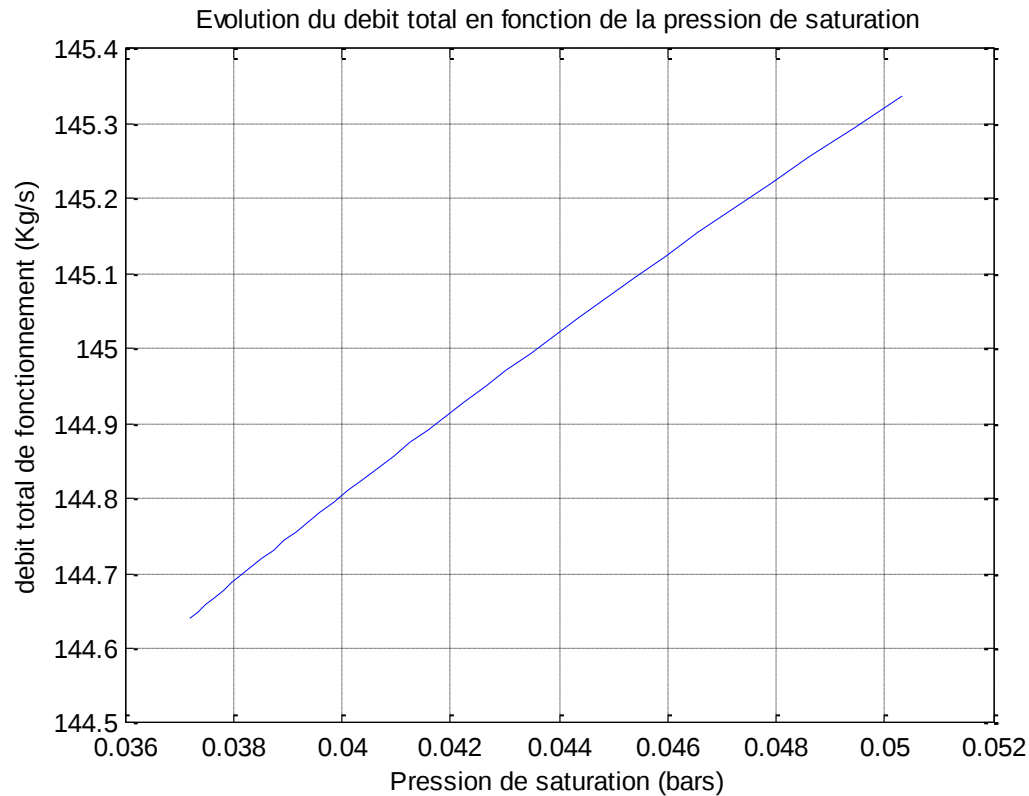
a=fd1+fd2+fd3+fa
b=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6
c=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5
d=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2
e=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2+qs3
f=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2+qs3+qs2
g=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-
ap2+qs3+qs2+qs1

z=(-h1*a+h2*a-h3*b+hs5*b-hs5*c+h4*c-h5*d+hs3*d-hs3*e+hs2*e-hs2*f+hs1*f-
hs1*g+H6*g)

qtot=(P-(-h1*a+h2*a-h3*b+hs5*b-hs5*c+h4*c-h5*d+hs3*d-hs3*e+hs2*e-
hs2*f+hs1*f-hs1*g+H6*g))./(h1-h2+h3-h4+h5-H6)
qtot=(P-z)./(h1-h2+h3-h4+h5-H6)
p=[0.0503091 0.0494449 0.0486443 0.0479006 0.0472088 0.0465629 0.0459592
0.0453935 0.0448628 0.0443639 0.043894 0.0434509 0.0430322 0.0426363
0.0422612 0.0419054 0.0415674 0.0412461 0.0409403 0.0406488 0.0403709
0.0401055 0.0398517 0.0396088 0.0393763 0.0391536 0.0389399 0.0387346
0.0385377 0.0383481 0.0381658 0.0379902 0.0378213 0.0376583 0.0375009
0.0373491 0.0372026]

plot(p,qtot);;grid
xlabel('Pression de saturation (bars)')
ylabel('debit total de fonctionnement (Kg/s)')
title('Evolution du debit total en fonction de la pression de saturation')

```



- En fonction de la température d'eau de mer
 - Débit 3 selon K_1

```
p= [0.0495312 0.0509415 0.0523865 0.0538669 0.0553835 0.0569369 0.0585279
0.0601572 0.0618257 0.0635341 0.0652831 0.0670737 0.0689065 0.0707825
0.0727024 0.0746671 0.0766775 0.0787344 0.0808388]*10^2
```

```
for ii=1:length(p)
    H6(ii,:)=refpropm('H','P',p(ii),'Q',0.92,'WATER')
end
```

```
P=176*10^6 % en W
h1=refpropm('H','T',808.1500,'P',13820,'WATER')
h2=refpropm('H','T',630.35,'P',4000,'WATER')
h3=refpropm('H','T',808.15,'P',3590,'WATER')
h4=refpropm('H','T',555.35,'P',552.8,'WATER')
h5=refpropm('H','T',555.35,'P',552.8,'WATER')
hs5=refpropm('H','T',696.85,'P',1650.8,'WATER')
hs3=refpropm('H','T',446.35,'P',186.15,'WATER')
hs2=refpropm('H','P',66.95,'Q',0.9974,'WATER')
hs1=refpropm('H','P',16.65,'Q',0.9416,'WATER')
```

```
fg1=0.6719
fg2=0.2033
fg3=0.006
fd1=0.6598
fd2=0.1529
fd3=0.005
fa=4.4704
ap1=fa
```

```

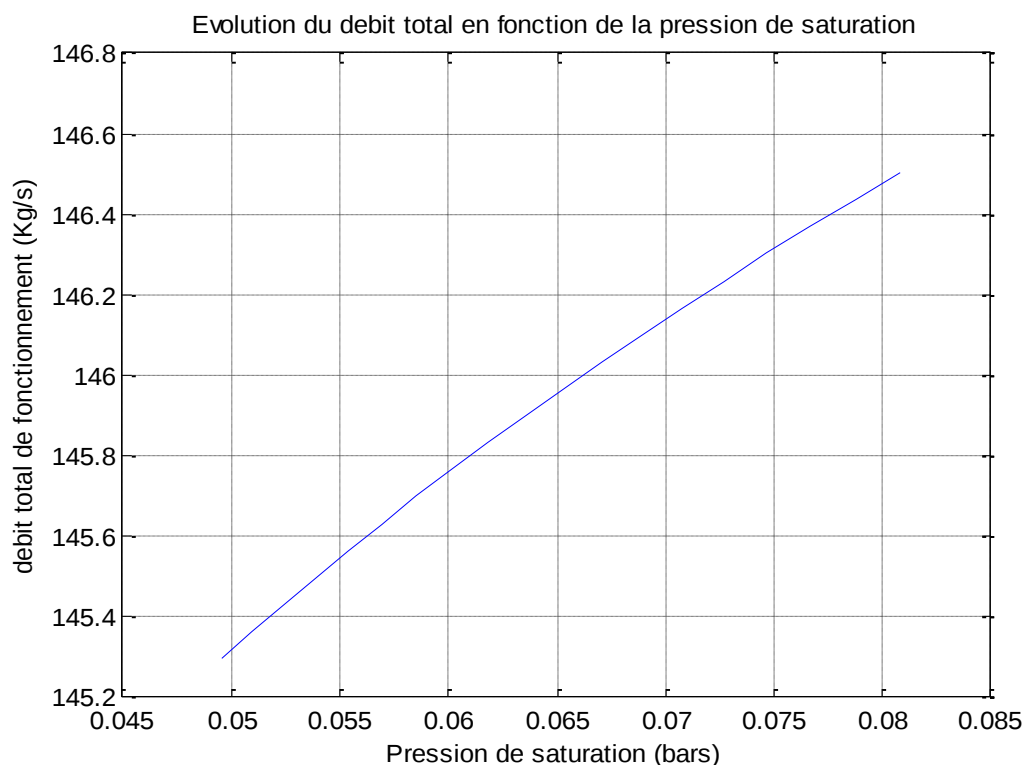
fd4=0.5515
fd5=0.032
fg4=0.4165
fg5=0.024
qs6=13.6739
qs5=10.0119
qs4=7.3366
qs3=5.9868
qs2=6.4599
qs1=2.1290
ap2=fd1+fg1

a=fd1+fd2+fd3+fa
b=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6
c=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5
d=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2
e=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2+qs3
f=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2+qs3+qs2
g=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-
ap2+qs3+qs2+qs1

z=(-h1*a+h2*a-h3*b+hs5*b-hs5*c+h4*c-h5*d+hs3*d-hs3*e+hs2*e-hs2*f+hs1*f-
hs1*g+H6*g)

qtot=(P-(-h1*a+h2*a-h3*b+hs5*b-hs5*c+h4*c-h5*d+hs3*d-hs3*e+hs2*e-
hs2*f+hs1*f-hs1*g+H6*g))./(h1-h2+h3-h4+h5-H6)
qtot=(P-z)./(h1-h2+h3-h4+h5-H6)
p=[0.0495312 0.0509415 0.0523865 0.0538669 0.0553855 0.0569369 0.0585279
0.0601572 0.0618257 0.0635341 0.0652831 0.0670737 0.0689065 0.0707825
0.0727024 0.0746671 0.0766775 0.0787344 0.0808388]
plot(p,qtot);;grid
xlabel('Pression de saturation (bars)')
ylabel('debit total de fonctionnement (Kg/s)')
title('Evolution du debit total en fonction de la pression de saturation')

```



- Débit 4 selon K_2

```

p= [0.0372026 0.0383029 0.0394313 0.0405886 0.0417753 0.042992
0.04423940.0455182 0.0468289 0.0481723 0.0495491 0.0509598 0.0524052
0.0538861 0.0554031 0.056957 0.0585485 0.0601783 0.0618473]*10^2;

for ii=1:length(p)
    H6(ii,:)=refpropm('H','P',p(ii),'Q',0.92,'WATER')
end

P=176*10^6 % en W
h1=refpropm('H','T',808.1500,'P',13820,'WATER')
h2=refpropm('H','T',630.35,'P',4000,'WATER')
h3=refpropm('H','T',808.15,'P',3590,'WATER')
h4=refpropm('H','T',555.35,'P',552.8,'WATER')
h5=refpropm('H','T',555.35,'P',552.8,'WATER')
hs5=refpropm('H','T',696.85,'P',1650.8,'WATER')
hs3=refpropm('H','T',446.35,'P',186.15,'WATER')
hs2=refpropm('H','P',66.95,'Q',0.9974,'WATER')
hs1=refpropm('H','P',16.65,'Q',0.9416,'WATER')

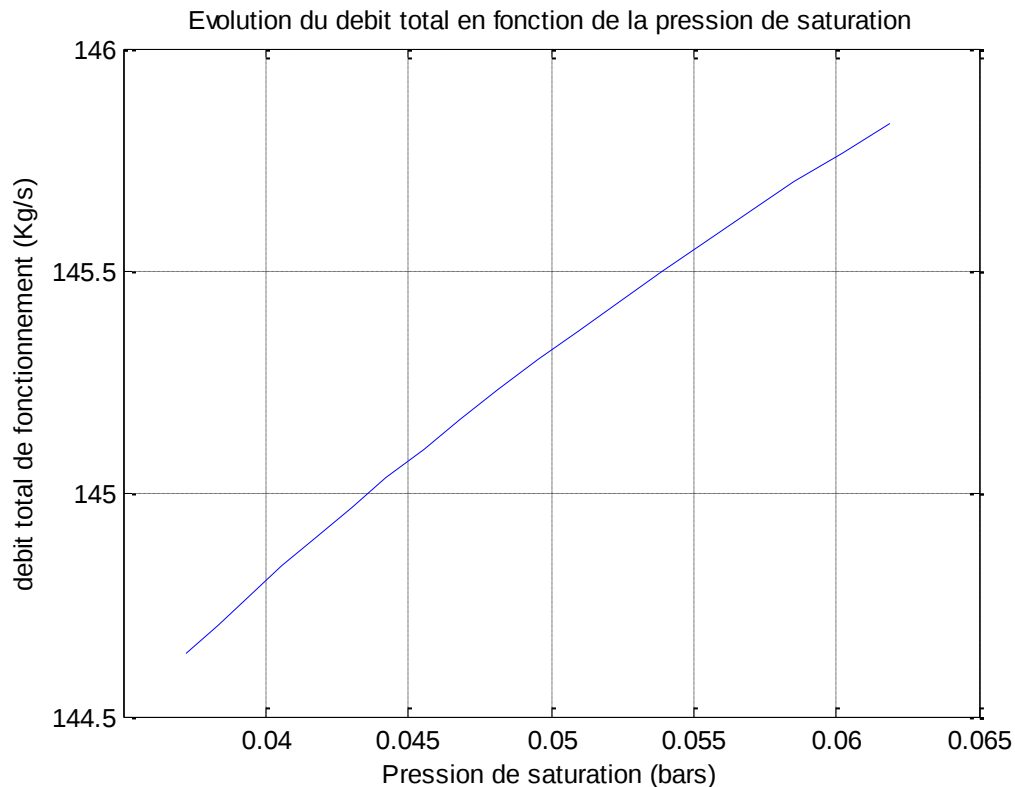
fg1=0.6719
fg2=0.2033
fg3=0.006
fd1=0.6598
fd2=0.1529
fd3=0.005
fa=4.4704
ap1=fa
fd4=0.5515
fd5=0.032
fg4=0.4165
fg5=0.024
qs6=13.6739
qs5=10.0119
qs4=7.3366
qs3=5.9868
qs2=6.4599
qs1=2.1290
ap2=fd1+fg1

a=fd1+fd2+fd3+fa
b=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6
c=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5
d=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2
e=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2+qs3
f=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-ap2+qs3+qs2
g=fd1+fd2+fd3+fa+fg1+fg2+fg3-ap1+qs6+qs5+qs4+fd4+fd5+fg4+fg5-
ap2+qs3+qs2+qs1

z=(-h1*a+h2*a-h3*b+hs5*b-hs5*c+h4*c-h5*d+hs3*d-hs3*e+hs2*e-hs2*f+hs1*f-
hs1*g+H6*g)
qtot=(P-(-h1*a+h2*a-h3*b+hs5*b-hs5*c+h4*c-h5*d+hs3*d-hs3*e+hs2*e-
hs2*f+hs1*f-hs1*g+H6*g))./(h1-h2+h3-h4+h5-H6)
qtot=(P-z)./(h1-h2+h3-h4+h5-H6)
p= [0.0372026 0.0383029 0.0394313 0.0405886 0.0417753 0.042992 0.0442394
0.0455182 0.0468289 0.0481723 0.0495491 0.0509598 0.0524052 0.0538861
0.0554031 0.056957 0.0585485 0.0601783 0.0618473]
plot(p,qtot);;grid
xlabel('Pression de saturation (bars)')

```

```
ylabel('debit total de fonctionnement (Kg/s)')
title('Evolution du debit total en fonction de la pression de saturation')
```



❖ Programmes calculant la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du condenseur pour chaque pression de saturation P_s

➤ En fonction de débit d'eau de mer

- La différence d'enthalpie selon K_1

```
ps=[0.0640405 0.0631159 0.0622561 0.0614549 0.0607064 0.060006 0.0593488
0.0587317 0.0581506 0.0576027 0.0570854 0.056596 0.0561328 0.0556933
0.0552758 0.054879 0.0545012 0.0541411 0.0537977 0.0534696 0.053156
0.0528561 0.0525684 0.052293 0.0520287 0.0517733 0.0515309 0.0512966
0.0510707 0.0508534 0.0506439 0.050442 0.050247 0.0500589 0.0498769
0.0497012 0.0495312]*10^2;
for ii=1:length(ps)
    hvapeur(ii,:)=refpropm('H','p',ps(ii),'Q',0.92,'WATER');
    heau(ii,:)=refpropm('H','p',ps(ii),'Q',0,'WATER');
end
qe=hvapeur-heau
[hvapeur heau qe]
```

- La différence d'enthalpie selon K_2

```
ps= [0.0503091 0.0494449 0.0486443 0.0479006 0.0472088 0.0465629 0.0459592
0.0453935 0.0448628 0.0443639 0.043894 0.0434509 0.0430322 0.0426363
0.0422612 0.0419054 0.0415674 0.0412461 0.0409403 0.0406488 0.0403709
0.0401055 0.0398517 0.0396088 0.0393763 0.0391536 0.0389399 0.0387346
0.0385377 0.0383481 0.0381658 0.0379902 0.0378213 0.0376583 0.0375009
0.0373491 0.0372026]*10^2;
```

```

    for ii=1:length(ps)
        h(ii,:)=refpropm('H','p',ps(ii),'Q',0.92,'WATER');
    end
    %      PC(j,1)=pc

hvapeur=[ h]
%      eau

ps= [0.0503091 0.0494449 0.0486443 0.0479006 0.0472088 0.0465629 0.0459592
0.0453935 0.0448628 0.0443639 0.043894 0.0434509 0.0430322 0.0426363
0.0422612 0.0419054 0.0415674 0.0412461 0.0409403 0.0406488 0.0403709
0.0401055 0.0398517 0.0396088 0.0393763 0.0391536 0.0389399 0.0387346
0.0385377 0.0383481 0.0381658 0.0379902 0.0378213 0.0376583 0.0375009
0.0373491 0.0372026]*10^2;
    for ii=1:length(ps)
        h1(ii,:)=refpropm('H','p',ps(ii),'Q',0,'WATER');
    end
    %      PC(j,1)=pc

heau=[ h1]
qe=h-h1

```

➤ En fonction de la température d'eau de mer

- La différence d'enthalpie selon K_1

```

ps=[0.0495312 0.0509415 0.0523865 0.0538669 0.0553835 0.0569369 0.0585279
0.0601572 0.0618257 0.0635341 0.0652831 0.0670737 0.0689065 0.0707825
0.0727024 0.0746671 0.0766775 0.0787344 0.0808388]*10^2
    for ii=1:length(ps)
        h(ii,:)=refpropm('H','p',ps(ii),'Q',0.92,'WATER');
    end
    %      PC(j,1)=pc
hvapeur=[ h]
%      eau
ps= [0.0495312 0.0509415 0.0523865 0.0538669 0.0553855 0.0569369 0.0585279
0.0601572 0.0618257 0.0635341 0.0652831 0.0670737 0.0689065 0.0707825
0.0727024 0.0746671 0.0766775 0.0787344 0.0808388]*10^2
    for ii=1:length(ps)
        h1(ii,:)=refpropm('H','p',ps(ii),'Q',0,'WATER');
    end
    %      PC(j,1)=pc

heau=[ h1]
qe=h-h1

```

- La différence d'enthalpie selon K_2

```

ps= [0.0372026 0.0383029 0.0394313 0.0405886 0.0417753 0.042992 0.0442394
0.0455182 0.0468289 0.0481723 0.0495491 0.0509598 0.0524052 0.0538861
0.0554031 0.056957 0.0585485 0.0601783 0.0618473]*10^2;
    for ii=1:length(ps)
        h(ii,:)=refpropm('H','p',ps(ii),'Q',0.92,'WATER');
    end
    %      PC(j,1)=pc

hvapeur=[ h]
%      eau

```

```

ps= [0.0372026 0.0383029 0.0394313 0.0405886 0.0417753 0.042992 0.0442394
0.0455182 0.0468289 0.0481723 0.0495491 0.0509598 0.0524052 0.0538861
0.0554031 0.056957 0.0585485 0.0601783 0.0618473]*10^2;
for ii=1:length(ps)
    h1(ii,:)=refpropm('H','p',ps(ii),'Q',0,'WATER');
end
% PC(j,1)=pc

heau=[ h1]
qe=h-h1

```

❖ Les résultats obtenus sont représentés dans les tableaux ci-dessous

➤ En fonction de débit d'eau de mer

- Selon le coefficient d'échange $K_1 = 1, 70 \text{kJ/ (h m}^2 \text{ °C)}$

P_s (pascal)	ΔH (kj/kg)	débit(kg/s)	puissance(kw)	ω
6404,05	2219,3	145,9187	323837,371	0,00732529
6311,59	2219,9	145,8829	323845,45	0,00732874
6225,61	2220,5	145,8492	323858,149	0,00733211
6145,49	2221	145,8175	323860,668	0,00733507
6070,64	2221,5	145,7876	323867,153	0,00733795
6000,6	2221,9	145,7593	323862,589	0,00734044
5934,88	2222,4	145,7325	323875,908	0,00734321
5873,17	2222,8	145,7071	323877,742	0,00734558
5815,06	2223,2	145,683	323882,446	0,0073479
5760,27	2223,6	145,6601	323889,798	0,00735018
5708,54	2223,9	145,6383	323885,015	0,00735207
5659,6	2224,3	145,6175	323897,005	0,00735426
5613,28	2224,6	145,5977	323896,643	0,00735608
5569,33	2224,9	145,5787	323898,05	0,00735786
5527,58	2225,2	145,5607	323901,67	0,0073596
5487,9	2225,5	145,5434	323906,837	0,00736132
5450,12	2225,8	145,5268	323913,551	0,007363
5414,11	2226	145,5109	323907,263	0,00736433

5379,77	2226,3	145,4957	323917,077	0,00736595
5346,96	2226,5	145,4811	323913,669	0,00736723
5315,6	2226,7	145,467	323911,369	0,00736848
5285,61	2227	145,4535	323924,945	0,00737003
5256,84	2227,2	145,4405	323925,082	0,00737124
5229,3	2227,4	145,428	323926,327	0,00737243
5202,87	2227,6	145,416	323928,682	0,0073736
5177,33	2227,8	145,4043	323931,7	0,00737475
5153,09	2228	145,3931	323935,827	0,00737588
5129,66	2228,1	145,3823	323926,303	0,00737666
5107,07	2228,3	145,3718	323931,982	0,00737777
5085,34	2228,5	145,3617	323938,548	0,00737885
5064,39	2228,6	145,3519	323931,244	0,00737959
5044,2	2228,8	145,3425	323939,364	0,00738065
5024,7	2228,9	145,3333	323933,392	0,00738137
5005,89	2229,1	145,3245	323942,843	0,00738241
4987,69	2229,2	145,3159	323938,204	0,0073831
4970,12	2229,4	145,3075	323948,541	0,00738411
4953,12	2229,5	145,2994	323945,012	0,00738478

- Selon le coefficient d'échange $K_2 = 2.88 \text{ kJ/ (h m}^2 \text{ °C)}$

P_s (pascal)	$\Delta H(\text{kJ/kg})$	débit(kg/s)	puissance(kw)	w
5030,9	2228,9	145,3362	323940	0,00738125
4944,5	2229,6	145,2953	323950	0,00738529
4864,4	2230,2	145,2569	323950	0,0073889
4790,1	2230,8	145,2207	323960	0,00739241
4720,9	2231,4	145,1866	323970	0,00739585

4656,3	2231,9	145,1544	323970	0,00739887
4595,9	2232,4	145,124	323970	0,00740181
4539,4	2232,9	145,0952	323980	0,0074047
4486,3	2233,3	145,0679	323980	0,00740718
4436,4	2233,8	145,042	323990	0,00740995
4389,4	2234,2	145,0173	324000	0,00741232
4345,1	2234,6	144,9939	324000	0,00741465
4303,2	2234,9	144,9716	324000	0,0074166
4263,6	2235,3	144,9503	324010	0,00741883
4226,1	2235,6	144,93	324010	0,0074207
4190,5	2235,9	144,9106	324010	0,00742253
4156,7	2236,2	144,892	324010	0,00742432
4124,6	2236,5	144,8742	324010	0,00742607
4094	2236,8	144,8572	324020	0,0074278
4064,9	2237,1	144,8409	324020	0,0074295
4037,1	2237,3	144,8253	324020	0,00743083
4010,6	2237,6	144,8102	324030	0,00743248
3985,2	2237,8	144,7958	324020	0,00743376
3960,9	2238,1	144,7819	324040	0,00743536
3937,6	2238,3	144,7685	324040	0,0074366
3915,4	2238,5	144,7556	324040	0,00743781
3894	2238,7	144,7432	324040	0,00743901
3873,5	2238,9	144,7312	324040	0,00744019
3853,8	2239,1	144,7197	324040	0,00744136
3834,8	2239,3	144,7086	324050	0,0074425
3816,6	2239,5	144,6978	324050	0,00744363
3799	2239,6	144,6874	324040	0,00744441
3782,1	2239,8	144,6773	324050	0,00744551

3765,8	2240	144,6676	324060	0,0074466
3750,1	2240,1	144,6582	324050	0,00744734
3734,9	2240,3	144,649	324060	0,0074484
3720,3	2240,4	144,6402	324050	0,00744912

- En fonction de la température d'eau de mer
- Selon le coefficient d'échange $K_1 = 1.7 \text{ kJ/ (h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$

P_s (pascal)	ΔH (kj/kg)	débit(kg/s)	puissance(kw)	ω
4953,12	2229,5	145,2994	323871,9041	0,00733912
5094,15	2228,4	145,3658	323859,9219	0,00733262
5238,65	2227,3	145,4323	323848,0189	0,00732613
5386,69	2226,2	145,4988	323835,9713	0,00731764
5538,35	2225,1	145,5654	323838,4927	0,00731049
5693,69	2224	145,632	323826,609	0,00730702
5852,79	2222,9	145,6987	323814,8035	0,00730055
6015,72	2221,8	145,7654	323802,8525	0,00729409
6182,57	2220,7	145,8323	323790,7561	0,00728764
6353,41	2219,6	145,8991	323778,9604	0,00728119
6528,31	2218,5	145,9661	323767,0189	0,00727475
6707,37	2217,4	146,0331	323755,1543	0,00726831
6890,65	2216,3	146,1002	323743,1436	0,00726188
7078,25	2215,2	146,1673	323731,2095	0,00726046
7270,24	2214,1	146,2345	323719,3516	0,00725404
7466,71	2213	146,3018	323707,3472	0,00724763
7667,75	2211,9	146,3691	323695,4186	0,00724122
7873,44	2210,8	146,4365	323683,5653	0,00723383
8083,88	2209,7	146,504	323671,5652	0,00722743

- Selon le coefficient d'échange $K_2=2.88 \text{ kJ/ (h m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$

P_s (pascal)	$\Delta H(\text{kJ/kg})$	débit(kg/s)	puissance(kw)	ω
3720,26	2240,4	144,6402	324051,904	0,00744912
3830,29	2239,3	144,7059	324039,922	0,00744262
3943,13	2238,2	144,7717	324028,019	0,00743613
4058,86	2237,1	144,8375	324015,971	0,00742964
4177,53	2236,1	144,9034	324018,493	0,00742349
4299,2	2235	144,9694	324006,609	0,00741702
4423,94	2233,9	145,0355	323994,803	0,00741055
4551,82	2232,8	145,1016	323982,852	0,00740409
4682,89	2231,7	145,1677	323970,756	0,00739764
4817,23	2230,6	145,234	323958,96	0,00739119
4954,91	2229,5	145,3003	323947,019	0,00738475
5095,98	2228,4	145,3667	323935,154	0,00737831
5240,52	2227,3	145,4331	323923,144	0,00737188
5388,61	2226,2	145,4996	323911,21	0,00736546
5540,31	2225,1	145,5662	323899,352	0,00735904
5695,7	2224	145,6328	323887,347	0,00735263
5854,85	2222,9	145,6995	323875,419	0,00734622
6017,83	2221,8	145,7663	323863,565	0,00733983
6184,73	2220,7	145,8331	323851,565	0,00733343