

10/97

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

PRESENTE EN VUE D'OBTENIR
LE DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

THEME

“ REPOWERING ” D'UNE CENTRALE
THERMIQUE DE 176 MW AVEC
UNE TURBINE A GAZ

Présenté par

M. B. NEGRECHE

Proposé et Dirigé par

M. H. BENNOUR

Promotion 1996/97

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE, B.P. 182 16200 EL-HARRACH, ALGER

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

PRESENTE EN VUE D'OBTENIR
LE DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

THEME

“ REPOWERING ” D'UNE CENTRALE THERMIQUE DE 176 MW AVEC UNE TURBINE A GAZ

Présenté par

M. B. NEGRECHE

Proposé et Dirigé par

M. H. BENNOUR

Promotion 1996/97

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE, B.P. 182 16200 EL-HARRACH, ALGER

DEDICACES



A la mémoire du Prophète Mu'hamed, Salutations et Bénédiction de Dieu sur Lui.

A mes très chers parents qui savent donner et savent attendre.

A la mémoire de ma tante Fatima.

A ma famille toute entière.

A tous mes amis.

Aux Conquérants de tous les temps.

REMERCIEMENTS



Louange à Allah, le Tout Puissant qui a créé l'homme par un effet de sa grâce.

Mes vifs remerciements vont aux membres de jury, qui ont bien voulu manifester leur intérêt à l'égard de mon travail.

Mes remerciements vont également à tous ceux qui m'ont appris ce que je sais durant vingt-deux ans d'enseignement; à celles du jardin d'enfants Chaouche Nouredine, à mes enseignants de l'école élémentaire Ibn Rochd (Ex. Voltaire), à ceux du CEM Belasri Boumediène (Ex. Fénélon), à ceux du lycée En-Nadjah de SBA et enfin à tous mes enseignants de l'ENP et plus particulièrement, ceux du Département de Génie Mécanique.

J'adresse aussi mes remerciements à tous ceux qui ont contribué à la réalisation du présent mémoire.

Mais, je suis le plus redevable à mon promoteur, M. H. Bennour, pour son intégrité, sa mobilisation et les rapports sympathiques qu'il a manifesté à mon endroit.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE.....	01
CHAPITRE PREMIER - GENERALITES.....	05
I.1 - Les systèmes à cycles-combinés.....	07
I.2 - Le cycle-combiné à faible excès d'air	09
I.3 - Autres considérations sur le "Repowering".....	10
CHAPITRE II - PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE CANDIDATE AU "REPOWERING".....	14
II.1 - Introduction.....	14
II.2 - Cycle thermodynamique d'un groupe de la centrale.....	14
II.3 - Caractéristiques techniques de la centrale	16
II.3.1 - Combustibles.....	16
II.3.2 - Générateur de vapeur	16
II.3.3 - Turbine.....	19
II.3.4 - Condenseur - Poste d'eau.....	19
II.3.5 - Eau de réfrigération	20
II.3.6 - Dessalement de l'eau de mer.....	21
II.3.7 - Déminéralisation - Electrochloration.....	21
II.3.8 - Alternateurs.....	21
CHAPITRE III - CALCUL DES DIFFERENTS POINTS DU CYCLE THERMO- DYNAMIQUE DE LA CENTRALE.....	24
III.1 - Présentation du modèle de calcul.....	24
III.2 - Données de base.....	26
III.3 - Calcul thermodynamique du cycle.....	26

CHAPITRE IV - CHOIX D'UN SCHEMA DE "REPOWERING" ET ETUDE DU CYCLE COMBINE GAZ-VAPEUR DE LA NOUVELLE INSTALLATION.....	36
SECTION A - CONFIGURATION DU CYCLE COMBINE.....	36
SECTION B - CHOIX, ETUDE ET CALCUL DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ....	38
IV.1 - Choix du coefficient d'excès d'air.....	39
IV.2 - Calcul approximatif du cycle de la turbine à gaz.....	41
IV.3 - Calcul numérique exact du cycle de la turbine à gaz.....	43
SECTION C -"REPOWERING" DE L'INSTALLATION A VAPEUR CONSIDEREE ET ANALYSE DU CYCLE AINSI MODIFIE.....	51
IV.4 - Analyse du cycle à vapeur modifié.....	51
IV.5 - Bilan thermique du générateur de vapeur.....	53
IV.6 - Bilan thermique du réchauffeur B2.....	54
IV.7 - Bilan thermique du réchauffeur B1.....	55
IV.8- Bilan thermique des réchauffeurs A1, A2, ...,A6.....	55
IV.9 - Calcul des performances du cycle combiné et comparaison avec le cycle original.....	57
CONCLUSION.....	59
CONCLUSION GENERALE.....	61
REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUE.....	63

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

ABREVIATIONS ET NOMENCLATURE

ABBREVIATIONS ET NOMENCLATURE

Abréviations

BP	Basse pression
DA	Dégazeur (Desaérateur)
GN	Gaz Naturel
HP	Haute pression
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
RVF	Réchauffeur de vapeur utilisant les fumées
S	Soutirage
vc	Volume de contrôle

Nomenclature

C (indice)		Compresseur
C_n	(kJ/kW.h)	Consommation spécifique nette de combustible
g (indice)		Cycle a gaz
h	(kJ/kg)	Enthalpie
M	(kg/kmol)	Masse molaire
m_1'	(kg/s)	Debit de vapeur a l'entree du condenseur
m_2	(kg/s)	Debit de vapeur a la sortie du generateur de vapeur
m_3	(kg/s)	Debit de vapeur a travers le resurchauffeur
n	(-) ou (kmol/s)	Nombre de moles ou debit molaire
T	(°C) ou (K)	Temperature
P	(MPa)	Pression
PCI	(kJ/kg)	Pouvoir calorifique inferieur
q	(kJ/kg)	Chaleur
T (indice)		Turbine
s	(kJ/kg.K)	Entropie
s(indice)		Isentropique
v (indice)		Cycle a vapeur
w	(kJ/kg)	Travail spécifique
W	(kW) ou (MW)	Puissance de la turbine
X	(kg/kg)	Poids de la vapeur soutiree par kg de vapeur arrivant au condenseur

x	-	Titre de la vapeur
Δ		Chute (différence)
Σ		Somme
η	-	Rendement mécanique
η_t		Rendement thermique
η_i		Rendement isentropique interne
η_{tot}		Rendement total
η_{tr}		Rendement des organes de transport



INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Le "Repowering" d'une centrale thermique à vapeur déjà en opération avec une turbine à gaz, pourrait augmenter son rendement de manière appréciable, parfois jusqu'à des niveaux comparables avec ceux obtenus généralement avec les installations conçues et construites en tant que cycles combinés avec post-combustion.

Les cycles combinés à turbine à gaz et à turbine à vapeur ont des rendements nettement plus élevés que ceux des installations à vapeur conventionnelles les plus modernes et présentent de ce fait un intérêt particulier d'un point de vue économique.

Des études effectuées sur la possibilité de convertir des centrales thermiques à vapeur existantes utilisant un combustible gazeux, en leur adjoignant une installation de turbine à gaz en amont pour que le tout forme un cycle combiné, révèlent qu'en dépit d'un certain nombre de modifications qui doivent être opérées sur le générateur de vapeur de manière à l'adapter à sa nouvelle situation, des économies importantes peuvent être réalisées, [1].

Dans les pays industrialisés, alors que les problèmes de pollution se posent d'une façon pressante et imposent de nouvelles réglementations en matière d'environnement, les entreprises chargées de trouver les moyens d'accroître la puissance électrique installée pour suivre la croissance industrielle, sont confrontées aux problèmes des nombreuses petites centrales conventionnelles avec ou sans resurchauffe qui sont encore en opération. Que faire de ces centrales ? Par exemple, aux États Unis d'Amérique, ces centrales, avec une puissance totale d'environ 30 GW, déjà en opération depuis 30 ans ou plus, représentent environ 4% de la puissance totale installée. Doit-on retirer tout simplement une telle capacité du parc ? Doit-on la rénover ? Lui appliquer une opération de "repowering" ou la laisser en opération comme telle ? La réponse à une telle question dépend de nombreux facteurs liés à la fois au site et au type de centrale, et de ce fait ces centrales doivent être traitées au cas par cas, [1].

Le "repowering" constitue un choix attractif à cause de l'importance des gains économiques qu'il est en mesure de réaliser dans certaines conditions. C'est notamment le cas lorsqu'une vieille

centrale conventionnelle demande une rénovation. Dans ce cas, le "repowering" permet d'installer une puissance supplémentaire tout en évitant les tracasseries administratives relatives à l'acquisition d'un nouveau site d'implantation. Il permet aussi d'améliorer de manière appréciable le rendement de la nouvelle installation tout en réutilisant des équipements encore en bon état et des services appartenant à l'installation mère. Ceci permet d'économiser à la fois sur les frais du capital et sur les frais d'exploitation. C'est ainsi qu'aux Pays Bas, par exemple, à ce jour des centrales conventionnelles de plus de 3000 MW de puissance totale ont été converties avec succès, [1]

En Algérie, des centrales datant des années 50 et du début des années 60 appellent une rénovation. Nous avons tenté, quant à nous, d'obtenir un stage sur le site de la centrale du "Ravin-Blanc" à Oran, qui est actuellement en état de vieillissement avancé, pour avoir des informations complètes sur les équipements de la centrale et sur le site et être en mesure de faire un diagnostic de la situation et de faire une première évaluation de la faisabilité du "repowering" sur cette installation dans le cadre de ce projet de fin d'études. Hélas, la seule chose qu'il nous a été possible de faire dans ce sens c'était une visite de la centrale d'une demi journée et les seules informations qu'on a obtenu étaient celles concernant le poste d'eau. La seule centrale sur laquelle nous disposons de données relativement suffisantes se trouve être une centrale en très bon état, à savoir la centrale de "Ras-Djinet" de Boumerdes. Ces données on les a recueillies grâce à des rapports de stages effectués au niveau de la centrale, par des étudiants de l'école.

On s'intéressera donc à un groupe de production de la centrale de Ras-Djinet et on essaiera de le convertir par une opération de "repowering" en cycle combiné.

Dans le premier chapitre, on va introduire des notions générales sur le "repowering" et les "systèmes combinés".

Dans le chapitre II, on fera une brève présentation de la centrale de Ras-Djiet.

Le chapitre III sera consacré au calcul du cycle thermodynamique de la centrale.

Le chapitre IV portera sur le choix d'un schéma de "repowering" et le calcul du cycle à gaz et du cycle modifié par le "repowering". Il se termine par la présentation des résultats comparatifs des installations d'avant et après "repowering".

Enfin, notre travail s'achèvera par une conclusion générale.

CHAPITRE PREMIER

GENERALITES

GENERALITES

Le cycle à "repowering" consiste en l'intégration d'un ensemble combiné : Turbine à gaz - Unité de récupération utilisant les gaz d'échappement, dans une installation à vapeur existante; l'unité de récupération, parfois appelée chaudière de récupération, remplaçant la chaudière conventionnelle de l'installation existante et produisant de la vapeur à partir de la chaleur des gaz provenant du cycle de la turbine à gaz.

En fait, le "repowering" peut s'opérer selon l'un des trois schémas suivants :

1 - "Repowering" portant sur le réchauffage de l'eau d'alimentation :

Dans ces systèmes, les gaz provenant du cycle amont (cycle à gaz) sont utilisés pour le réchauffage de l'eau d'alimentation de l'installation à vapeur. En plus de la puissance supplémentaire produite par la turbine à gaz, la puissance de la turbine à vapeur elle-même pourrait être augmentée d'environ 15% grâce à la suppression des soutirages de vapeur (non nécessaires à présent puisque l'eau d'alimentation sera réchauffée par les gaz). Les figures (I.1) et (I.2) représentent deux systèmes opérant suivant ce schéma .

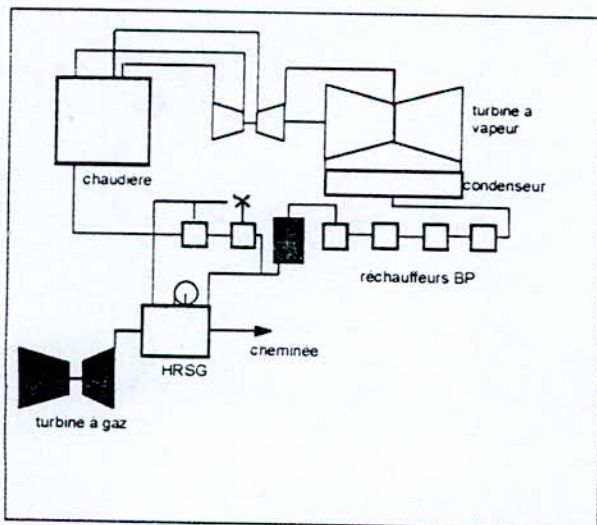


Fig. I.1 - Repowering portant sur le réchauffage de l'eau d'alimentation - Extractions existantes éliminées

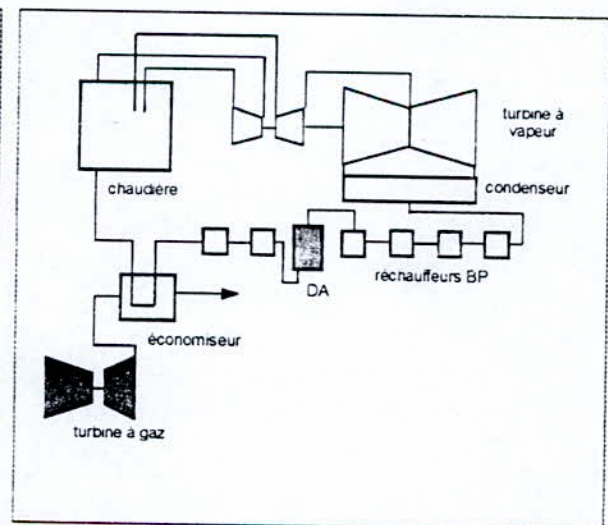


Fig. I.2 - Repowering portant sur le réchauffage de l'eau d'alimentation - Température finale augmentée

2 - "Repowering" portant sur le générateur de vapeur :

Dans ce cas, les gaz sont utilisés comme air de combustion dans le générateur de vapeur existant, la turbine à gaz jouant le rôle du ventilateur de soufflage et du réchauffeur d'air. Un tel système est illustré à la figure (I.3).

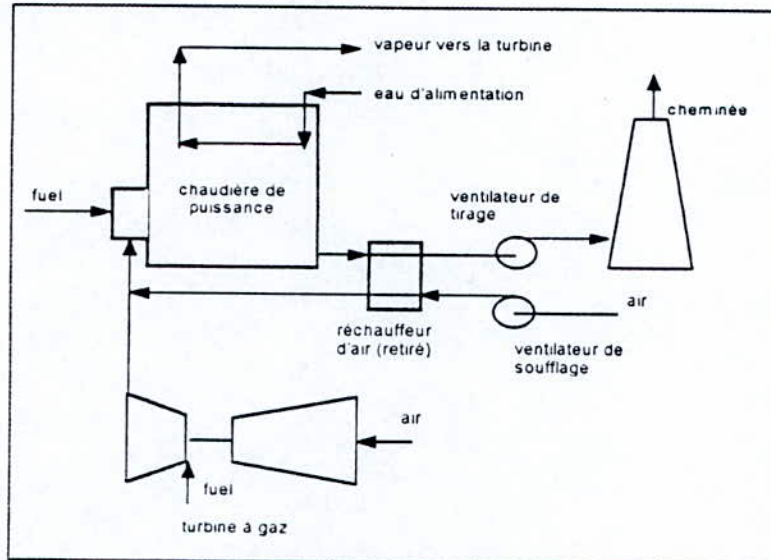


Fig. I.3 - Repowering portant sur le générateur de vapeur

3 - "Repowering" portant sur la récupération de la chaleur des gaz seulement :

Dans ce cas un générateur de vapeur à récupération remplace la chaudière du cycle conventionnel comme le montre la figure (I.4).

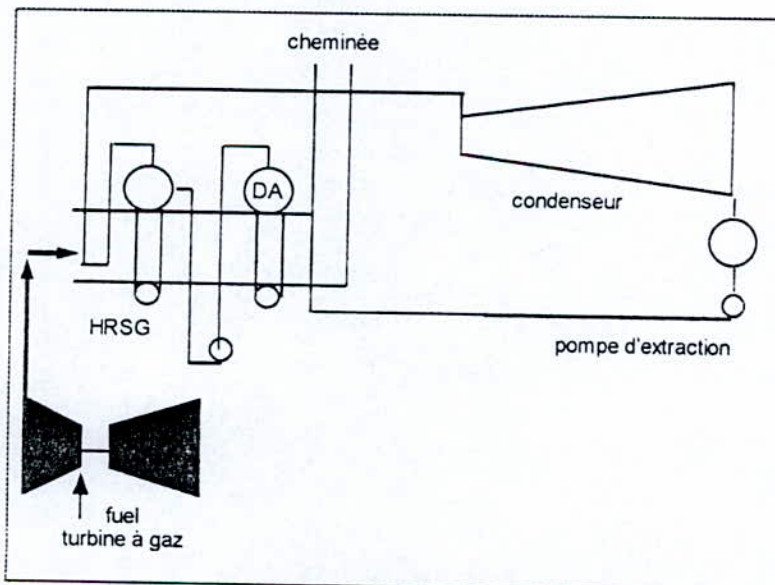


Fig. I.4 - Repowering portant sur la récupération de chaleur seulement

L'efficacité du "Repowering" dépend de plusieurs variables, à savoir :

- L'état de l'équipement de l'installation existante.
- La possibilité de la mise hors de service des réchauffeurs à soutirage de vapeur.
- La possibilité de réaliser un couplage adéquat entre la turbine à gaz et la centrale à vapeur existante.
- L'espace disponible pour l'équipement nécessaire à la réalisation du "repowering".
- La nature et le coût du combustible utilisé dans l'installation existante.
- La puissance de l'installation existante.
- Les considérations sur l'environnement.

Par rapport à de nouveaux cycles combinés, il y a des contraintes inhérentes aux centrales candidates au "repowering", puisque le cycle à vapeur est déjà existant, et est donc imposé. Cependant, des techniques d'application diverses peuvent être utilisées pour atténuer les conséquences de ces limitations.

Le 3^{ème} type de "repowering" demeure celui qui peut réaliser les meilleurs résultats dans la majorité des cas et est de ce fait le plus largement utilisé.

Etant donné que le "repowering" conduit à une installation de cycle combiné, il serait utile de donner une brève description de quelques facteurs affectant la conception générale de tels systèmes.

1.1 - Les systèmes à cycles-combinés

Le développement des cycles combinés s'est fait parallèlement à celui de la turbine à gaz. Le travail spécifique est le facteur de performance clé de la turbine à gaz. Le rendement thermique du cycle combiné croît avec le travail spécifique de la turbine à gaz et avec la température des gaz à l'entrée de la turbine, cette dernière étant elle-même le premier déterminant du travail spécifique. La pratique de températures de plus en plus élevées à l'entrée de la turbine à gaz, conduisant à un travail spécifique d'autant plus important, a été la conséquence à la fois du développement de matériaux de plus en plus résistants aux efforts mécaniques à haute température, à la corrosion et à l'oxydation et au développement de technologies de refroidissement adaptées à la turbine à gaz.

La plupart des systèmes de production d'énergie utilisant les cycles combinés installés dans les années 50 et au début des années 60 comportent des générateurs de vapeur conventionnels. Le

rendement de ce type de cycles combinés est d'environ de 5 à 6% plus élevé que celui des centrales à vapeur conventionnelles.

Durant les années 60, le cycle-combiné du type à récupération de chaleur devint le plus dominant. Ces premières applications ont été dans les domaines de production d'énergie et de chaleur (cogénération) où son rapport Energie/Chaleur été favorable à beaucoup de process chimiques et pétrochimiques. Au cours de cette même période, très peu de cycles combinés du type à récupération ont été utilisés dans le domaine de production d'énergie.

Lorsque, dans les années 70, des turbines à gaz de 50 MW ont fait leur apparition, le cycle combiné à récupération a enregistré une croissance très rapide dans le domaine de la production d'énergie électrique. Le cycle combiné devint ainsi le plus rentable des systèmes produisant de l'énergie à partir de la combustion d'une matière fossile.

Les cycles à vapeur utilisés dans les cycles combinés à récupération sont simples et utilisent des caractéristiques de vapeur vive modestes. La vapeur est produite sur la chaleur des gaz dans le récupérateur qui peut être à un, deux ou trois niveaux de pression. La vapeur est ensuite délivrée à la turbine à vapeur où elle se détend directement jusqu'au condenseur. Il n'existe pas de soutirages de vapeur pour le réchauffage de l'eau d'alimentation, étant donné que la chaleur des gaz est suffisante pour assurer à la fois le réchauffage de l'eau et la production de la vapeur.

Les cycles combinés sans resurchauffe de la vapeur sont généralement utilisés dans les installations où la température à la sortie de la turbine à gaz est de l'ordre de 540 °C ou moindre.

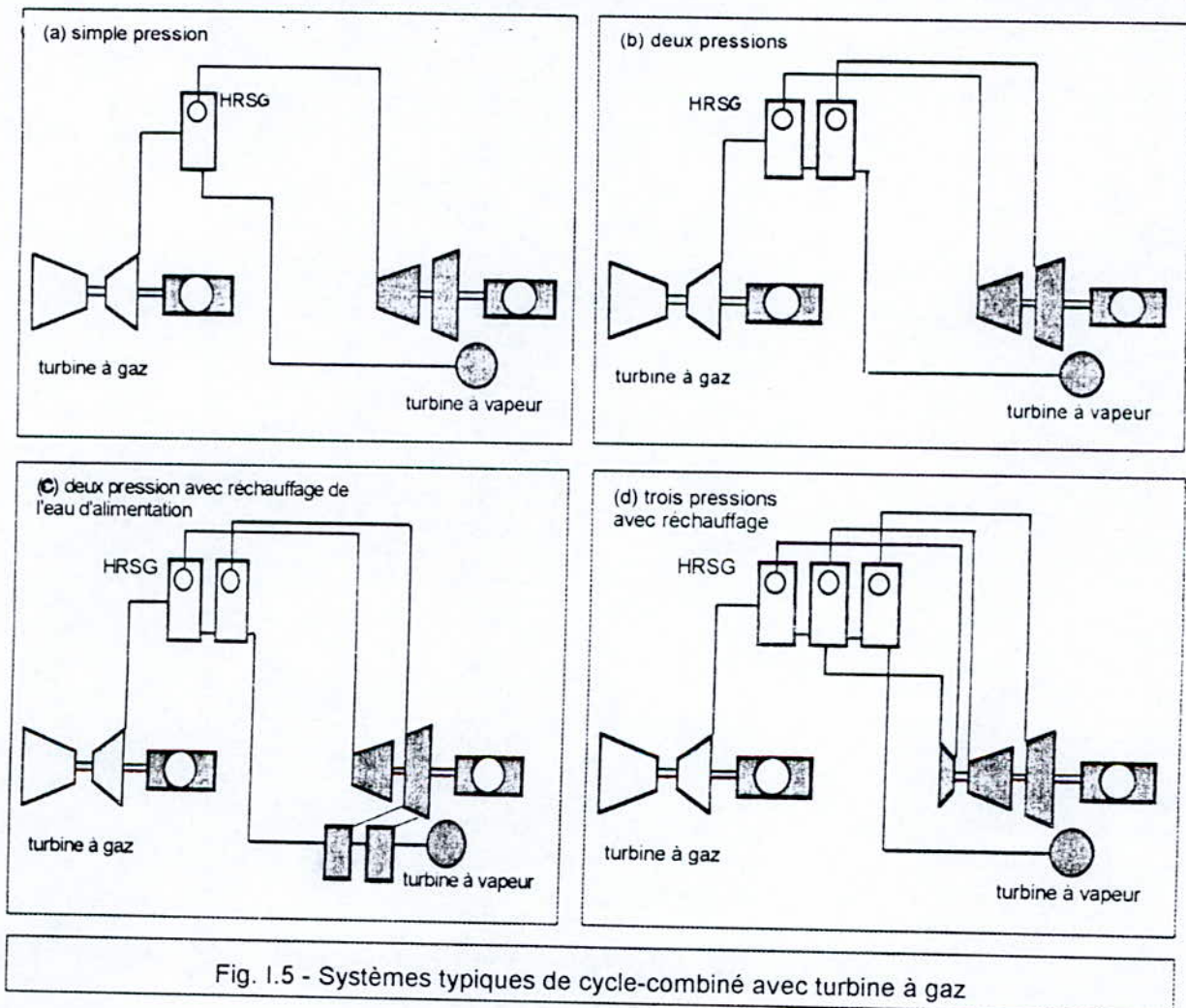
Des cycles combinés à récupération à un seul et à deux niveaux de pression sont représentés sur les figures (1.5.a) et (1.5.b).

Le cycle à un niveau de pression possède le capital investi le plus bas et possède le plus bas rendement et le plus petit travail spécifique avec une température des gaz à la cheminée de l'ordre de 170 °C. Ce genre de système pourrait constituer un choix économique, là où les prix du combustible sont bas et la fréquence d'opération n'est pas importante (inférieure à 1500 heures par an).

On pense que les systèmes à deux niveaux de pression présenteraient un intérêt économique dans les installations de moyenne puissance et les installations de base qui utilisent un combustible à faible teneur en soufre donc à prix relativement élevé, tel que le gaz naturel. Dans ce cas, en effet, des surfaces de transfert additionnelles pourraient être installées afin de réduire la température des

gaz à la cheminée jusqu'à environ 92 °C; ceci entraîne évidemment la production d'une puissance supplémentaire pour la même quantité de combustible utilisée que dans le cas d'un système à un seul niveau de pression, ce qui a pour conséquence directe une amélioration du rendement du cycle combiné. Par ailleurs, des réchauffeurs à soutirages de vapeur pourraient être utilisés comme le montre la figure (I.5.c) lorsque le combustible est à forte teneur en soufre mais aussi à prix élevé.

Enfin, des cycles combinés avec resurchauffe de la vapeur (voir figure I.5.d) sont utilisés dans les centrales où la température de sortie de la turbine à gaz est voisine de 593 °C. Ces systèmes utilisent trois niveaux de pression pour refroidir des gaz jusqu'à une température suffisamment basse.



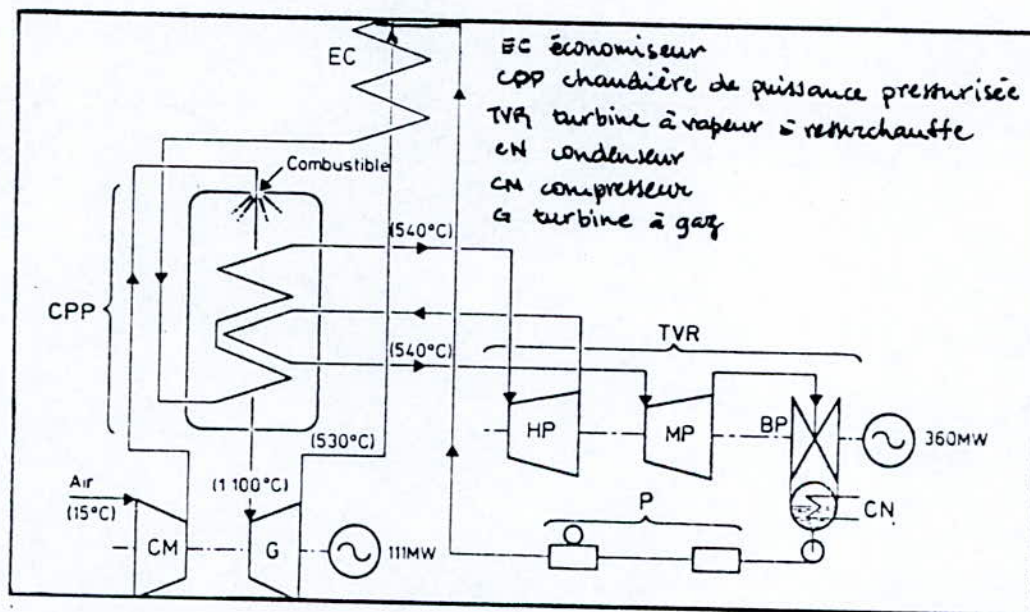
1.2 - Le cycle-combiné à faible excès d'air

Dans ce type de cycle, le flux d'échappement de la turbine à gaz, qui contient encore 15 à 16% d'oxygène (soit environ 75% d'air équivalent) est utilisé comme comburant dans une chaudière

classique qui alimente en vapeur à caractéristiques élevées une turbine à resurchauffe classique (voir figure 1.6).

La turbine à gaz joue ici, vis à vis de la chaudière, le double rôle de ventilateur de soufflage et de réchauffeur d'air.

Pour assurer un refroidissement poussé des fumées, on utilise moins de réchauffeurs à soutirage de vapeur de manière à ce que l'eau d'alimentation arrive plus froide à l'entrée de la chaudière. Ceci est évidemment défavorable au rendement du cycle à vapeur, mais il reste tout de même un gain global de rendement significatif; il atteint une valeur de 42 à 44% selon le combustible utilisé, [7].



Fif. 1.6 - Cycle combiné à faible excès d'air avec une chaudière pressurisée.

La puissance de la turbine à gaz ne représente que le cinquième de la puissance totale, mais la chaudière peut brûler tous les combustibles, y compris le charbon.

1.3 - Autres considérations sur le "Repowering"

Les mêmes équipements associés à la turbine à gaz et au récupérateur, utilisés pour optimiser les centrales à cycles combinés peuvent être directement appliqués lors du "repowering" de centrales à vapeur existantes. Ceci est possible par le fait que les équipements en question d'une part et le système à vapeur existant d'autre part sont conçus avec une certaine flexibilité. Il est par exemple

toujours possible de mettre hors de service des réchauffeurs à soutirages de vapeur existants et d'améliorer les conditions dans lesquelles a lieu la détente de la vapeur dans la turbine de manière à réaliser une production maximale et un rendement maximum. Des schémas possibles de cycles de "repowering" à récupération pure avec réchauffeurs d'eau d'alimentation sont proposées sur les figures (I.7). La figure (I.7.a) montre un système où tous les réchauffeurs à soutirages de vapeur existants sont en service. Ceci correspond à l'approche qui permet le plus d'économiser sur les frais du capital investi, mais aussi qui produit le moins d'énergie et possède le plus bas rendement.

Si la section de passage dans le corps basse pression de la turbine est suffisamment surdimensionnée, les réchauffeurs haute pression (situés en aval du dégazeur) ou encore tous les réchauffeurs pourraient être mis hors service comme le montrent les figures (I.6.b) et (I.6.c). Dans ce type de systèmes, des surfaces de transfert additionnelles dans le récupérateur sont nécessaires afin de permettre l'utilisation des gaz pour le réchauffage de l'eau alimentaire,

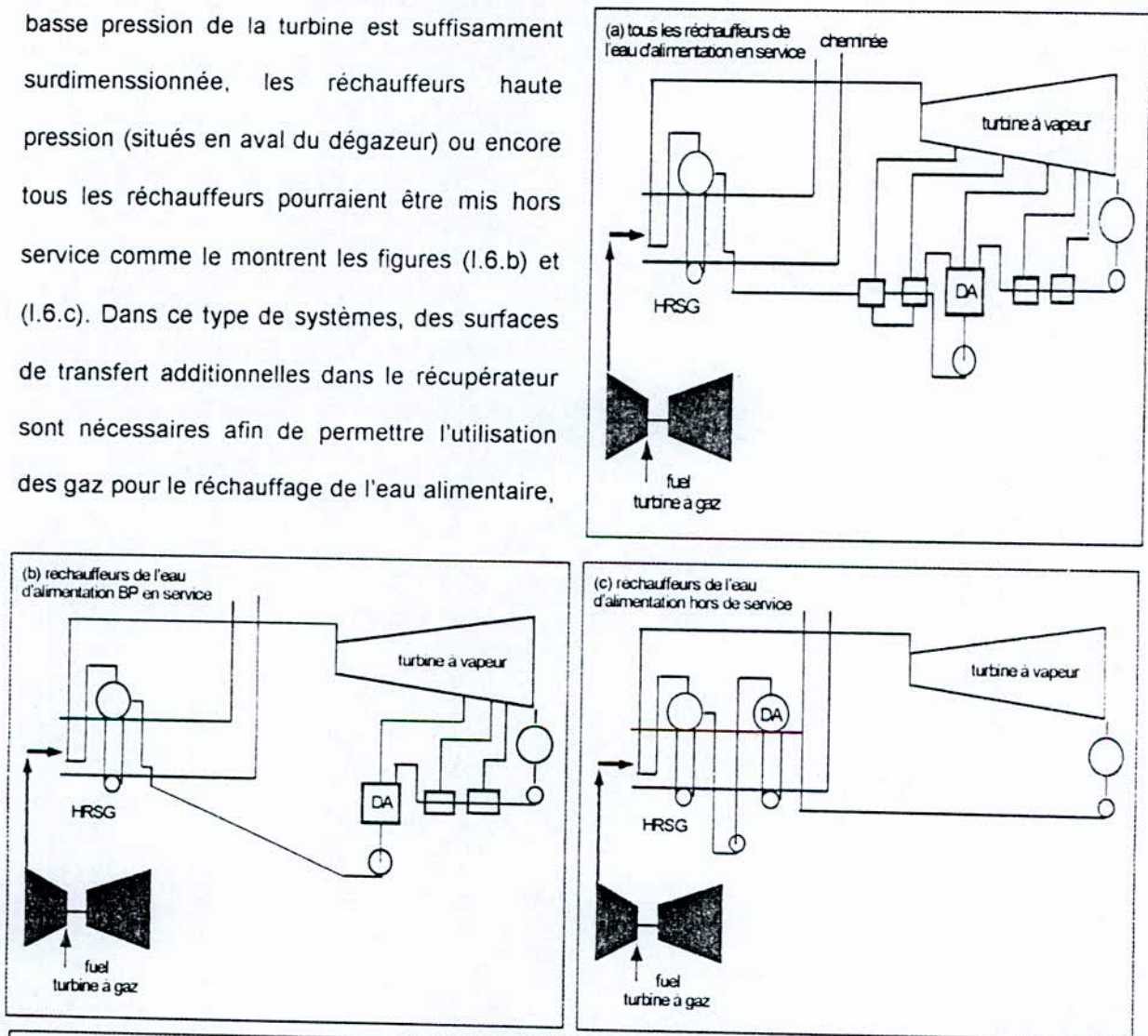


Fig. I.7 - Configurations des différents cycles de "Repowering"

ce qui bien sûr augmente le capital investi. Cependant l'amélioration du rendement et de la puissance de l'installation, pourrait justifier cette dépense supplémentaire. On peut encore améliorer les

performances du système en dotant le récupérateur d'une deuxième section de vapeur à basse pression, comme on l'a déjà vu avec les cycles combinés, puis envoyer la vapeur ainsi produite à la section appropriée de la turbine. Avec ces trois dernières configurations, des modifications sont opérées sur une turbine à vapeur existante, qui a été conçue avec une seule admission de vapeur et des extractions pour plusieurs réchauffeurs d'eau d'alimentation. La quantité de vapeur traversant les derniers étages de la turbine a augmenté, augmentant ainsi la charge de ces étages, la puissance que reçoit le générateur et la quantité de chaleur que doit évacuer le condenseur. Tout ceci doit être vérifié pour déterminer si les charges supplémentaires dépassent les capacités limites des équipements correspondants. Il semble difficile d'effectuer ce genre de vérifications sur un équipement vieux de 30 ans ou plus, à cause de l'incertitude qui entache les propriétés des matériaux après une telle durée d'opération. Une autre possibilité consiste à remplacer le circuit de vapeur par un nouveau, plus moderne, qui tiendrait compte de l'augmentation des débits de vapeur. Ce faisant, on doit profiter pour intégrer les progrès récents réalisés dans les domaines des matériaux et de la conception des tuyères, rotors, ...etc., qui devrait améliorer les rendements de façon significative, diminuer les tensions et augmenter la fiabilité du système par rapport à l'équipement initial.

Une autre question concerne la recherche d'une turbine à gaz idoine pour le cycle à vapeur existant, étant donné que les turbines à gaz sont standardisées. L'optimum est atteint lorsqu'il y a un ajustement exact entre les exigences de la turbine à vapeur et les caractéristiques de l'ensemble turbine-récupérateur, comme celui qui est réalisé lorsqu'on conçoit un nouveau cycle combiné. Les choses ne peuvent se faire de cette manière lorsqu'on veut opérer un "repowering", il pourrait en résulter des contreparties sur les deux aspects économiques et de performance. Par exemple, si les turbines à gaz disponibles sont trop grandes, l'énergie contenue dans le flux des fumées ne sera pas suffisamment utilisée à moins d'augmenter la puissance de la turbine à gaz. D'un autre côté, si la turbine à gaz est trop petite, la turbine à vapeur ne sera pas utilisée au mieux de ses capacités à moins d'utiliser un feu additionnel dans le récupérateur pour accroître la production de vapeur. Dans ces situations, les coûts opératoires seront augmentés afin d'intégrer pleinement les deux cycles.

La configuration optimale de "repowering" doit être déterminée à la base d'une analyse économique qui prend en considération les conditions de la turbine à vapeur existante et fait les bilans des possibilités de l'équipement : débit maximum pouvant passer à travers la turbine, charge maximale que peut convertir le générateur électrique, débit de chaleur maximum que peut évacuer le

circuit de refroidissement. Cette analyse doit tenir compte du fait que le "repowering", en améliorant les performances de l'installation, va permettre une exploitation plus intense de la centrale. Les gains ainsi réalisés doivent être intégrés dans l'évaluation économique.

CHAPITRE II

PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE CANDIDATE AU "REPOWERING"

PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE CANDIDATE AU "REPOWERING"

II.1 - Introduction

La centrale à considérer est composée de quatre groupes monoblocs d'une puissance unitaire de 176 MW, totalisant une capacité installée de 700 MW.

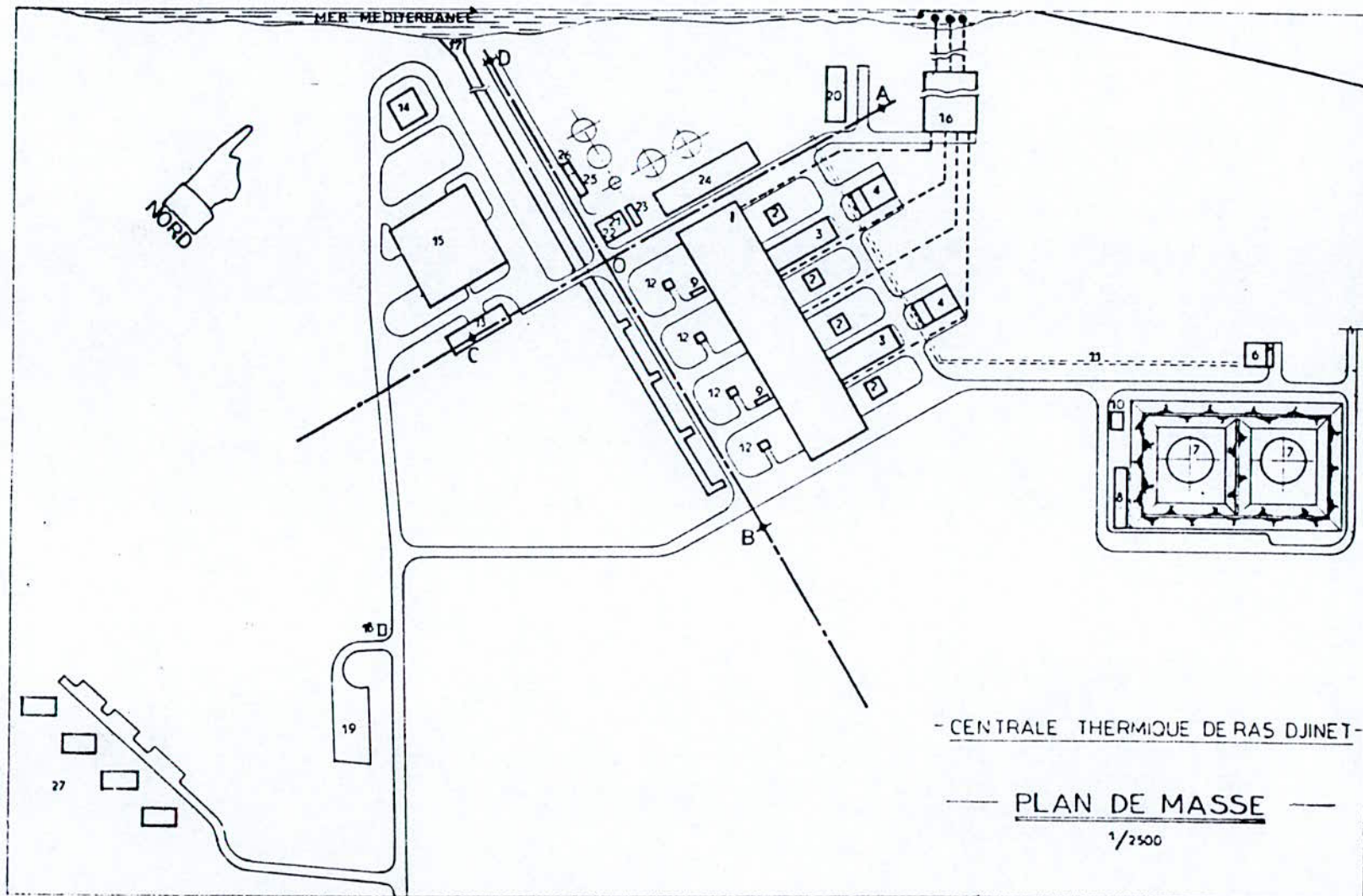
La centrale s'étend sur une superficie de 35 ha. Elle est située en bord de mer au niveau zéro. Le choix du site a été dicté par sa proximité de consommateurs importants, la possibilité d'extention et les conditions du sous-sol qui ne nécessite pas de fondations profondes. Elle comprend principalement :

- L'unité fuel et poste gaz,
- l'unité de pompage de l'eau de mer,
- l'unité de dessalement et de déminéralisation,
- la salle des machines et chaudière,
- l'unité de maintenance et enfin,
- le bloc administratif.

Un plan de masse de la centrale est présenté à la figure (II.1).

II.2 - Cycle thermodynamique d'un groupe de la centrale

Les évolutions thermodynamiques du fluide moteur sont représentées sur le diagramme T-s de la figure (II.2) ci-après. C'est un cycle à resurchauffe, à deux soutirages moyenne pression MP, trois soutirages basse pression BP et un soutirage haute pression HP, (six soutirages au total).



Légende

1. Salle des machines
2. Chaudières
3. Locaux des auxiliaires électriques
4. Locaux des auxiliaires mécaniques
5. Tour de prise d'eau de mer
6. Station détente gaz
7. Réservoir stockage fuel
8. Station pompage et dépotage fuel
9. Charpente alimentaire en H₂
10. Poste d'incendie à mousse
11. Rack à tuyauteries
12. Zone des transformateurs
13. Bâtiment administratif
14. Cantine
15. Atelier magasin
16. Station de pompage
17. Canal et rejet d'eau de mer
18. Portier
19. Parc à voitures
20. Station de chloration
21. Préparation d'eau potable
22. Déminéralisation
23. Fosse de neutralisation
24. Dessalement d'eau de mer
25. Station des pompes d'incendie
26. Pompes d'eau déminéralisée
27. Logements d'exploitation

Fig. II.1 - Plan de masse de la centrale

II.3 - Caractéristiques techniques de la centrale

II.3.1 - Combustibles

Le combustible principalement utilisé, dans les chaudières est le gaz naturel de Hassi R'mel, dont les caractéristiques principales sont groupées dans le tableau (II.1) :

Composant	Composition volumétrique	Composition massique
Méthane (CH ₄)	0,8350	0,7073
Ethane (C ₂ H ₆)	0,0690	0,1096
Propane (C ₃ H ₈)	0,0210	0,0489
Butane (C ₄ H ₁₀)	0,0088	0,0270
Pentane (C ₅ H ₁₂)	0,0023	0,0088
Héxane (C ₆ H ₁₄)	0,0014	0,0064
Hélium (He)	0,0019	0,0004
Azote (N ₂)	0,0585	0,0867
Dioxyde de carbone (CO ₂)	0,0021	0,0049
Masse molaire apparente (M _{GN})	18,89 kg/kmol	
Pouvoir calorifique inférieur (PCI)	46595,3 kJ/Kg	

Tableau II.1 - Caractéristiques principales du GN de Hassi R'mel

En cas d'indisponibilité du gaz naturel, le secours est assuré par le fuel-oil domestique.

II.3.2 - Générateur de vapeur

Les générateurs de vapeur sont de type à circulation naturelle avec chambre de combustion pressurisée et avec resurchauffe.

Les chaudières sont alimentées en combustible par huit brûleurs répartis en quatre niveaux sur la façade avant de chacune d'elles. Chaque générateur de vapeur comprend :

- Des tubes porteurs,
- un surchauffeur primaire (convection),
- un surchauffeur secondaire (rayonnement),
- un surchauffeur tertiaire (convection),

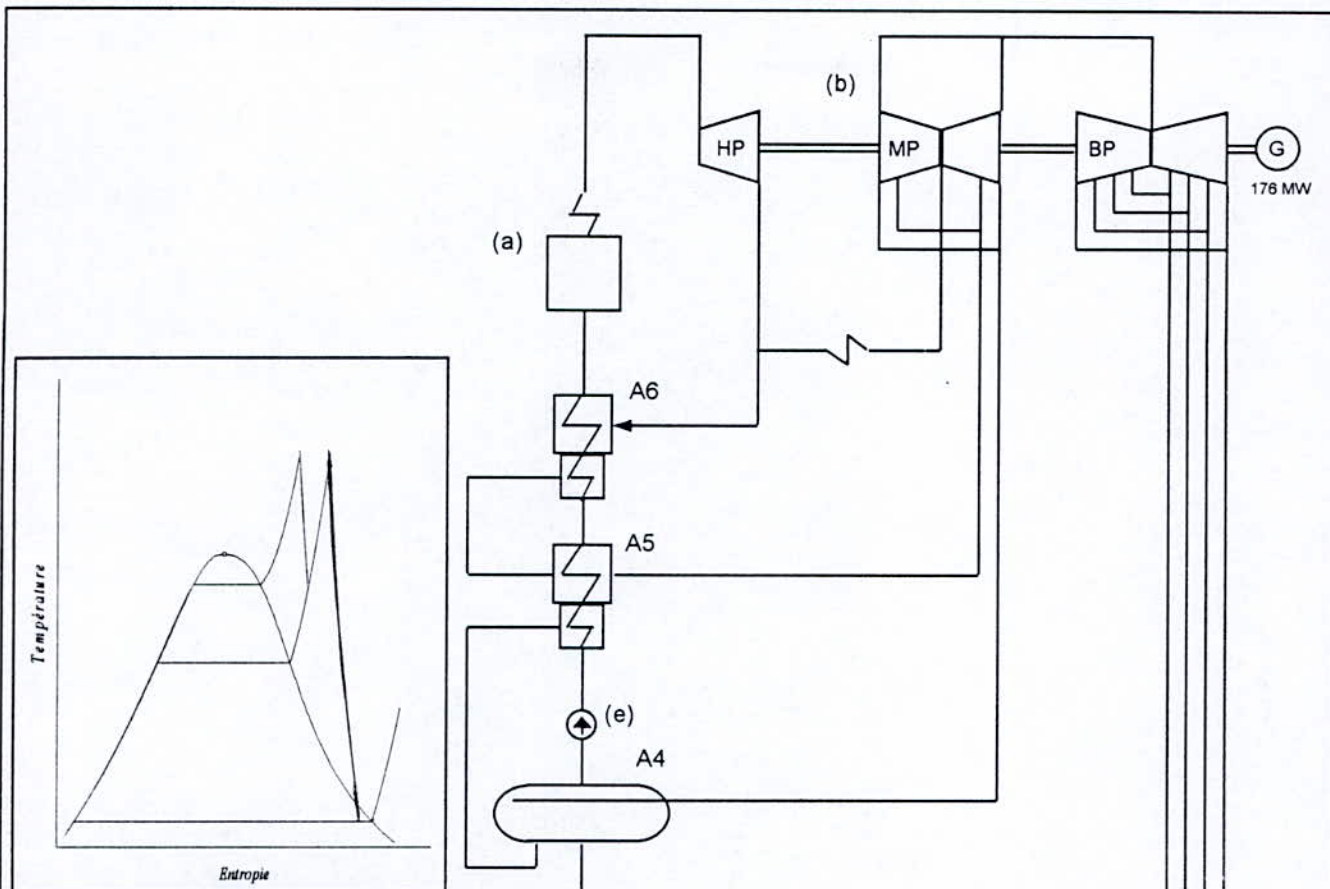


Fig. II.2 - Diagramme T-s du cycle de la centrale

- (a) chaudière
 - (b) turbine à vapeur
 - (c) condenseur
 - (d) pompe d'extraction
 - (e) pompe d'alimentation
- A1 à A6 les régénérateurs de l'eau d'alimentation

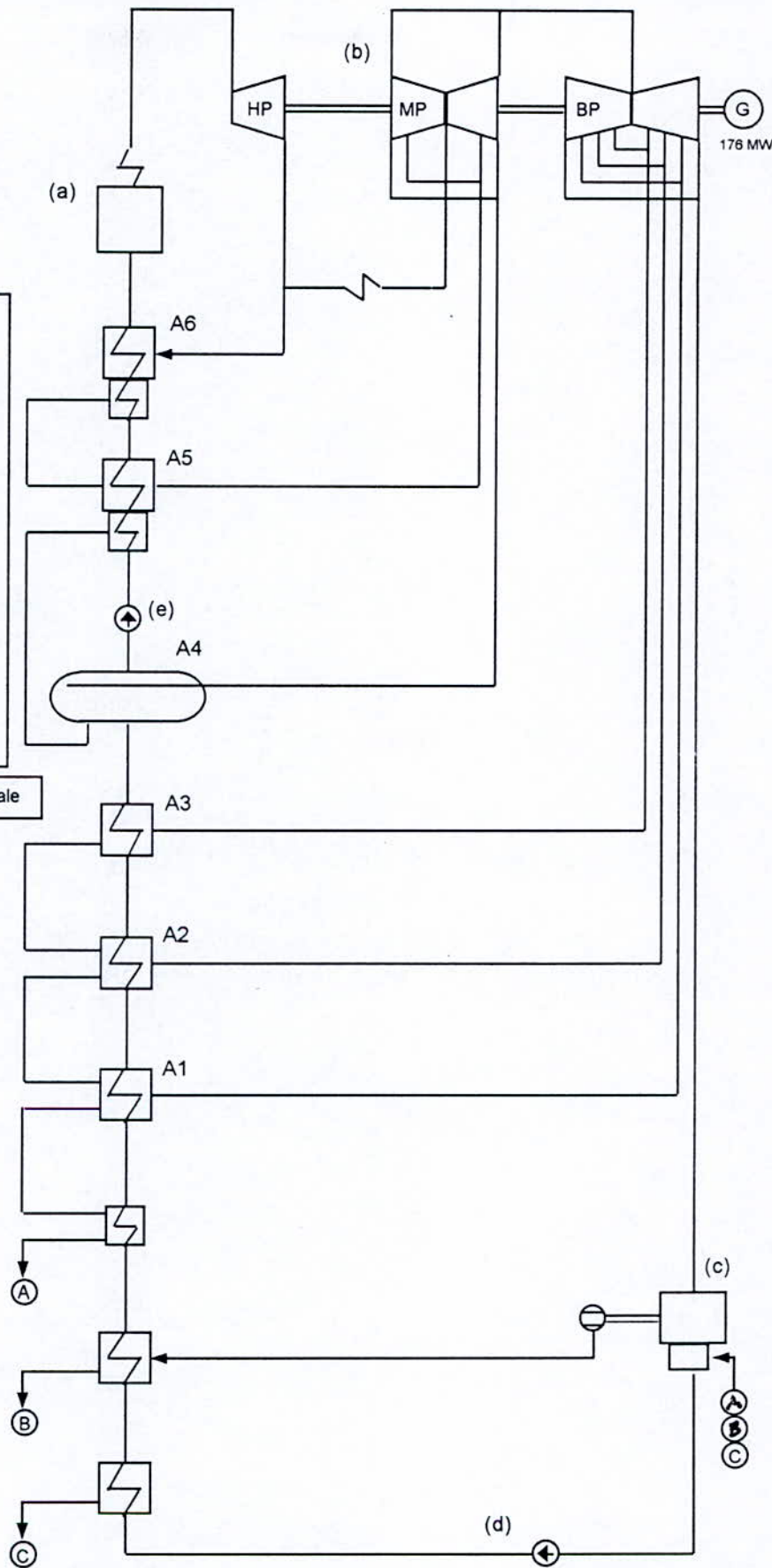


Fig. II.3 - Schéma de principe simplifié du cycle de la centrale

- un resurchauffeur,
- un ballon et un économiseur,
- trois désurchauffeurs par eau,
- Deux ventilateurs de recyclage assurant la regulation de température de resurchauffe.
- Deux ventilateurs de soufflage assurant le débit d'air nécessaire à la combustion.

La pression de service dans les chaudières est 160 bars, la température de vapeur est de 540 °C et son débit massique est de 523 t/h.

La chaudière est composée de deux parcours. On trouve dans le premier les surchauffeurs HP et MP, ainsi que l'économiseur, le second est composé d'une conduite de fumée, qui aboutit dans son extrémité inférieure au réchauffeur d'air.

Après avoir traversé les préchauffeurs HP, l'eau d'alimentation préchauffée vient dans le ballon en passant par l'économiseur. L'évaporateur est alimenté en eau depuis le ballon. Le mélange eau/vapeur s'élève dans les tuyaux chauffés des parois vers le collecteur supérieur de l'évaporateur et revient ensuite vers le ballon par des tuyaux de communication. L'eau y est séparée de la vapeur par des cyclones. La vapeur est amenée dans les surchauffeurs HP tandis que l'eau est réutilisée pour la circulation naturelle de l'évaporateur.

La vapeur, séparée dans les cyclones, est amenée dans des tubes-supports. Elle arrive à la grille des tubes-supports qui constitue la surface chauffante des surchauffeurs. Du collecteur inférieur des tubes-supports, la vapeur se rend dans les surchauffeurs HP1 et HP2 successivement, en passant par les refroidisseurs à injections.

En quittant les surchauffeurs, la vapeur chauffée à la température désirée est transportée vers la conduite de vapeur vive qui l'amène au corps HP de la turbine.

A la sortie de la turbine HP, la vapeur arrive dans les surchauffeurs placés dans le premier passage de la chaudière. Le resurchauffeur se compose de deux parties; resurchauffeur primaire et resurchauffeur secondaire placés en ligne parallèle. Des désurchauffeurs sont prévus entre eux et servent à maintenir constante la température de sortie du resurchauffeur en cas de panne, ou lors d'une variation importante de charge. La vapeur, maintenant chauffée à la température désirée, quitte le resurchauffeur puis se dirige vers l'entrée de la turbine MP.

Les caractéristiques principales des générateurs de vapeur sont :

- Capacité de vaporisation maximale : 530 t/h,
- pression à la sortie des surchauffeurs : 154 bars,

- température de la vapeur surchauffée : 540 °C,
- pression à la sortie du resurchauffeur : 34 à 37 bars,
- température de la vapeur resurchauffée : 540 °C et enfin,
- température maximale de l'eau d'alimentation : 286 °C.

II.3.3 - Turbine

La turbine est à condensation et à soutirages, elle est composée de corps HP, MP et BP séparés. Le corps HP à simple flux et les corps MP et BP à double flux.

Le corps HP est constitué d'un étage de réglage à action et de 23 étages à réaction. Le corps MP contient 20 étages à réaction par flux.

La vapeur provenant du corps HP pénètre dans l'enveloppe interne par le haut et par le bas. Le corps BP contient huit étages à réaction par flux.

Lors du démarrage, les corps de la turbine sont bypassés, permettant un conditionnement de vapeur. Chaque turbine entraîne un alternateur d'une puissance de 220 MVA. Après détente dans la turbine, la vapeur vient se refroidir dans le condenseur à simple parcours.

Des soutirages au nombre de six alimentent trois réchauffeurs à surface BP, deux réchauffeurs à surface HP, et le dégazeur-bâche alimentaire qui est un réchauffeur à mélange. Les réchauffeurs BP sont de type horizontal, et les réchauffeurs HP sont de type vertical.

Les trois soutirages de vapeur BP (voir figure II.3) sont effectués respectivement à partir des cinquième, sixième et septième étages des corps BP.

La vapeur du soutirage S3 passe d'abord par le réchauffeur A3 puis par le réchauffeur A2 où, elle se mélange avec la vapeur de plus faible pression provenant du soutirage S2.

Un piquage de vapeur S4 s'effectue dans la conduite de sortie du corps MP, afin de servir de fluide chauffant dans la bâche alimentaire.

Le soutirage S5 a lieu au onzième étage du corps MP qui alimente le préchauffeur A5.

Enfin, le soutirage S6 de la conduite de sortie du corps HP passe par le préchauffeur A6 pour être dirigé vers le préchauffeur A5, d'où, suivant sa température, il alimente la bâche alimentaire ou le condenseur.

II.3.4 - Condenseur - Poste d'eau

Le condenseur est l'organe de la centrale dans lequel la vapeur sortant de la turbine se condense pour être de nouveau injectée dans le circuit. Il utilise un grand débit d'eau de refroidissement (eau de mer), et constitue la source froide de la centrale. Pour avoir une température de source la plus basse possible et préserver la capacité de transmission de chaleur, il est nécessaire de garder un vide poussé dans le condenseur en évitant toute entrée d'air. Ceci est assuré par quatre éjecteurs d'air de service (coté vapeur), deux éjecteurs en réserve et deux pompes à vide (coté eau d'alimentation) dont une en réserve. Ainsi ces dispositifs permettent de garder une pression de condensation de 0,05 bar.

Le condenseur est divisé en deux petits condenseurs placés l'un à coté de l'autre. Il a une forme rectangulaire, des plaques tubulaires (4 par condenseur) ainsi que des chambres d'eau avant et arrière vissées sur l'enveloppe du condenseur.

Deux pompes d'extraction plein débit et trois pompes alimentaires à demi-débit dont une en réserve véhiculent l'eau à travers les réchauffeurs puis vers la chaudière.

L'eau du condenseur qui alimente le circuit du condensât principal, est extraite au moyen de deux pompes d'extraction dont une en réserve. Ce même condensât arrive dans la zone du générateur électrique pour refroidir l'hydrogène servant à son tour au refroidissement des organes du générateur lui même. Si la température du condensât est élevée, une déviation permet de le refroidir dans un échangeur à eau de mer. Le condensât principal parvient aux échangeurs, pour continuer à s'échauffer grâce à la condensation de la vapeur venant des éjecteurs.

Le condensât passe ensuite dans le réfrigérant, puis dans les réchauffeurs A1, A2 et A3, dont les pressions sont : 0,16 bar (A1), 0,64 bar (A2) et 1,77 bar (A3). Arrivé au dégazeur-bâche alimentaire, il est chauffé par mélange avec la vapeur provenant du soutirage S4 du corps MP de la turbine.

L'eau d'alimentation est collectée dans la bâche alimentaire. Au moyen de trois groupes d'alimentation, on fournit à la chaudière la quantité d'eau nécessaire. Chacun de ces groupes comprend deux pompes, l'une nouricière, reçoit l'eau de la bâche alimentaire et la refoule en direction de la seconde pompe dite principale. L'un des trois groupes est en réserve.

L'eau d'alimentation en provenance des pompes, traverse les préchauffeurs A6 et A5 chauffés par les soutirages S5 et S6, avant de parvenir à l'entrée du générateur de vapeur.

II.3.5 - Eau de réfrigération

Les prises d'eau se situent en mer à 900 m de la station de pompage et de filtration. De cette dernière partent trois canalisations en béton de 3 m de diamètre alimentant la station de pompage qui comporte pour chaque tranche :

- Une grille filtrant à grosse mailles,
- un tambour filtrant, à maille fines, muni d'un dispositif automatique de lavage,
- deux pompes de circulation de 12 000 m³/h, qui refoulent l'eau de mer jusqu'au condenseur,
- diverses pompes d'alimentation en eau de mer de services auxiliaires (dessalement, électrochloration, secours circuit incendie).

Une fois qu'elle a traversé le condenseur, l'eau de réfrigération est rejetée à la mer au moyen d'un canal et d'un système de rejet.

II.3.6 - Dessalement de l'eau de mer

Quatre unités de dessalement de 500 m³/jour chacune assurent la production d'eau pour les appoints au cycle thermique. L'eau dessalée est stockée dans deux réservoirs de 2 700 m³ chacun avant d'être déminéralisée.

II.3.7 - Déminéralisation - Electrochloration

Deux chaînes de déminéralisation de 40 m³/h chacune, parachèvent le traitement de l'eau avant son utilisation dans le cycle. Deux réservoirs de 1500 m³ chacun sont prévus pour le stockage de cette eau.

La chloration se fait par injection d'hypochlorite de sodium. La production en est assurée par une station d'électrochloration (par électrolyse de l'eau de mer) d'une capacité de 150 kg/h de chlore actif.

II.3.8 - Alternateurs

Les alternateurs sont à refroidissement à l'hydrogène en circuit fermé, ce dernier étant lui-même refroidi à l'eau déminéralisée du cycle précité. Le tableau suivant regroupe les caractéristiques principales de l'alternateur :

Grandeurs nominales et puissances	Alternateur	Excitatrice principale	Excitatrice pilote
Puissance apparente	220 MVA	-	15 kVA
Puissance active	176 MW	558 kW	-
Intensité	8,195 kA	2,450 kA	41 A
Tension	15,5 kV	24, V	220 V
Vitesse de rotation	3000 tr/mn	3000 tr/mn	3000 tr/mn
Fréquence	50 Hz	-	4,0Hz
Facteur de puissance	0,8	-	-
Courant d'excitation nominal requis	2,450 kA	-	-
Résistance de l'enroulement (stator)	0,0013 Ω	0,00032 Ω	0,00446 Ω
Résistance de l'enroulement (rotor)	0,074 Ω	0,00032 Ω	-
Rendement en pleine charge	98,7 %	-	-
Volume de l'alternateur	62 m ³	-	-
Poids de l'alternateur	198 t	25,38 t	-

Tabelau II.2 - Les caractéristique principale de l'alternateur

Notons à la fin de cette présentation, que notre travail ne concerne qu'une seule tranche de production, soit un groupe de 176 MW.

CHAPITRE III

CALCUL DES DIFFERENTS POINTS DU CYCLE THERMODYNAMIQUE DE LA CENTRALE

CALCUL DES DIFFERENTS POINTS DU CYCLE THERMODYNAMIQUE DE LA CENTRALE

Dans cette section, on va tenter à partir des données de base du cycle réel sur lequel opère la centrale présentée tout au long du chapitre précédent, d'optimiser le cycle thermodynamique en utilisant un modèle simplifié présenté par Houberechts, [2], et de comparer les résultats de cette optimisation avec les mesures effectuées directement sur la centrale en opération. Ceci permettra entre autre de vérifier la validité du modèle utilisé.

III.1 - Présentation du modèle de calcul

Le modèle fixe, d'après des considérations théoriques et en se basant sur des résultats expérimentaux obtenus en tenant compte d'aspects aussi bien thermodynamiques que technico-économiques, les critères de sélection de la pression de resurchauffe et de distribution des soutirages sur les différents corps de turbine. Le modèle comporte aussi les hypothèses simplifiant le calcul des débits des soutirages.

Suite à des calculs numériques du rendement effectués sur un grand nombre de cycles à resurchauffe, prévus tous, avec une température de resurchauffe égale à la température de surchauffe et pour plusieurs valeurs de ces températures allant de 500 °C jusqu'à 600 °C, pour une pression maximale variant de 5 à 20 MPa et une pression au condenseur de 5 kPa, Houberechts, [2], conclut que la pression de resurchauffe optimale se trouve dans l'intervalle :

$$P_3 = (0,20 \text{ à } 0,25) \cdot P_2 \quad (\text{III.1})$$

où P_2 est la pression de la vapeur à l'entrée du corps HP.

Cependant, la sensibilité du rendement aux variations de pression de resurchauffe est faible de sorte que le choix de ce paramètre est en définitive fixé plutôt par des considérations technico-économiques.

La vapeur destinée à la resurchauffe, déjà détendue dans le corps HP de la turbine, possède un volume massique d'autant plus élevé que la pression de resurchauffe est plus faible, et les

dimensions des canalisations reliant la turbine au générateur de vapeur deviennent d'autant plus importantes. C'est certainement pour réduire ces dimensions qu'on a opté dans l'installation réelle pour une valeur de la pression intermédiaire supérieure à toutes celles fixées par la relation (III.1), on choisira quant à notre cas, une valeur située au milieu de l'intervalle défini par la relation (III.1), soit :

$$P_3 = 0,225.P_2.$$

En ce qui concerne les soutirages, l'expérience et tous les calculs effectués pour les cas particuliers, montrent que la meilleure répartition des soutirages le long de la détente est obtenue lorsque les soutirages divisent la chute d'enthalpie totale à travers la détente en autant de parties égales. Là aussi, le rendement ne présente pas une grande sensibilité aux petits écarts qu'on pourrait être amené à faire à cette règle, pour des raisons technico-économiques. C'est ainsi que pour réduire le débit de vapeur renvoyé dans le resurchauffeur, on place généralement un soutirage juste à la sortie du corps HP. On cherche aussi à diminuer le débit volumique des derniers étages de la turbine en multipliant les soutirages dans le corps BP pour réduire les dimensions de ces derniers étages où le volume massique de la vapeur devient très grand.

Pour le calcul des débits de soutirage, il est remarqué que les températures des condensats à leur sortie des réchauffeurs (point : 8_I, 8_{II}, ...) sur la figure (III.1) et celles de l'eau d'alimentation à son entrée dans les réchauffeurs (point : 7₀, 7_I, ...) sur la même figure, sont peu différents de celles de saturation sous les pressions de soutirage ($P_{5,I}$, $P_{5,II}$, ...). C'est pourquoi le modèle admet l'hypothèse de l'égalité de ces températures entre elles et de leur égalité avec la température de saturation qui correspond au soutirage correspondant. Écrivons par exemple, toujours en se référant à la figure (III.1), le bilan thermique du régénérateur A2 :

$$X_{II} h_{5,II} + X_{III} h_{8,III} + (1 + X_I + X_{II} + X_{III}) h_{7,I} = (1 + X_I + X_{II} + X_{III}) h_{7,II} + (X_{II} + X_{III}) h_{9,II}$$

où, les X_i sont les débits des soutirages S_i de vapeur par kg de vapeur arrivant au condenseur.

Or, $h_{8,II} = h_{7,I}$ et $h_{8,III} = h_{7,II}$ et le bilan ci-dessus donne :

$$X_{II} h_{5,II} + (1 + X_I) h_{7,I} = (1 + X_I + X_{II}) h_{7,II}$$

d'où :

$$X_{II} = (1 + X_I) \frac{h_{7,II} - h_{7,I}}{h_{5,II} - h_{7,II}}$$

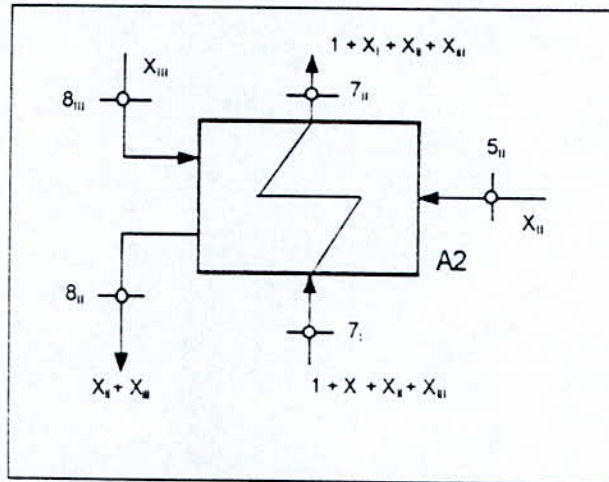


Fig. III.1 - Diagramme schématique d'un échangeur

où, $h_{7,I} = h_f(P_{5,I})$ et $h_{7,II} = h_f(P_{5,II})$ et $h_{5,II}$ sont déterminées à partir de la distribution des soutirages le long de la détente.

Ainsi chaque débit de soutirage peut être calculé en connaissant seulement les débits des soutirages précédents, en utilisant les relations :

$$X_I = \frac{h_{7,I} - h_{7,0}}{h_{5,I} - h_{7,I}} \tag{III.2}$$

$$X_K = (1 + X_I + \dots + X_{K-1}) \frac{h_{7,K} - h_{7,K-1}}{h_{5,K} - h_{7,K}} \quad \text{avec } K = II, III, \dots, VI. \tag{III.3}$$

III.2 - Données de base

- Caractéristiques de la vapeur à l'entrée du corps HP de la turbine : $P_2 = 13,82 \text{ MPa}$; $T_2 = 535 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Pression au condenseur : $P_5 = 5 \text{ kPa}$.
- Puissance de l'installation : 176 MW.
- Nombre de soutirages : 6.
- Caractéristiques de la vapeur à la sortie de la chaudière : $P_{(2)} = 14,56 \text{ MPa}$; $T_{(2)} = 540 \text{ }^\circ\text{C}$.

III.3 - Calcul thermodynamique du cycle

Notons avant de commencer l'analyse thermodynamique du cycle, que les propriétés de la vapeur sont déterminées, pour chaque état d'équilibre fixé par deux paramètres quelconques, au moyen d'un logiciel (*Thermodynamic tables, figures and charts; by R. E. Sonntag, Y. N. & K. K. Park; The University of Michigan ; Ann Arbor 1990; ver. 90,2*).

On va d'abord déterminer les propriétés de la vapeur à la sortie du générateur de vapeur, (2), à l'entrée du corps HP, 2, à la sortie de celui-ci, 3, (qui en même temps, est l'entrée du resurchauffeur, les pertes de charges et les pertes calorifiques étant négligées dans les canalisations amenant la vapeur de la sortie du corps HP, jusqu'à l'entrée du corps MP), à l'entrée du corps MP, 4, et à la sortie du corps BP, 5. Pour le calcul des caractéristiques à la sortie du corps HP et à la sortie du corps BP, on prendra une valeur de 0,845 pour le rendement isentropique de la turbine HP et une valeur de 0,882 pour la turbine BP, valeurs déterminées à partir des mesures provenant de la centrale.

On tient compte aussi, d'une chute de pression de 10% dans le resurchauffeur.

Les résultats de ces calculs sont rassemblés dans le tableau suivant :

	P (MPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	v (m ³ /kg)	x
(2)	14,5600	540,00	3426,2	6,5048	0,23275	-
2	13,8200	535,00	3420,9	6,5201	0,24443	-
3s	3,1095	300,53	2991,4	6,5201	0,078113	-
3	3,1095	327,18	3058,0	6,6336	0,083069	-
4	2,7908	535,00	3537,3	7,3687	0,131242	-
5s	0,0050	32,88	2247,3	7,3687	24,53839	0,8704
5	0,0050	32,88	2399,5	7,3687	26,30875	0,9332

Tableau III.1 - Résultat du calcul des points pertinents

Pour la distribution des six soutirages, voir figure (III.2), illustrant le diagramme T-s de l'évolution de la vapeur au cours de la détente.

On placera un soutirage, le VI^{ème}, juste à la sortie du corps HP, ce qui fixe les caractéristiques du point 5_{VI} qui est identique au point 3.

Les cinq autres soutirages seront effectués au cours de la détente (4,5). On disposera ceux I, III, IV et V (au nombre de quatre) de façon équidistante sur la verticale reliant les points 4 et 5s sur le diagramme h-s de la figure (III.2), c'est à dire que les points de rencontre successifs des lignes de pression relatives à ces soutirages, avec la droite isentropique (4,5s) sont écartés de :

$$\Delta h = \frac{h_4 - h_{5s}}{5} = \frac{3537.3 - 2247.3}{5} = 258.0 \text{ kJ/kg.}$$

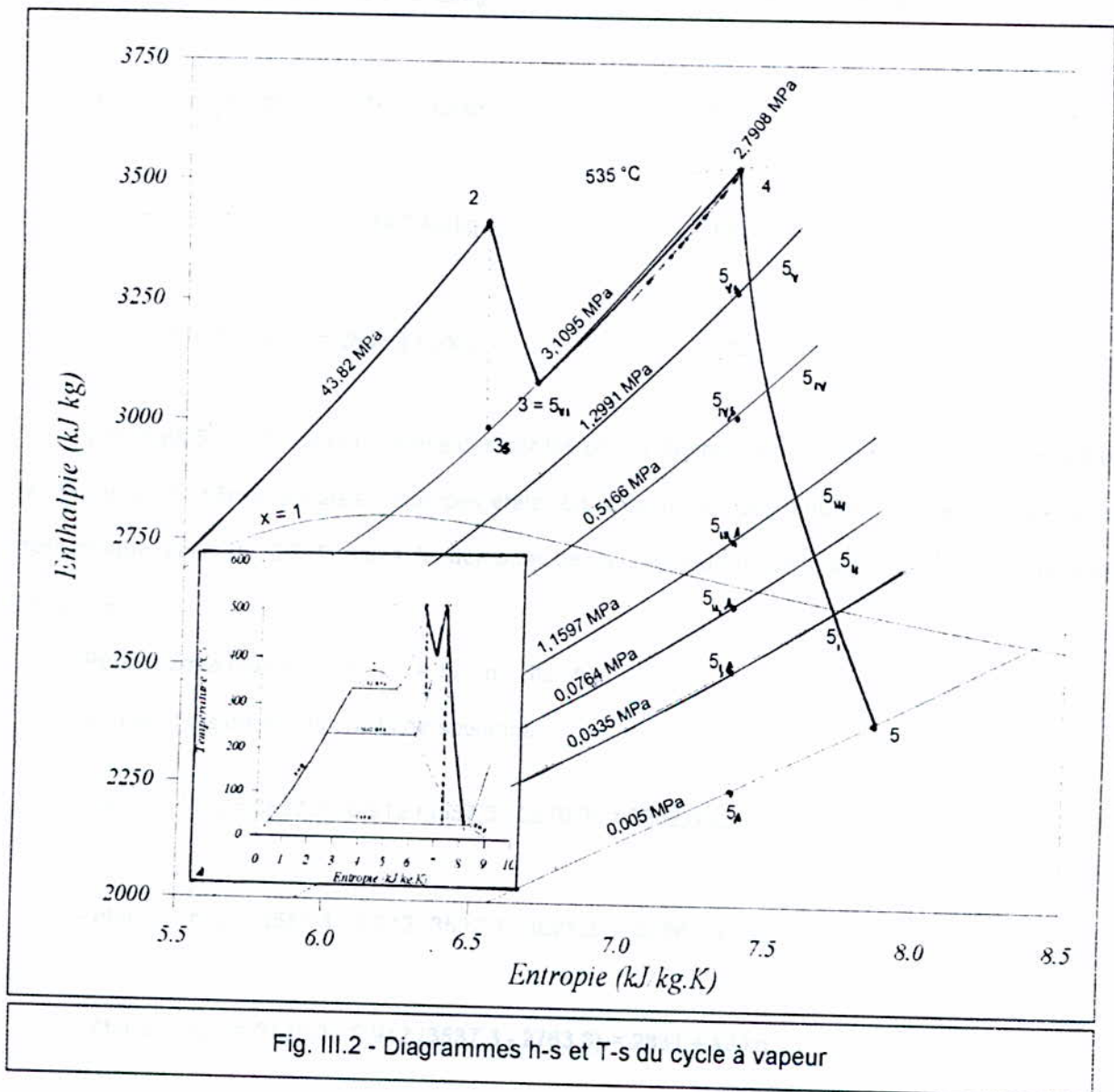


Fig. III.2 - Diagrammes h-s et T-s du cycle à vapeur

Compte tenu de la puissance élevée de la machine et du vide assez poussé au condenseur (auquel correspond un volume spécifique considérable), la diminution du débit dans les derniers

étages qu'entraîne une concentration de soutirages à l'endroit choisi, facilitera la conception et la construction de cette partie de la turbine. Afin de disposer le soutirage II de façon optimum entre I et II, on choisira son emplacement de telle sorte que sa ligne de pression coupe la droite (4,5s) en un point tel que l'écart en enthalpie de $5s_I$ à $5s_{II}$ d'une part, et de $5s_{II}$ à $5s_{III}$ d'autre part, soit le même, c'est à dire de : $\Delta h / 2 = 258,0 / 2 = 129,0$ kJ/kg. Il vient ainsi :

$$h_{5,V} = 3537,3 - 258,0 = 3279,3 \text{ kJ/kg}, \quad \text{d'où } P_{5,V} = 1,2991 \text{ MPa},$$

$$h_{5,IV} = 3279,3 - 258,0 = 3021,3 \text{ kJ/kg}, \quad \text{d'où } P_{5,IV} = 0,5166 \text{ MPa},$$

$$h_{5,III} = 3021,3 - 258,0 = 2763,3 \text{ kJ/kg}, \quad \text{d'où } P_{5,III} = 0,1597 \text{ MPa},$$

$$h_{5,II} = 2763,3 - 129,0 = 2634,0 \text{ kJ/kg}, \quad \text{d'où } P_{5,II} = 0,0764 \text{ MPa},$$

$$h_{5,I} = 2634,0 - 129,0 = 2505,3 \text{ kJ/kg}, \quad \text{d'où } P_{5,I} = 0,0335 \text{ MPa},$$

Les états $5_I, \dots, 5_V$ seront représentés par les points d'intersection de la ligne de détente réelle (4, 5) avec les même isobares. Pour ces états, on a donc, compte tenu de ce que le rendement isentropique varie de 0,912 (dans le domaine de la surchauffe) jusqu'à 0,882 (pour la détente complète) :

$$\text{Pour chaque état } 5_i, \text{ on a : } h_{5,i} = h_4 - \eta_{i,T} (h_4 - h_{5s,i}).$$

Soit pour les différents points de soutirage :

$$\text{- état } 5_V : h_{5,V} = 3537,3 - 0,912 (3537,3 - 3279,3) = 3302,0 \text{ kJ/kg},$$

$$\text{- état } 5_{IV} : h_{5,IV} = 3537,3 - 0,912 (3537,3 - 3021,3) = 3066,7 \text{ kJ/kg},$$

$$\text{- état } 5_{III} : h_{5,III} = 3537,3 - 0,912 (3537,3 - 2763,3) = 2831,4 \text{ kJ/kg},$$

$$\text{- état } 5_{II} : h_{5,II} = 3537,3 - 0,912 (3537,3 - 2639,8) = 2713,5 \text{ kJ/kg},$$

$$\text{état } 5_1 : h_{5_1} = 3537,3 - 0,882 (3537,3 - 2505,3) = 2627,1 \text{ kJ/kg,}$$

Le tableau ci-après, regroupe les caractéristiques du fluide moteur aux différents points pertinents figurant sur le schéma de l'installation de la figure (III.3).

	P (MPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	x
(2)	14,5600	540,00	3426,2	6,5048	
2	13,8200	535,00	3420,9	6,5201	
3 \equiv 5 _{VI}	3,1095	327,18	3058,0	6,6336	
4	2,7908	535,00	3537,3	7,3687	
5	0,0050	32,88	2399,5	7,8659	0,9332
5 _I	0,0335	71,66	2627,1	7,7234	0,9989
5 _{II}	0,0764	117,24	2713,5	7,5818	
5 _{III}	0,1597	179,52	2831,4	7,5250	
5 _{IV}	0,5166	301,42	3066,7	7,4493	
5 _V	1,2991	419,97	3302,0	7,4017	
6	0,0500	32,88	137,8	0,4764	
7	0,8862	38,22	160,9	0,5483	
7 _I	0,0335	71,66	299,9	0,9751	0,0000
7 _{II}	0,0764	92,27	386,4	1,2186	0,0000
7 _{III}	0,1597	113,26	475,1	1,4543	0,0000
7 _{IV}	0,5166	135,09	645,5	1,8731	0,0000
7 _(IV)	17,7000	155,09	662,4	1,8741	
7 _V	17,6020	191,60	822,5	2,2278	
7 _{VI} \equiv 1	17,5040	235,89	1020,6	2,6351	

Tableau III.2 - Paramètres des différents points du cycle

Dans ce tableau, les enthalpies des points 7_I, 7_{II}, ... et 7_{VI}, sont déterminés en se rappelant que leurs températures sont prises égales à celles de saturation correspondant aux pressions des soutirages respectifs.

A la sortie du condenseur, on considère le même sous refroidissement de l'eau que celui de l'installation réelle et on fixe sa température à $T_6 = 32,88 \text{ }^\circ\text{C}$.

Par ailleurs, on a pris les mêmes travaux spécifiques pour la pompe d'extraction et pour la pompe alimentaire que ceux des pompes opérant dans la centrale. Ce qui fixe les températures :

$$T_7 = 38,22 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad T_{7,(IV)} = 155,09 \text{ }^\circ\text{C},$$

pour le calcul des débits de soutirage par kg de vapeur arrivant jusqu'au condenseur.

Avec les propriétés de la vapeur portées sur le tableau (III.2) ci-avant, les relations (III.2,3) permettent de calculer les quantités de vapeur correspondant aux différents soutirages pour un kilogramme de vapeur subissant toute la détente et arrivant jusque dans le condenseur. On trouve :

$$\begin{aligned} X_I &= 0,0597 \text{ kg}, & X_{II} &= 0,0372 \text{ kg}, & X_{III} &= 0,0376 \text{ kg}, \\ X_{IV} &= 0,0704 \text{ kg}, & X_V &= 0,0714 \text{ kg}, & X_{VI} &= 0,0972 \text{ kg}. \\ 1 + \Sigma X &= 1,3735 \text{ kg/kg}, \end{aligned}$$

et le travail moteur w devient :

$$\begin{aligned} w &= (1 + \Sigma X) \cdot (h_2 - h_3) + (h_4 - h_5) + X_I \cdot (h_4 - h_{5,I}) + X_{II} \cdot (h_4 - h_{5,II}) + \\ & X_{III} \cdot (h_4 - h_{5,III}) + X_{IV} \cdot (h_4 - h_{5,IV}) + X_V \cdot (h_4 - h_{5,V}) \\ w &= 1797,7 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

Le liquide à l'entrée de la chaudière, point 1, a les mêmes caractéristiques que celles de l'état T_{VI} . La chaleur q à fournir au fluide dans le générateur de vapeur ainsi qu'au surchauffeur et correspondant au travail w calculé ci-avant, devient dès lors :

$$q = (1 + \Sigma X) (h_{(2)} - h_1) + (1 + \Sigma X - X_{VI}) (h_{(4)} - h_{(3)})$$

$$q = 3916,1 \text{ kJ/kg}.$$

Le rapport des valeurs de w et q représente le produit des rendements :

$$\eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_{tr} = \frac{1797,7}{3916,1} = 0,459.$$

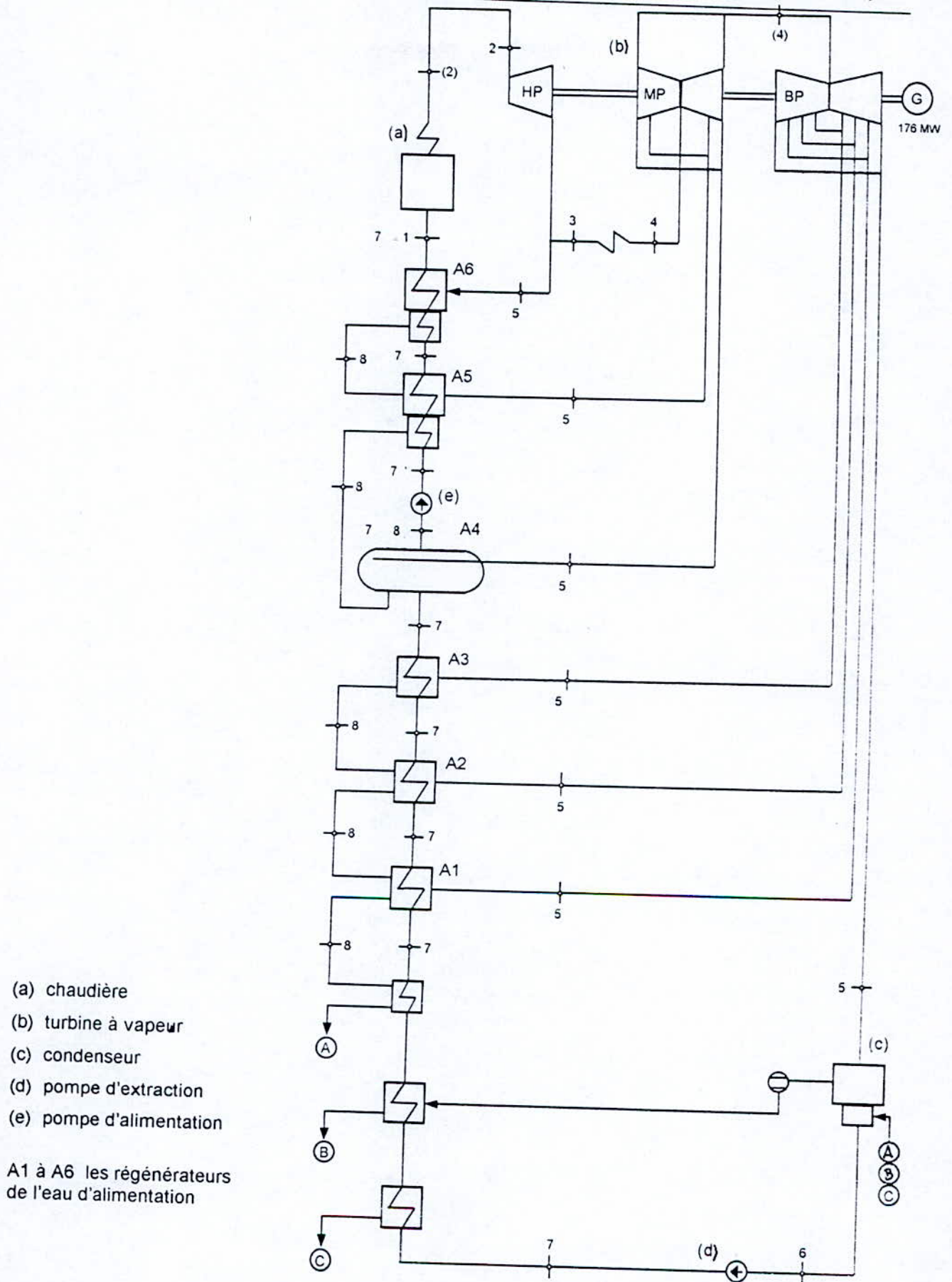


Fig. III.3 - DIAGRAMME THERMIQUE DE LA CENTRALE 100 %

où, η_t est le rendement thermique, η_{tr} est le rendement des organes de transport et η_i est le rendement isentropique interne de la turbine.

En admettant que le rendement du générateur de vapeur s'élève à $\eta_G = 0,920$, que le rendement mécanique soit $\eta = 0,991$ et que les pertes dues aux machines auxiliaires soient de l'ordre de 5 %, c'est à dire que l'on ait $\eta_a = 0,950$.

$$\eta_{tot} = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_G \cdot \eta_a = 0,459 \cdot 0,991 \cdot 0,920 \cdot 0,950 = 0,398.$$

Ce qui correspond à une consommation spécifique nette de :

$$C_n = \frac{3600}{\eta_{tot}} = \frac{3600}{0,398} = 9045 \text{ kJ/kWh.}$$

Pour une puissance de la machine de 176 MW à l'accouplement, le débit de vapeur m_v' à la sortie de la turbine, point 5, :

$$\begin{aligned} m_v' &= W / w \eta \\ &= 176 \cdot 10^3 / 1797,7 \cdot 0,991 = 98,79 \text{ kg/s,} \end{aligned}$$

dans le générateur de vapeur (a) et le corps HP de la turbine, le débit de vapeur est plus élevé :

$$m_v = (1 + \sum X_i) m_v' = 1,3736 \cdot m_v' = 135,70 \text{ kg/s,}$$

enfin, le débit traversant le resurchauffeur est de :

$$m_{vr} = (1 + \sum X_i - X_{vi}) m_v' = 1,2764 \cdot m_v' = 126,10 \text{ kg/s.}$$

En se rappelant que le pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel utilisé dans la chaudière est: PCI = 46595,3 kJ/kg, la consommation de combustible s'élèvera pour 176 MW à :

$$m_c = \frac{q \cdot m_v}{\eta_G \cdot \text{PCI}} = \frac{3916,1 \cdot 135,70}{0,920 \cdot 46595,3} = 12,40 \text{ kg/s.}$$

Le tableau suivant est donnée à titre comparatif entre les performances de la centrale réelle et celles calculées à la base de la modélisation utilisée :

Caractéristiques principales	Unités	Installation réelle	Installation théorique
Pression de la vapeur au générateur	MPa	14,56	14,56
Température de la vapeur au générateur	°C	540,0	540,0

Pression à l'entrée de la turbine (HP)	MPa	13,82	13,82
Température à l'entrée de la turbine (HP)	°C	535,0	535,0
Pression à la sortie du corps HP	MPa	4,00	3,1095
Température à la sortie du corps HP	°C	357,2	327,18
Pression à l'entrée du resurchauffeur	MPa	4,00	3,5095
Température à l'entrée du resurchauffeur	°C	357,2	327,18
Pression à l'entrée du corps MP	MPa	3,59	2,7908
Température à l'entrée du corps MP	°C	353,0	535,0
Pression au condenseur	MPa	0,005	0,005
Titre final	-	0,9188	0,9332
Rendement isentropique interne de la turbine HP.	-	0,845	0,845
Chute d'enthalpie dans le corps HP ou MP	kJ/kg	309,8	362,9
$\eta_{s,i}$ de la détente (4,5)	-	0,882	0,882
Chute d'enthalpie correspondante	kJ/kg	1164,8	1137,8
Chute totale d'enthalpie	kJ/kg	1474,6	1500,7
$1 + \Sigma X$	-	1,4608	1,3736
w par kg de vapeur condensée	kJ/kg	1839,9	1797,7
Température de l'eau d'alimentation	°C	246,3	235,89
Q dans le générateur par kg de vapeur condensée. :			
- jusqu'à la sortie du surchauffeur	kJ/kg	2357,1	2405,6
- dans le resurchauffeur	kJ/kg	418,4	479,3
- totale	kJ/kg	2775,5	2884,9
$\eta_t \eta_i \eta_{tr}$	-	0,452	0,459
η	-	0,991	0,991
η_G	-	0,920	0,920
η_{tot}	-	0,391	0,398
C_n	kJ/kWh	9207	9045
Puissance à l'accouplement	kW	$176 \cdot 10^3$	$176 \cdot 10^3$
Puissance absorbée par les auxiliaires	kW	6020	4838
Débit de vapeur à l'entrée de la turbine	kg/s	145,34	135,70
Débit de la vapeur à l'entrée du resurchauffeur	kg/s	129,97	126,10
Débit de vapeur au condenseur	kg/s	98,25	98,79
Consommation de gaz naturel	kg/s	12,24	12,40

Tableau III.3 - Tableau comparatif général des installations réelle et théorique

CHAPITRE IV

CHOIX D'UN SCHEMA DE "REPOWERING" ET ETUDE DU CYCLE COMBINE GAZ-VAPEUR DE LA NOUVELLE INSTALLATION

CHOIX D'UN SCHEMA DE "REPOWERING" ET ETUDE DU CYCLE COMBINE GAZ-VAPEUR DE LA NOUVELLE INSTALLATION

Une considération vitale dans la conversion du générateur de vapeur en cycle combiné est de limiter les modifications des systèmes existant, particulièrement les sections de transfert de chaleur au minimum.

SECTION A - CONFIGURATION DU CYCLE COMBINE

Les modifications nécessaires dont doit faire l'objet le générateur de vapeur de l'installation-mère et les surfaces de transfert de chaleur additionnelles vont être déterminées à la base des données associées à la turbine à gaz étudiée dans le chapitre précédent.

Deux impératifs principaux doivent nous guider dans la conversion qu'on veut opérer sur le cycle à vapeur original :

- D'une part, la chaleur des gaz à la sortie de la turbine à gaz doit être transférée au cycle eau/vapeur avec le plus grand avantage exergetique possible, l'augmentation maximum résultant dans le rendement de l'installation étant un facteur décisif étant donné la fréquence élevée d'utilisation de l'installation à cycle combiné.
- D'autre part, il faudrait réduire au maximum les modifications du cycle existant afin de minimiser l'investissement supplémentaire.

Ces considérations conduisent à la sélection du schéma représenté à la figure (V.1) pour l'installation considérée.

Les différences principales entre ce schéma et l'arrangement original sont :

1. L'installation d'une turbine à gaz (c) placée en amont du générateur de vapeur afin d'utiliser les gaz sortant de la turbine à gaz comme air de combustion de préchauffage dans le générateur de vapeur (a).

2. L'installation de deux réchauffeurs de vapeur utilisant les fumées, B1 et B2, parallèlement aux régénérateurs d'eau d'alimentation, afin de réaliser le refroidissement maximum des fumées.

3. L'addition d'une quantité d'air de combustion au générateur de vapeur au moyen d'un ventilateur de soufflage (d) afin de prévoir un supplément d'air pour le fonctionnement à charges élevées.

Comme illustré sur la figure (V.0), l'eau d'alimentation est réchauffée en partie par les régénérateurs à soutirages (A1 à A6) de l'installation-mère et en partie par les réchauffeurs de vapeur utilisant les fumées, B1 et B2. Comme dans le cycle original, l'eau d'alimentation sera portée à une température de 71,66 °C à la sortie du réchauffeur A1, elle sera ensuite dirigée en partie vers les réchauffeurs à soutirages de vapeur A2 et A3 et en partie vers le réchauffeur B1. Les deux écoulements se rejoignent ensuite à l'entrée du réchauffeur-dégazeur A4.

A la sortie de la pompe alimentaire, le débit d'eau principal est de nouveau divisé en deux parties, l'une envoyée à travers le réchauffeur B2, utilisant les fumées et l'autre à travers les réchauffeurs à soutirage de vapeur A5 et A6. La température d'entrée de l'eau dans B2 est fixée à 156 °C comme dans l'installation-mère. A l'entrée du générateur de vapeur, les deux écoulements sont de nouveau réunis.

Ce circuit est plus élaboré qu'un arrangement en série dans lequel le débit d'eau principal en entier traverserait les réchauffeurs utilisant les fumées, imbriqués entre les réchauffeurs à soutirages de vapeur. Cependant, une étude faite par H. Brückner, citée dans la référence [3], révèle que l'arrangement adopté ici est avantageux d'un point de vue thermodynamique en ce sens qu'il permet de réaliser les échanges thermiques dans les réchauffeurs utilisant les fumées, à travers des différences de températures moyennes logarithmiques plus réduites et de préserver l'efficacité des réchauffeurs à soutirages de vapeur (réchauffeurs, rappelons-le conçus pour l'installation-mère).

Des calculs d'optimisation basés sur des considérations économiques tenant compte du coût des surfaces de transfert de chaleur, du coût de combustible et de la durée de vie de la centrale, révèlent que le débit d'eau optimal à travers les réchauffeurs utilisant les fumées sera d'environ 42% du débit d'eau total traversant le générateur de vapeur. Ceci étant, d'un point de vue purement thermodynamique, le débit optimum à travers les réchauffeurs B1 et B2 ne représente que 30% du débit d'eau total traversant le générateur de vapeur. [3].

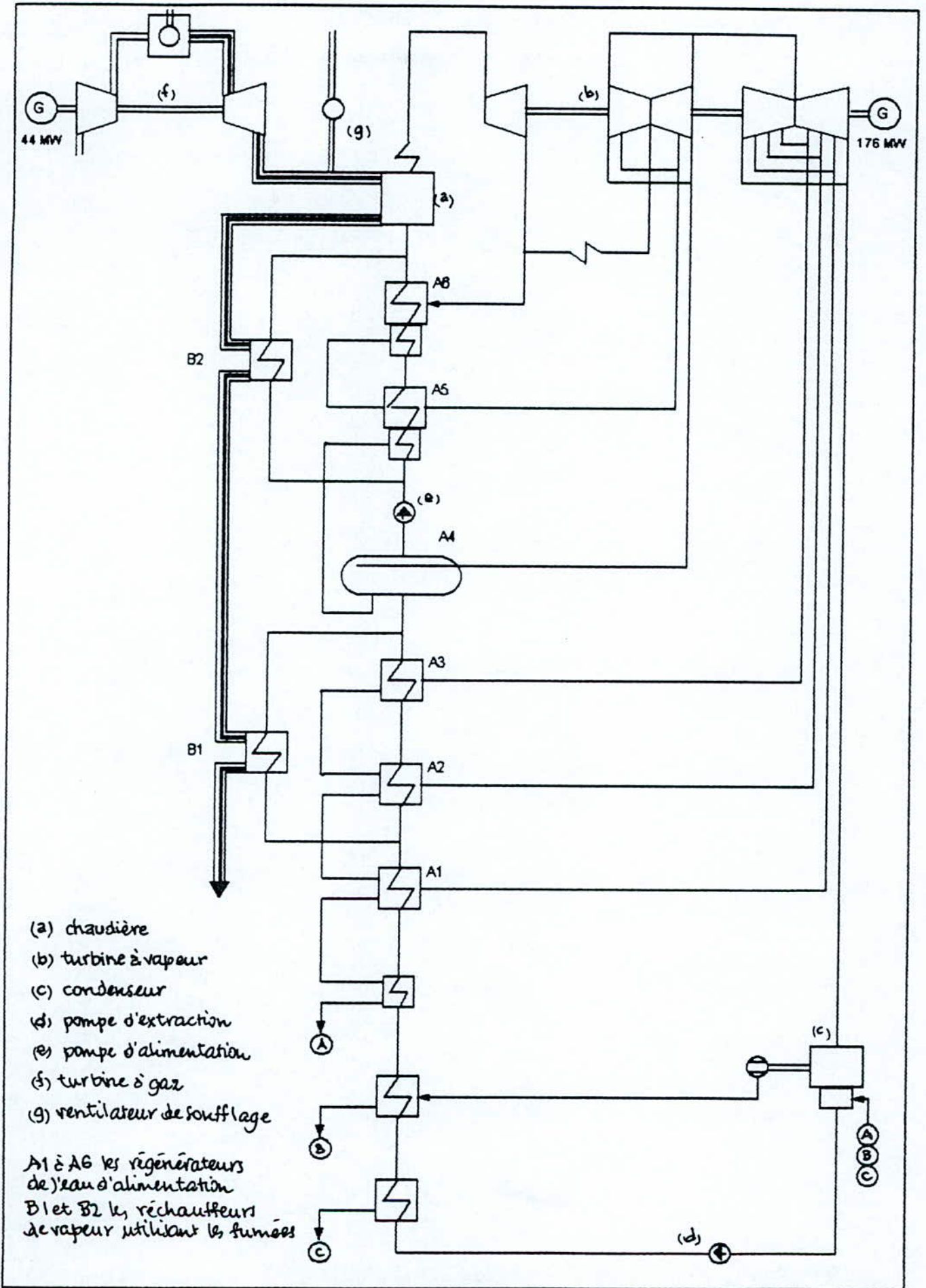


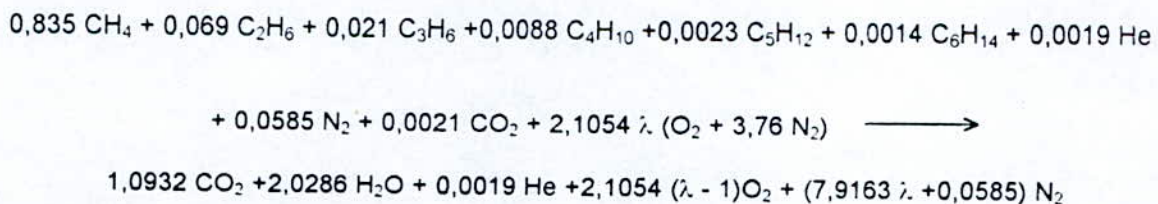
Fig. IV.0 - Schéma choisi de "Repowering"

SECTION B - CHOIX, ETUDE ET CALCUL DES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ

Le rapport optimal de la puissance de la turbine à gaz à celle de la turbine à vapeur est d'environ 1 : 4, ce qui veut dire qu'une turbine à gaz avec une puissance de 44 MW serait la plus appropriée dans notre cas, [3].

La température annuelle moyenne de 20 °C, sera prise comme température de l'ambiance (pour l'admission de l'air dans le compresseur). Les rendements du compresseur et de la turbine seront respectivement, $\eta_C = 0,85$ et $\eta_T = 0,90$.

La température d'admission des gaz à la turbine T_3 est donnée de manière à tenir compte des sujétions métallurgiques et mécaniques de la construction de la chambre à combustion et de la turbine. Ce choix implique une condition pour le coefficient d'excès d'air λ à réaliser lors de la combustion. Le combustible utilisé étant du gaz naturel, dont la composition volumétrique est donnée au chapitre I, la réaction de combustion peut s'écrire:



Le nombre de mole dans les produits est :

$$\Sigma n_i = 1,0768 + 10,0217 \lambda \quad (\text{IV.1})$$

La fraction molaire de l'O₂ dans les produits sera donc :

$$x_{\text{O}_2} = \frac{2,1054 (\lambda - 1)}{1,0768 + 10,0217 \lambda} \left[\frac{\text{mole d'O}_2}{\text{mole de produits}} \right] \quad (\text{IV.2})$$

d'où, le rapport massique de l'O₂ dans les produits :

$$V_{O_2} = X_{O_2} \frac{M_{O_2}}{M_g} \left[\frac{\text{kg d'O}_2}{\text{kg de gaz}} \right] \tag{IV.3}$$

$$V_{O_2} = \frac{2.1054 (\lambda - 1)}{1.0768 + 10.021\lambda} \cdot \frac{32 \cdot (1.0768 + 10.021\lambda)}{\{1.0932 \cdot 44 + 2.0286 \cdot 18 + 0.0019 \cdot 4 + 2.1054 \cdot (\lambda - 1) \cdot 32 + (7.9163\lambda + 0.0585) \cdot 28\}}$$

IV.1 - Choix du coefficient d'excès d'air

Une étude de H. H. Finckh & H. Pfost, [4], a révélé que le coefficient d'air optimal qui conduit au rendement maximum du cycle combiné correspondrait à un système utilisant une combustion modérée dans la chaudière à récupération avec un coefficient d'excès d'air $\lambda = 2,6$ (voir figure IV.1).

Dans le cas présent, il ne s'agit pas de récupérer simplement de la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz, mais d'utiliser carrément ces gaz comme comburant dans la chaudière conventionnelle appartenant à l'installation à laquelle on veut pratiquer le "Repowering". On ne peut donc pas se permettre de réaliser les échanges de chaleur avec un tel excès d'air.

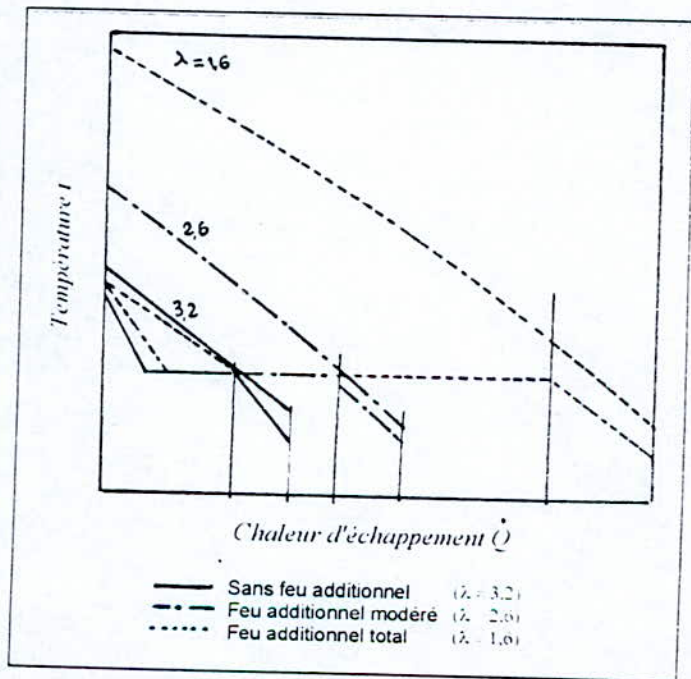


Fig. IV.1 - Diagramme t-Q du transfert de la chaleur d'échappement à un cycle à simple-pression avec différents degrés de feu additionnel

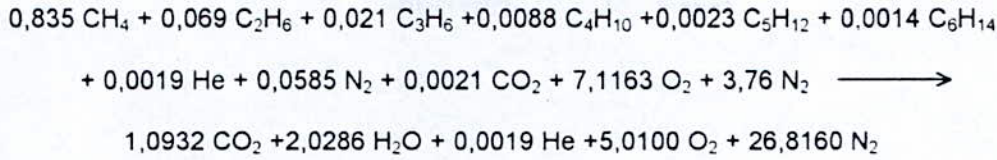
Un rapport sur le "Repowering" d'une centrale à vapeur de 600 MW installée à Groningen (Pays-Bas), [2], fait état d'une utilisation d'un pourcentage

massique de 16,1% en oxygène des gaz à la sortie de la turbine à gaz.

Un tel pourcentage correspondrait dans notre cas à un coefficient d'excès d'air λ , tel que :

$$\frac{67.3728\lambda - 67.3728}{289.0292\lambda + 18.8884} = 0.161 \Rightarrow \lambda = 3.38.$$

D'où, on écrit la réaction de combustion :



La composition molaire des produits serait alors :

$$\% \text{CO}_2 = 4,83; \quad \% \text{H}_2\text{O} = 3,67; \quad \% \text{He} = 0,00; \quad \% \text{O}_2 = 16,10; \quad \% \text{N}_2 = 75,40,$$

ce qui donne pour masse molaire apparente de ces produits : $M_g = 29,5 \text{ kg/kmol}$.

On admettra que la réaction de combustion dans la chambre de combustion se fait adiabatiquement, on aura donc :

$$h_p - h_r = 0, \quad (\text{IV.4})$$

où h_p , h_r sont respectivement les enthalpies des produits et des réactifs :

$$\begin{aligned}
 h_p &= 1,0932.(h_{f,\text{CO}_2} + \Delta h_{\text{CO}_2}(T_3)) + 2,0286.(h_{f,\text{H}_2\text{O}} + \Delta h_{\text{H}_2\text{O}}(T_3)) + 0,019.C_{p,\text{He}}(T_3 - T_d) + \\
 &2,1054.(\lambda - 1).\Delta h_{\text{O}_2}(T_3) + (7,9132\lambda + 0,0585).\Delta h_{\text{N}_2}(T_3). \\
 h_r &= 0,835.h_{f,\text{CH}_4} + 0,069.h_{f,\text{C}_2\text{H}_6} + 0,021.h_{f,\text{C}_3\text{H}_8} + 0,0088.h_{f,\text{C}_4\text{H}_{10}} + 0,0023.h_{f,\text{C}_5\text{H}_{12}} + 0,0014.h_{f,\text{C}_6\text{H}_{14}} + \\
 &0,0021.h_{f,\text{CO}_2} + 2,1054.(\Delta h_{\text{O}_2}(T_2) + 3,76\Delta h_{\text{N}_2}(T_2)).\lambda.
 \end{aligned}$$

où T_2 est la température de l'air à la sortie du compresseur et T_3 est la température des gaz de combustion à l'entrée de la turbine à gaz (voir diagramme T-s de la figure IV.3)

Après simplification et en utilisant les tables thermodynamiques JANAF (*Thermal Research Laboratory. The Dow Chemical Company, Midland, Michigan*), [6], on aboutit à la relation :

$$\begin{aligned}
 &1,0932.(-393522 + \Delta h_{\text{CO}_2}(T_3)) + 2,0286.(-241827 + \Delta h_{\text{H}_2\text{O}}(T_3)) + 20,786.(T_3 - 293) + 2,1054.(\lambda - 1).\Delta h_{\text{O}_2}(T_3) + \\
 &(7,9132\lambda + 0,0585).\Delta h_{\text{N}_2}(T_3) = -73076,18 + 2,1054.(\Delta h_{\text{O}_2}(T_2) + 3,76\Delta h_{\text{N}_2}(T_2)).\lambda. \quad (\text{IV.5})
 \end{aligned}$$

Il est visible que cette relation contient trois variables : le coefficient d'excès d'air λ , la température maximale T_3 et la température à l'entrée de la chambre de combustion T_2 .

IV.2 - Calcul approximatif du cycle de la turbine à gaz

La figure (IV.2) représente un schéma simplifié de l'installation de la turbine à gaz et la figure (IV.3) représente les évolutions du fluide moteur à travers le compresseur (C), la chambre de combustion (CC) et la turbine (T) sur un diagramme T-s.

On définit les rapports :

$$x = \frac{T_{2s}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad y = \frac{T_3}{T_1} \quad (IV.5,6)$$

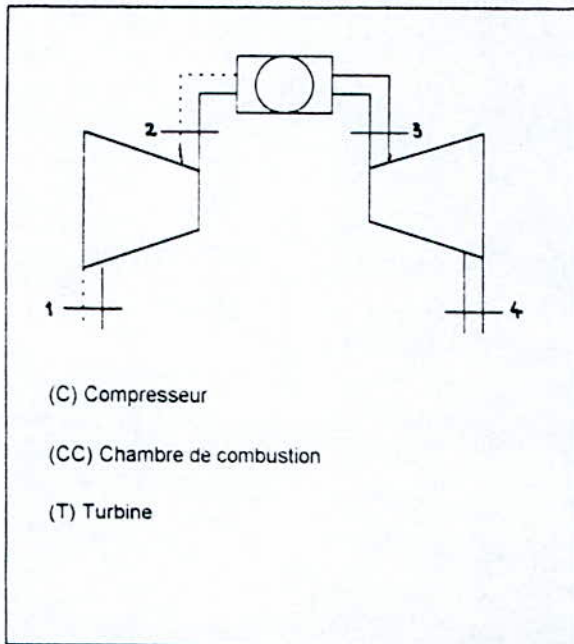


Fig. IV.2 - Schéma simplifié de la turbine à gaz

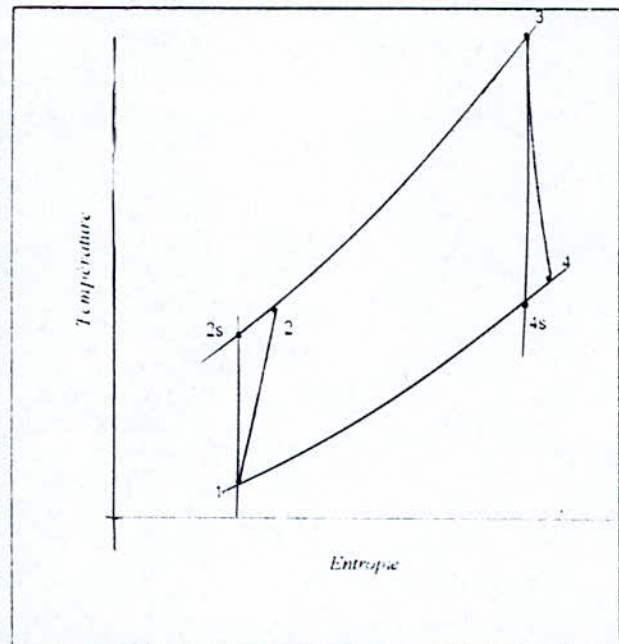


Fig. IV.3 - Diagramme T-s du cycle à gaz

En prenant en considération les rendements isentropiques du compresseur (η_C) et de la turbine (η_T), le travail spécifique net du cycle sera donné par :

$$\begin{aligned} w_{mG} &= (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1) \\ &= \eta_T C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{x} \right) - \frac{1}{\eta_C} C_p T_1 (x - 1) = C_p T_1 \frac{1}{\eta_C} \frac{(x_0 - x)(x - 1)}{x} \end{aligned} \quad (IV.7)$$

avec, $x_0 = \eta_C \cdot \eta_T \cdot y$,

et le rendement isentropique par :

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{(x_0 - x)(x - 1)}{\eta_C x(y - 1) - x(x - 1)} \quad (IV.8)$$

J. H. Horlock, a publié dans un article de la ASME (*American Society of Mechanical Engineering*), [5], la figure (IV.4), qui représente les courbes du rapport de compression optimum correspondant à des cycles combinés où la turbine à gaz a été optimisée soit pour un rendement du cycle à gaz maximum, soit pour un travail spécifique du cycle à gaz maximum. Les petits ronds représentent les rapports de compression pour des installations combinées opérationnelles.

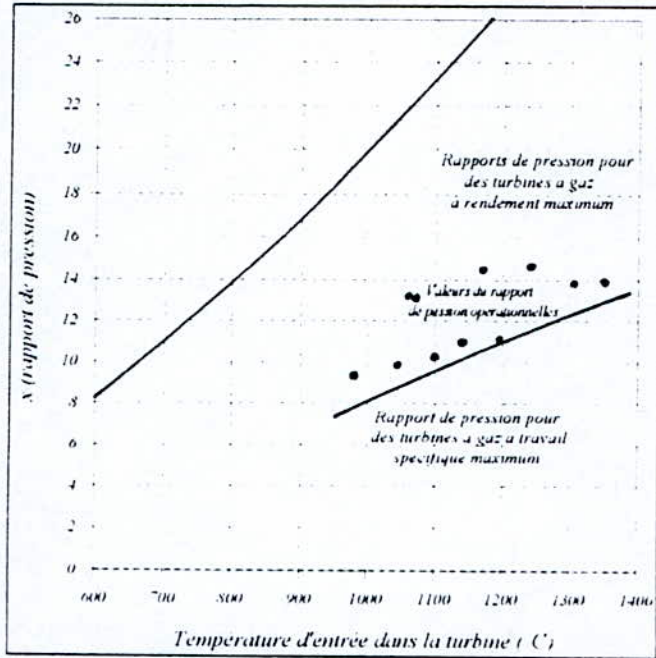


Figure IV.4 - Rapport de pression pour différentes installation de cycle combinés

On constate que les rapports de compression pratiqués

sur les installations déjà existantes sont beaucoup plus bas que ceux qui correspondent au maximum du rendement du cycle à gaz et sont plutôt voisins des rapports qui correspondent au maximum du travail spécifique du cycle à gaz.

On va donc choisir un rapport de compression qui maximise le travail spécifique donné par la relation (IV.7).

Ce rapport est obtenu en annulant la dérivée du travail spécifique par rapport à x et en vérifiant que la dérivée seconde est négative, on trouve :

$$x_{opt} = (x_0)^{1/2} = (\eta_C \cdot \eta_T)^{1/2} = (\eta_C \cdot \eta_T \cdot T_3 / T_1)^{1/2} \tag{IV.9}$$

Ce qui permet de calculer la température T_2 , à la sortie du compresseur, soit :

$$T_2 = T_1 \cdot \left(1 + \frac{(\eta_C \cdot \eta_T \cdot T_3 / T_1)^2 - 1}{\eta_C} \right) \tag{IV.10}$$

A présent, la seule inconnue de la relation (IV.5) reste T_3 , qui s'obtient par un calcul itératif :

$$T_3 = 1284 \text{ K.}$$

$$y = \frac{T_3}{T_1} = \frac{1284}{293} = 4,3823.$$

$$x_0 = \eta_C \cdot \eta_T \cdot y = 3,3524.$$

$$C_p = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} = \frac{1,4 \cdot 0,287}{0,4} = 1,005 \text{ kJ/kg.K. et } \frac{\gamma - 1}{\gamma} = \frac{1}{3,5}.$$

Pour avoir un travail spécifique w_{mG} maximum par kg de fluide moteur, le rapport de compression d'air x_{opt} dans le compresseur est :

$$x = \sqrt{x_0} = \sqrt{3,3524} = 1,8310.$$

d'où :

$$\frac{P_2}{P_1} = 1,8310^{3,5} = 8,306.$$

Ainsi, on calcule le rendement et le travail spécifique du cycle à gaz :

$$\eta_{IG} = \frac{(x_0 - x) \cdot (x - 1)}{\eta_C \cdot x \cdot (y - 1) - x \cdot (x - 1)} = \frac{(3,3524 - 1,8310) \cdot 0,8310}{0,85 \cdot 1,8310 \cdot (4,3823) - 1,8310 \cdot 0,8310} = 0,338.$$

$$w_{mG} = C_p T_1 \cdot \frac{1}{\eta_C} \cdot \frac{(x_0 - x) \cdot (x - 1)}{x} = 1,005 \cdot 293 \cdot \frac{1}{0,85} \cdot \frac{(3,3524 - 1,8310) \cdot 0,8310}{1,8310} = 239,3 \text{ kJ/kg.}$$

Pour un rendement mécanique du groupe de 0,965 et un rendement des accessoires de 0,98, le rendement total du cycle à gaz sera :

$$\eta_{tot} = \eta_A \cdot \eta_t \cdot \eta = 0,319.$$

Le débit des gaz à la sortie de la chambre de combustion sera :

$$\dot{m}_G = W_G / (w_{mG} \cdot \eta) = 44 \cdot 10^3 / (238,3 \cdot 0,965) = 190,54 \text{ kg/s.}$$

IV.3 - Calcul numérique exact du cycle de la turbine à gaz

Pour l'ensemble des calculs ci-après, se référer au diagramme (T-s) de la figure (IV5) représentant l'évolution du fluide moteur du cycle à gaz.

Le calcul approximatif a été effectué avec les hypothèses suivantes :

1. Le fluide ne change pas de nature lorsqu'il parcourt tout le cycle, alors qu'étant de l'air jusqu'à l'entrée de la chambre de combustion, point 2, de la figure(IV.5), il s'agit de gaz résultant de la combustion dans le reste du circuit.
2. Tout le long du cycle les chaleurs massiques du fluide moteur gardaient une valeur invariable et que de ce fait, il en était ainsi également pour le rapport $\gamma = C_p / C_v$.
3. L'augmentation d'enthalpie du fluide de 2 à 3 a été considérée comme si elle avait lieu de manière strictement isobare, alors qu'en réalité l'écoulement dans la chambre de combustion ne s'effectue pas sans pertes de charge.

A présent, on considère la perte de charge dans la chambre de combustion et on écrit que :

$$\frac{P_3}{P_4} = \alpha \frac{P_2}{P_1} \quad \text{avec } \alpha < 1.$$

Houberechts, [2], recommande de prendre $\alpha = 0,97$ pour les installations sans échangeur,

et

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = \beta \frac{T_{2s}}{T_1} = \beta x, \quad \text{avec } x = \frac{T_{2s}}{T_1}.$$

On déterminera la relation entre β et α par la suite.

En ce qui concerne la seconde approximation, la chaleur massique $C_{p,g}$ des gaz se détendant dans la turbine étant supérieure à celle $C_{p,a}$ de l'air passant par le compresseur, on aura pour travail spécifique :

$$w_{mG} = C_{p,g} \cdot T_3 \cdot \eta_T \left(1 - \frac{1}{\beta x} \right) - \frac{1}{\eta_C} \cdot C_{p,a} \cdot T_1 \cdot (x - 1), \quad (\text{IV.11})$$

La chaleur spécifique des gaz est obtenue à partir de leur composition en utilisant les chaleurs spécifiques moyennes des constituants entre 600 K et 1200 K et pour chaleur spécifique de l'air, on a pris la valeur moyenne entre la température ambiante et 500 K :

$$C_{p,g} = 1,1909 \text{ kJ/kg.K,}$$

$$C_{p,a} = 1,0296 \text{ kJ/kg.K.}$$

d'où :

$$\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)_g = \frac{0,3333}{1,3333} = 0,2500; \quad \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)_a = \frac{0,3865}{1,3865} = 0,2788.$$

Il vient alors, puisque $0,2500 / 0,2788 = 0,8967$, que :

$$\beta x = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{0,2500} = \left(\alpha \frac{P_2}{P_1} \right)^{0,2500} = \alpha^{0,2500} \cdot x^{0,8967}$$

A présent, la valeur de x qui maximise le travail w_{mG} , s'obtient comme dans le calcul approximatif en vérifiant les conditions :

$$\frac{dw_{mG}}{dx} = 0, \quad \text{et} \quad \frac{d^2 w_{mG}}{dx^2} < 0.$$

En explicitant cette condition, en partant de l'équation (IV.7) donnant w_m , on obtient l'équation :

$$\frac{0,8967 \cdot C_{p,g} \cdot T_3 \cdot \eta_T}{\beta x^2} - \frac{1}{\eta_C} \cdot C_{p,a} \cdot T_1 = 0.$$

dont la racine, après substitution de βx par sa valeur, est :

$$x_{opt} = \left(\frac{0,8967 \cdot C_{p,g} \cdot \eta_T \cdot T_3}{\frac{1}{\eta_C} \cdot C_{p,a} \cdot T_1 \cdot \alpha^{0,2500}} \right)^{\frac{1}{1,8967}}$$

En remplaçant α par sa valeur, on trouve :

$$x_{opt} = 1,888,$$

par itération, on trouve la valeur de $T_3 = 1223,7$ K, d'où, ce qui suit :

le travail moteur de la turbine est :

$$\begin{aligned} w_{mG} &= C_{p,g} \cdot T_3 \cdot \eta_T \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta \cdot x} \right) - \frac{1}{\eta_C} \cdot C_{p,a} \cdot T_1 \cdot (x - 1), \\ &= 1,1909 \cdot 1223,764 \cdot 0,90 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,7546} \right) - \frac{1}{0,85} \cdot 1,0296 \cdot 293 \cdot (1,888 - 1) = 248,9 \text{ kJ/kg}. \end{aligned}$$

le travail développé par la turbine est :

$$w_{TG} = C_{p,g} \cdot T_3 \cdot \eta_T \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta \cdot x} \right) = 1,1909 \cdot 1223,7 \cdot 0,90 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,7546} \right) = 564,1 \text{ kJ/kg}.$$

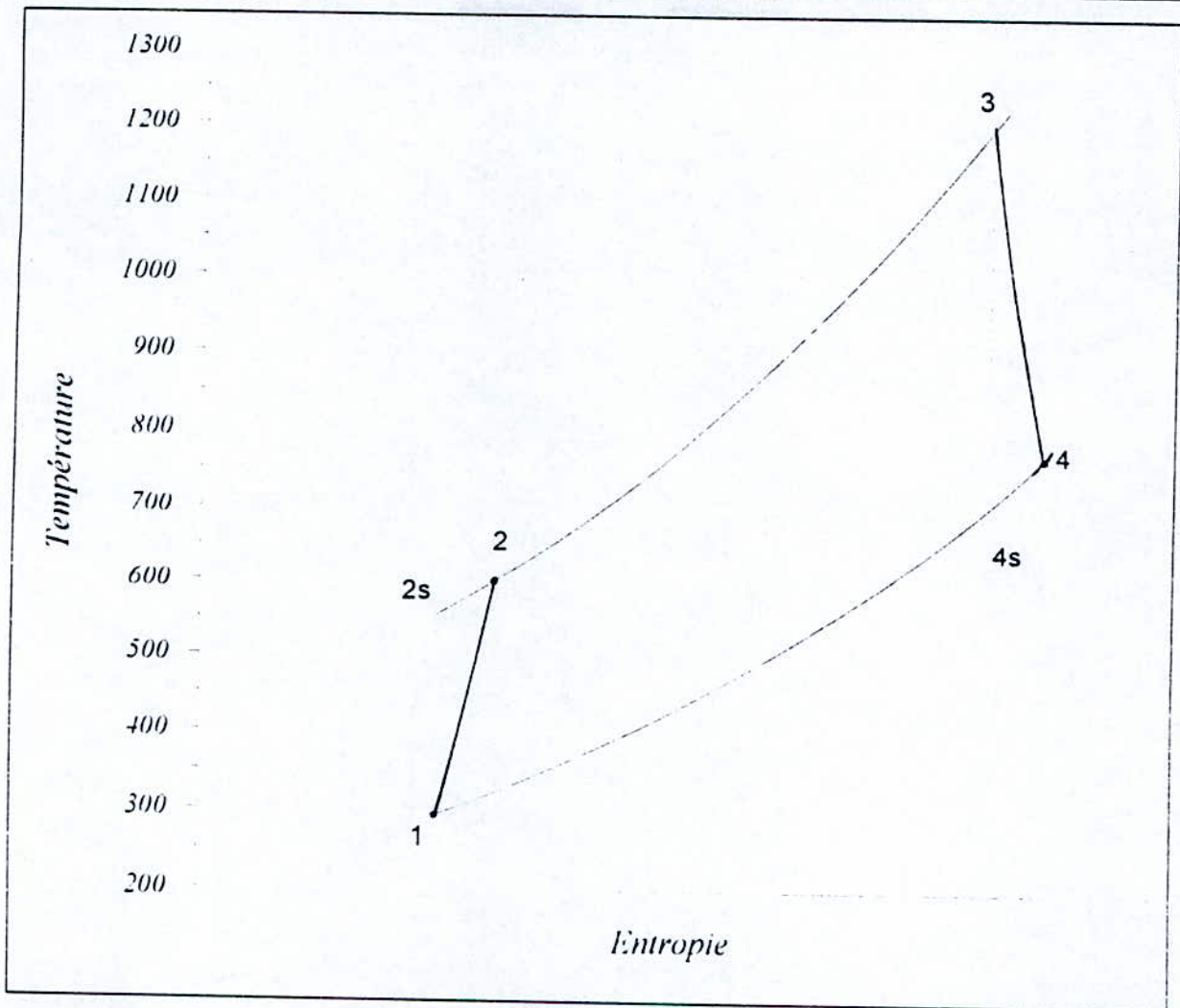


Fig. IV.5 - Diagramme T-s représentant les évolutions du fluide moteur

celui consommé par le compresseur :

$$w_{CG} = \frac{1}{\eta_C} \cdot C_{p,a} \cdot T_1 \cdot (x - 1) = \frac{1}{0,85} \cdot 1,0296 \cdot 293 \cdot (1,888 - 1) = 315,2 \text{ kJ/kg},$$

enfin, le rendement thermique de la machine est :

$$\eta_{IG} = \frac{w_{mG}}{C_{p,g} \cdot \left((T_3 - T_1) - \frac{1}{\eta_C} \cdot T_1 \cdot (x - 1) \right)} = \frac{248,9}{1,1909 \cdot \left((1223,7 - 293) - \frac{1}{0,85} \cdot 293 \cdot 0,888 \right)} = 0,335.$$

Enfin, le rendement total de la machine devient :

$$\eta_{\text{totG}} = \eta_A \cdot \eta_{\text{tG}} \cdot \eta = 0,98 \cdot 0,335 \cdot 0,965 = 0,316.$$

Pour une puissance utile de $W_G = 44$ MW, la consommation du combustible par seconde est de :

$$m_{\text{cg}} = \frac{W_G}{\eta_{\text{tot}} \cdot \text{PCI}} = 2,25 \text{ kg / s},$$

ce qui correspond à une consommation spécifique nette de : $C_n = 3600 / 0,316 = 11392,41$ kJ / kWh.

Le débit des gaz à l'échappement est :

$$m_g = W / (w_m \cdot \eta) = 44 \cdot 10^3 / (313,6 \cdot 0,962) = 183,76 \text{ kg / s}.$$

Le débit molaire de ces fumées est donc :

$$n_g = 183,76 / 29,5 = 6,229 \text{ kmol / s}.$$

La quantité de l'oxygène contenue dans les gaz :

$$m_{\text{O}_2} = 183,76 \cdot 0,161 = 29,59 \text{ kg / s}.$$

Rappelons que lorsque la centrale mère fonctionne à 60% de sa charge totale, elle utilise un débit d'air de $77,9 \text{ m}^3 / \text{s}$, à charge totale, elle aura donc besoin d'un débit d'air de :

$$v_a' = 77,9 \cdot (100 / 60) = 129,83 \text{ m}^3 / \text{s},$$

soit un débit massique de :

$$m_a' = p \cdot v / (r \cdot T) = 100 \cdot 129,83 / (0,287 \cdot 273) = 165,71 \text{ kg / s}$$

correspondant à un contenu en oxygène de :

$$m_{\text{O}_2} = 165,71 \cdot 0,23 = 38,11 \text{ kg / s},$$

le défaut d'oxygène dans les gaz comburant pour le fonctionnement à pleine charge sera évalué à :

$$38,11 - 29,59 = 8,52 \text{ kg / s},$$

ce qui correspond à son tour à un débit d'air supplémentaire à ramener par le ventilateur de soufflage

$$m_a = 8,52 / 0,23 = 37,04 \text{ kg / s},$$

soit,

$$\dot{n}_3 = 37,04 / 28,94 = 1,280 \text{ kmol / s.}$$

La température des gaz à la sortie de la turbine à gaz s'obtient ainsi :

$$T_3 / T_{4s} = \beta \cdot x \Rightarrow T_{4s} = T_3 / \beta \cdot x = 697,42 \text{ K,}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_T \cdot (T_3 - T_{4s}) = 750,05 \text{ K} = 477,05 \text{ °C.}$$

P_2/P_1	m_{cg}	m_a	T_4	W_G	m_g
9,80	2,25 kg/s	37,04 kg/s	477,05 °C	44 MW	183,76 kg/s

Tableau IV.1 - Tableau des résultats principaux du calcul de la turbine à gaz

SECTION C - "REPOWERING" DE L'INSTALLATION A VAPEUR CONSIDEREE ET ANALYSE DU CYCLE AINSI MODIFIE

On se propose dans cette section d'étudier le cycle à vapeur obtenu en utilisant comme comburant dans la chaudière, les gaz d'échappement de la turbine à gaz, contenant une proportion de 16,1% en masse d'oxygène. Les gaz produits par la chaudière sont à leur tour utilisés dans deux réchauffeurs, l'un réchauffe de la vapeur à haute pression et l'autre de la vapeur à basse pression. dans la suite, on les appellera; réchauffeurs de vapeur utilisant les fumées (RVF); ils sont placés parallèlement aux régénérateurs à vapeur de l'installation-mère.

IV.4 - Analyse du cycle à vapeur modifié

La figure (IV.6) représente un schéma simplifié du bilan thermique de la chaudière, lieu de la post-combustion utilisant les gaz sortant de la turbine à gaz à une température de 477,05 °C comme air comburant. Les fumées résultant de la post-combustion ayant lieu dans la chaudière quittent cette dernière à une température T_1 à déterminer, ainsi que la température d'entrée de l'eau d'alimentation à la chaudière, T_1 . Les caractéristiques de la vapeur à la sortie de la chaudière ainsi qu'au niveau du resurchauffeur sont fixées comme dans le cycle initial. Le calcul du cycle à vapeur se fera de la manière suivante : On choisit une température de l'eau d'alimentation à l'entrée de la chaudière T_1 , en fixant le débit de vapeur principal, ceci nous permettra de calculer la quantité de chaleur reçue par la vapeur dans la chaudière. Ensuite, en fixant le rendement du générateur de vapeur, on calcule la quantité de chaleur libérée par la combustion, ce qui nous mènera au débit de combustible utilisé dans la post-combustion. A présent le bilan thermique du générateur de vapeur dont tous les paramètres des entrées-sorties sont fixés sauf la température des fumées, nous permettra de déterminer cette dernière.

Enfin, on fait conjointement les bilans des réchauffeurs utilisant les fumées et de ceux utilisant les soutirages de vapeur pour calculer les débit de soutirages et la température de l'eau d'alimentation à l'entrée de la chaudière. Si la valeur trouvée de cette dernière est la même que celle

qu'on lui a choisie auparavant, les calculs sont bons, sinon il faut reprendre depuis le début avec cette nouvelle valeur de la température T_1 , et ainsi jusqu'à ce que le processus itératif converge.

Explicitons plus en détails les étapes de calcul énumérées ci-dessus.

La quantité de chaleur reçue par la vapeur dans la chaudière est donnée par :

$$Q_v = m_v (h_2 - h_1) + m_{vr} (h_4 - h_3)$$

$$Q_v = m_v (3426,2 - h_1) + m_v (1 + \sum X_i - X_{vi}) \cdot (3537,3 - 3058,0) / (1 + \sum X_i) \quad (IV.12)$$

où h_1 dépend de la température T_1 .

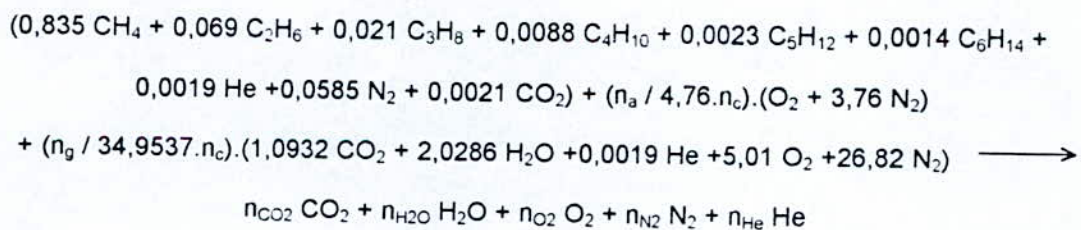
Compte tenu de la température élevée des gaz comburants à l'entrée du générateur de vapeur, on prendra pour rendement de ce dernier, la valeur de : 0,94, ce qui donne la quantité de chaleur libérée par la post-combustion, soit :

$$Q_c = Q_v / 0,94$$

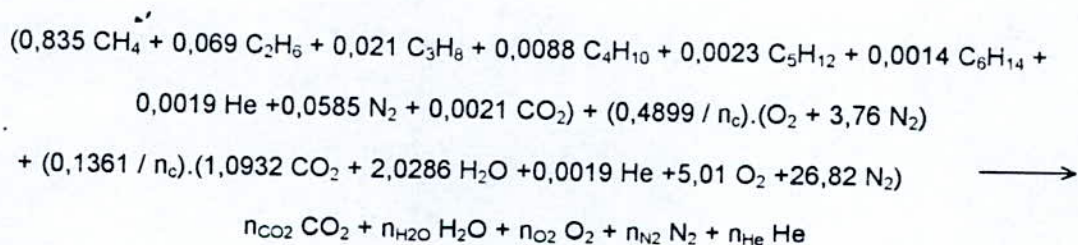
Ainsi, le débit de combustible concernant cette post-combustion sera :

$$m_c = Q_c / PCI = Q_v / (0,94 \cdot 46595,3)$$

La réaction de combustion s'écrit pour une kmole de combustible, compte tenu des débits de combustible n_c , des gaz comburés n_g , d'air d'appoint n_a et des compositions volumétriques de ces trois mélanges comme suit :



soit encore :



ou les n_{CO_2} , $n_{\text{H}_2\text{O}}$, n_{O_2} , n_{N_2} et n_{He} ne sont fonction que du débit de combustible :

$$n_{\text{CO}_2} = 0,1488 / n_c + 1,0932, \quad n_{\text{H}_2\text{O}} = 0,2761 / n_c + 2,0286,$$

$$n_{O_2} = 1,1757 / n_c - 2;1054, \quad n_{N_2} = 5,4922 / n_c + 0,0585,$$

$$n_{He} = 0,0003 / n_c + 0,0019.$$

Par ailleurs, le débit molaire des fumées est donné par :

$$n_f = n_c (n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{He}) = 1,0768 n_c + 7,0930$$

IV.5 - Bilan thermique du générateur de vapeur

En négligeant la chaleur dissipée dans l'environnement par les parois de la chaudière qui représente en réalité moins de 2% des pertes emportées par les fumées, le bilan thermique de la chaudière s'établit comme suit :

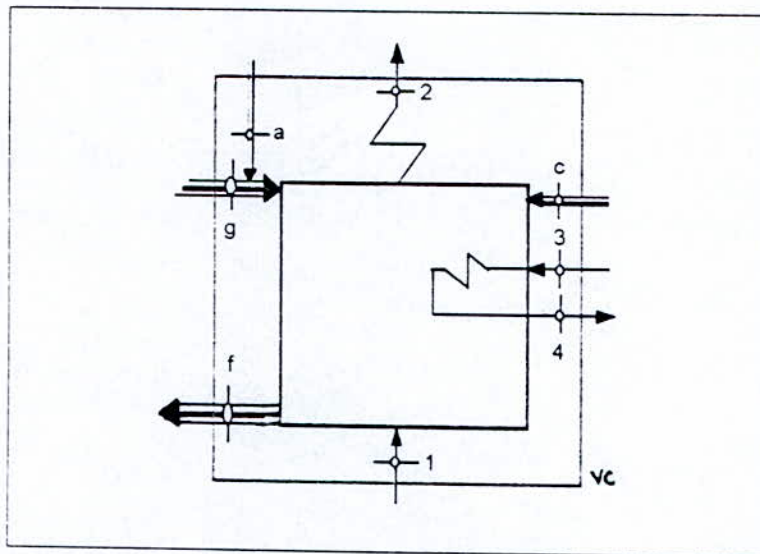


Fig. IV.6 - Bilan thermique du générateur de vapeur

$$\sum_{\text{sorties}} H = \sum_{\text{entrées}} H.$$

soit, en explicitant :

$$m_v \cdot h_2 + m_{vr} \cdot h_4 + m_f \cdot h_f = m_v \cdot h_1 + m_{vr} \cdot h_3 + n_c \cdot h_c + n_a \cdot h_a + n_g \cdot h_g,$$

soit en réarrangeant :

$$[m_v \cdot (h_2 - h_1) + m_{vr} \cdot (h_4 - h_3)] + m_f \cdot h_f - n_c \cdot h_c - n_a \cdot h_a - n_g \cdot h_g = 0,$$

ou enfin :

$$Q_v + m_f \cdot h_f - n_c \cdot h_c - n_g \cdot h_g = 0, \tag{IV.13}$$

avec les notations de la figure (IV.6), $n_a \cdot h_a$ étant négligé considérant que l'air ramené par le ventilateur de soufflage est à une température très voisine de la température standard.

L'équation (IV.13) est de la forme $f(T_f, T_1) = 0$.

IV.6 - Bilan thermique du réchauffeur B2

On se porte à la figure (IV.7) pour l'établissement de la relation :

$$0,42 (1 + \sum X_i) m (h_{9,v} - h_{7,(IV)}) = m_f \cdot C_{p,f} \cdot (T_f - T_{f,12}) \quad (IV.14)$$

et le bilan du processus de mélange à l'entrée du générateur de vapeur fournit l'équation :

$$0,42 (1 + \sum X_i) m h_{9,v} + 0,58 (1 + \sum X_i) m h_{7,vI} = (1 + \sum X_i) m h_1 \quad (IV.15)$$

Dans les trois équations des bilans (IV.13), (IV.14) et (IV.15), les inconnues sont :

- T_f : température des fumées à la sortie de la chaudière,
- T_1 : température (enthalpie, h_1) de la vapeur à l'entrée de la chaudière,
- $T_{9,v}$: température de l'eau alimentaire à la sortie du réchauffeur B2,
- $T_{f,12}$: température des fumées à la sortie du réchauffeur B2 et enfin,
- n_c : débit de combustible utilisé dans la chaudière.

Si l'on suppose une différence de température de 40 °C entre l'eau à son entrée dans le réchauffeur B2 et les fumées quittant ce dernier, la température des fumées après le passage par le réchauffeur B2 sera :

$$T_{f,12} = T_{7,(IV)} + 140 = 155 + 40 = 195 \text{ °C},$$

De plus, on remarquera que dans les trois équations (IV.13), (IV.14) et (IV.15), les paramètres T_1 et n_c sont dépendants, ce qui ramène le nombre d'inconnues dans ces équations à trois. Cependant, ces trois équations constituent un système implicite qui ne peut être résolu directement pour trouver les inconnues qui sont : T_f , T_1 et $T_{9,v}$. Alors, on procédera de la manière suivante :

1. On choisit d'abord une valeur pour T_1 .
2. On calcule ensuite le débit de combustible en utilisant les relations développées précédemment.
3. Un calcul itératif nous permettra ensuite de déterminer la température des fumées à partir du bilan de la chaudière, équation (IV.13).
4. Le bilan du réchauffeur B2, équation (IV.14), nous permettra enfin de calculer $T_{9,v}$.
5. Le bilan du processus de mélange, équation (IV.15), servira à la vérification de la valeur choisie pour T_1 . Si la valeur calculée à partir de cette équation diffère de la valeur choisie, on reprend les

calculs à partir de l'étape 2 avec la nouvelle valeur de T_1 et ainsi jusqu'à la convergence de la procédure, les dernières valeurs trouvées pour T_1 , T_f , $T_{9,v}$ et n_c seront retenues.

Enfin, pour vérifier que les échanges thermiques dans le réchauffeur B2 sont possibles et acceptables d'un point de vue économique, on calcule son efficacité et on s'assure qu'elle n'est ni exagérée, ni sous-estimée.

IV.7 - Bilan thermique du réchauffeur B1

En se référant à la figure (IV.7), on écrit le bilan du réchauffeur B1.

$$m_f C_{p,f} (T_{f,12} - T_{f,1}) = 0,42 m (1 + \sum X_i) (h_{9,III} - h_{7,I}) \quad (IV.16)$$

Dans cette équation, les seules inconnues sont les températures de sortie des fumées $T_{f,1}$ et de la vapeur $T_{9,III}$.

On fixe la température $T_{f,1}$ comme on a procédé précédemment avec la température $T_{f,12}$ et on trouve :

$$T_{f,2} = T_{f,1} + 40 = 71,66 + 40 \approx 112 \text{ °C}$$

Ceci permettra de calculer $h_{9,III}$ et par suite $T_{9,III}$.

A présent, il reste à calculer les débits de vapeur de soutirage, X_i , X_{II} , ..., X_{VI} et la température de l'eau d'alimentation à l'entrée du dégazeur, $T_{7,(III)}$.

Pour ce faire, on dispose des bilans thermiques des six réchauffeurs à soutirage de vapeur A1, A2, ..., A6 et du bilan du processus de mélange ayant lieu juste en amont du dégazeur.

IV.8- Bilan thermique des réchauffeurs A1, A2, ..., A6

- Réchauffeur A1 :

$$(h_{5,I} - h_{7,I}) X_I = h_{7,I} - h_7$$

- Réchauffeur A2 :

$$0,58 (h_{7,I} - h_{7,II}) X_I + (h_{5,II} - 0,42 h_{7,I} - 0,58 h_{7,II}) X_{II} + (-0,42 h_{7,I} - 0,58 h_{7,II}) X_{III} - 0,42 (h_{7,I} - h_{7,II}) (X_{IV} + X_V + X_{VI}) = h_{7,II} - h_{7,I}$$

- Réchauffeur A3 :

$$0,58 (h_{7,II} - h_{7,III}) (X_I + X_{II}) + (h_{5,III} - 0,42 h_{7,II} - 0,58 h_{7,III}) X_{III} - 0,42 (h_{7,II} - h_{7,III}) (X_{IV} + X_V + X_{VI}) = h_{7,III} - h_{7,II}$$

- Réchauffeur A4 :

$$(h_{7,(III)} - h_{7,IV}) (X_I + X_{II} + X_{III}) + (h_{5,IV} - h_{7,IV}) X_{IV} + (h_{7,(IV)} - h_{7,IV}) (X_V + X_{VI}) = h_{7,IV} - h_{7,(III)}$$

•Réchauffeur A5 :

$$0,58(h_{7,(IV)} - h_{7,V}) (X_I + X_{II} + X_{III} + X_{IV}) + (h_{5,V} - 0,42 h_{7,(IV)} - 0,58 h_{7,V}) X_V + 0,42 (h_{7,V} - h_{7,(IV)}) X_{VI} = h_{7,V} - h_{7,IV}$$

•Réchauffeur A6 :

$$0,58 (h_{7,V} - h_{7,VI}) (X_I + X_{II} + X_{III} + X_{IV} + X_V) + (h_{5,VI} - 0,42 h_{7,V} - 0,58 h_{7,VI}) X_{VI} = 0,58 (h_{7,VI} - h_{7,V})$$

où après substitution des paramètres connus par leurs valeurs :

$$\begin{cases} 2327,2 X_I = 139 & (IV.17.1) \\ 50,2 X_I + 2363,4 X_{II} - 350,1 X_{III} + 36,3 (X_{VI} + X_V + X_{VI}) = 86,5 & (IV.17.2) \\ 51,4 (X_I + X_{II}) + 2393,6 X_{III} + 37,3 (X_{IV} + X_V + X_{VI}) = 88,7 & (IV.17.3) \\ (h_{7,(III)} - 645,5) (X_I + X_{II} + X_{III}) + 2421,2 X_{IV} + 23,1 (X_{IV} + X_V) = 645,5 - h_{7,(III)} & (IV.17.4) \\ 89,3 (X_I + X_{II} + X_{III} + X_{IV}) + 2509,3 X_V + 64,6 X_{VI} = 160,1 & (IV.17.5) \\ 114,898 (X_I + X_{II} + X_{III} + X_{IV} + X_V) + 2120,6 X_{VI} = 114,898 & (IV.17.6) \end{cases}$$

Le bilan du processus de mélange donne :

$$(1 + X_I + X_{II} + X_{III}) h_{7,(III)} = 0,42 (1 + \sum X_i) h_{9,III} + [0,58 (1 + X_I + X_{II} + X_{III}) - 0,42 (X_{IV} + X_V + X_{VI})] h_{7,III} \quad (IV.18)$$

On remarque que le système constitué des équations (IV.17.1 à IV.17.6) aurait été linéaire s'il n'y avait pas la variable de $h_{7,(III)}$ [$T_{7,(III)}$]. Ceci nous suggère la méthode de résolution suivante :

On choisit une valeur pour $h_{7,(III)}$ et on résout le système d'équations précédent devenu linéaire à six inconnues qui sont les X_i . Ensuite, on doit s'assurer que le bilan du processus de mélange, équation (IV.18), est bien satisfait. Sinon, on choisit une autre valeur de $h_{7,(III)}$ et on recommence jusqu'à obtention de la solution unique qui satisfait toutes les équations (IV.17.1 à IV.17.6).

Ainsi s'achève le calcul des caractéristiques des fluides moteurs aux différents points pertinents du cycle modifié. Les résultats du calcul définitif sont groupés dans le tableau (IV.2), (le programme fortran permettant l'obtention de ces résultats est donnée en annexe A.2).

	h (kJ/kg)	P (MPa)	T (°C)
$f \equiv f_2$	-	-	322
1.	1186,7	17,5040	271,02

9_v	1415,9	17,7000	314,52
7_{v1}	1020,7	17,7000	235,91
f_{12}	-	-	195
9_{III}	716,3	0,0335	71,66
$7_{(III)}$	419,9	0,1597	100,20
f_1	-	-	112

Tableau IV.2 - Paramètres des points pertinents du cycle combiné

IV.9 - Calcul des performances du cycle combiné et comparaison avec le cycle original

A présent que le calcul des caractéristiques de la vapeur et des fumées tout le long de leurs circuits respectifs ^{a été fait}, on est en mesure d'établir les performances du nouveau cycle à vapeur et par suite celles du cycle combiné en vue de les comparer à celles du cycle à vapeur de l'installation-mère.

Le tableau ci-après, rassemble les résultats de ces calculs de performances et les réunit avec ceux déjà obtenus dans le chapitre III et la section (IV.C), pour le cycle à vapeur de l'installation originale et celui de la turbine à gaz respectivement :

Les caractéristiques principales	Unités	Avant "Repowering"	Après "Repowering"
Le débit de vapeur à l'entrée du corps HP de la turbine	kg/s	135,70	125,00
Le débit de vapeur à l'entrée du resurchauffeur	kg/s	127,02	118,30
Le débit de combustible utilisé dans la chaudière	kg/s	12,28	8,14
Le débit des fumées sortant du générateur de vapeur	kg/s	-	229,04
Le travail spécifique délivré sur l'arbre de la turbine	kJ/kg	1797,7	1826,0
L'action calorifique fournie à la vapeur	kJ/kg	3916,1	3718,3
$1 + \sum X_i$	-	1,3738	1,3903
La puissance de la turbine à vapeur	MW	176	169
Le débit du combustible dans la turbine à gaz	kg/s	-	2,25

Le débit des gaz à la sortie de la turbine à gaz	kg/s	-	183,76
La puissance de la turbine à gaz	MW	-	44
Débit du combustible	kg/s	12,28	10,39
Débit de la vapeur arrivant au condenseur	kg/s	98,78	90,58
La puissance totale	MW	176	213
Le rendement global de la centrale	-	0,3980	0,4403

Tableau IV.3 - Résultats comparatifs d'avant et après "Repowering"

Les relations utilisées pour le calcul des caractéristiques figurant sur le tableau ci-dessus ont été introduites au chapitre III, sauf pour le calcul du rendement global du cycle combiné qui s'obtient par la relation :

$$\eta_{\text{glob}} = \frac{W_V + W_G}{(m_{CV} + m_{CG}) \cdot \text{PCI}} \quad (\text{IV.19})$$

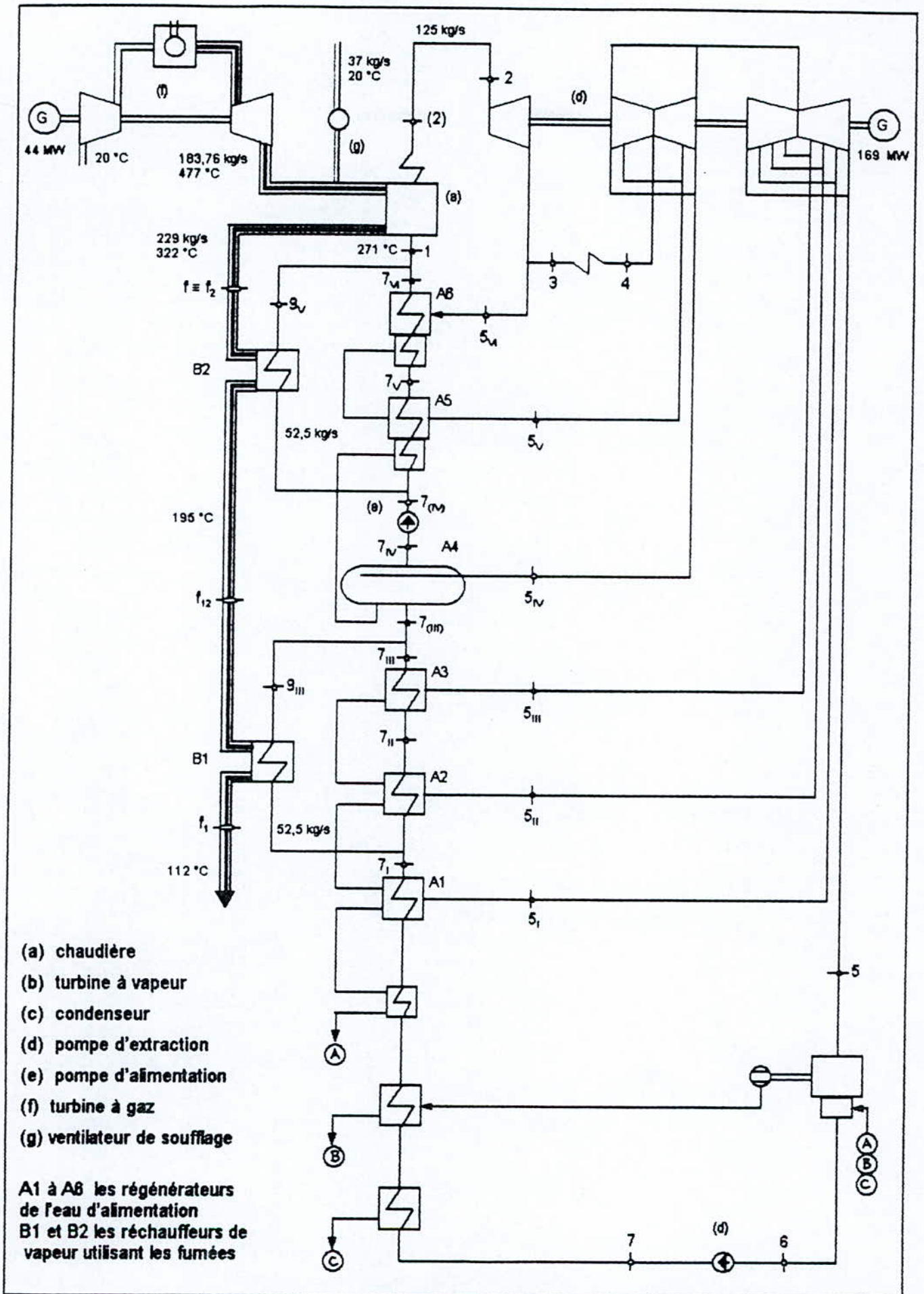


Fig. IV.7 - Diagramme thermique de la centrale après "Repowering"

CONCLUSION

La comparaison des résultats portés sur le tableau (IV.3) montre que le "repowering" nous a permis d'améliorer le rendement global de la centrale de plus de 4 points. Pour mesurer l'importance de cette amélioration, il suffit de remarquer, toujours d'après les résultats du tableau, qu'avec une consommation de combustible inférieure (10,39 kg/s au lieu de 12,28 kg/s pour l'installation-mère), on arrive à produire un supplément de puissance globale de 37 MW. Ceci est d'autant plus intéressant que :

- La resurchauffe et les soutirages ont été maintenus avec les mêmes caractéristiques que dans l'installation-mère, ce qui nous permettra de garder les mêmes turbines.
- Les débits de vapeur ont diminué, ce qui a pour conséquence le maintien du condenseur et de l'équipement électrique existant sans risque de les faire fonctionner en surcharge.

Comme investissement supplémentaire, en plus des équipements associés à la turbine à gaz, il y a seulement les deux réchauffeurs d'eau utilisant les fumées B1 et B2 et le circuit du supplément d'air amené par le ventilateur de soufflage.

D'un autre côté, la post-combustion dans la chaudière utilisant les gaz en provenance de la turbine à gaz comme air comburant, le réchauffeur d'air de l'installation-mère n'est plus utile et peut donc être retiré à moins qu'on veuille le laisser pour le cas où on aura éventuellement besoin de faire fonctionner le cycle à vapeur seul (par exemple en cas de panne de la turbine à gaz).

A vrai dire, des problèmes pourraient éventuellement survenir dans le générateur de vapeur lorsque le système fonctionne à charge partielle. Pour parer à ce genre de situation, il pourrait être nécessaire d'opérer quelques modifications en affectant, par exemple, à l'évaporateur des surfaces de transfert initialement appartenant à l'économiseur. Ceci se fait généralement sans difficultés, [3]. Cependant, dans le cadre de la présente étude, on s'est pas intéressé à cette question, ne possédant pas d'informations suffisantes sur la disposition et les caractéristiques des surfaces de transfert dans le générateur de vapeur d'une part, et sur le comportement de l'installation-mère aux charges partielles d'autre part.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

L'étude effectuée dans le cadre de ce projet a montré que le "repowering" permet d'atteindre des rendements voisins de ceux qui caractérisent les centrales conçues avec des cycles combinés à faible excès d'air. Ce résultat s'obtient moyennant un investissement minimum, ce qui, eu égard à la fréquence élevée d'utilisation de la centrale, devrait présenter un avantage économique global très intéressant. Le rendement de la centrale est passé de 0,40 avec le schéma initial à 0,44 avec le nouveau schéma. Si l'opération est appliquée aux quatre tranches de la centrale considérée, on pourrait produire $4 \times 37 = 148$ MW de puissance supplémentaire avec les deux avantages suivants :

1. Cette puissance sera obtenue avec un rendement de conversion élevé.
2. Les délais de réalisation des infrastructures nécessaires sont très courts (délais des installations des turbines à gaz).

Nous pensons qu'il est possible d'améliorer encore le rendement que nous avons obtenu, en essayant d'autres possibilités, mais nous pensons que ces possibilités vont induire d'autres investissements qu'il faudra inclure dans l'évaluation économique globale du projet pour voir quelle est la meilleure altération pour la centrale. On pourrait par exemple, au lieu de pratiquer de "repowering" de chacune des tranches séparément, essayer de trouver une turbine à gaz d'une plus grande puissance (en principe le double de celle qu'on a adopté) pour 2 groupes de production de vapeur.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] J.A. Brander & D.L. Chase,
Repowering Application Considerations.
Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Oct. 1992;
Transaction of the ASME.
- [2] A. Houberechts,
Thermodynamique Technique (tome I et II).
Troisième édition (Réimpression 1968).
- [3] H. Brückner, H.H. Finckh & J.J. Veenema,
Topping the Groningen Steam Turbine Plant With a Gas Turbine.
Gas Turbine Conference and Exhibition Anaheim, California, May-Jun. 1987.
Reprint of ASME Paper 87-GT-38.
- [4] H.H. Finckh & H. Pfof,
Development Potential of Combined-Cycle (GUD) Power Plants With and Without
Supplementary Firing.
Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Oct. 1992;
Transaction of the ASME.
- [5] J.H. Horlock,
Combined Power Plants - Past, Present, and Future.
Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Oct. 1992;
Transaction of the ASME.
- [6] G.J. Van Wylen,
Thermodynamique Appliquée.
Edition du Renouveau Pédagogique, Inc. Quebec, 1982.
- [7] C. Gérard,
Cycles Combinés Gaz - Vapeur.
Technique de l'Ingénieur. (B 1240).

ANNEXE

programme fortran permettant
l'optimisation du cycle de "Repowering"


```

dimension t1(804),h1(804),e(804),anc(804),anc_hc(804),Qv(804),
$Qvp(804),amf(804),anf_hf(804),ex(804),amc(804),X(6)
open(2,status='old',file='enthlp.dat')
open(3,status='old',file='temp.dat')
open(4,status='old',file='e.dat')
open(5,status='old',file='er.dat')
open(6,status='old',file='X.dat')
ang_hg=-86309
Cpf=1.15
write(*,*)'enter mv value, mv='
read*,amv
c   amv=125
write(*,*)'enter etaG value, etaG='
read*,etaG
c   etaG=0.94
write(*,*)'enter Tf value, [571.83;586.40] Tf='
read*,Tf
read(6,*)(X(i),i=1,6)
tf2=Tf-273
X16=x(1)+x(2)+x(3)+x(4)+x(5)+x(6)
12 continue
X13=x(1)+x(2)+x(3)
X46=X16-X13
SX=1+X16
c Tf=[600;700]
*   dhCO2_tf=-16154+48.45*Tf
*   dhH2O_tf=-11618+36.86*Tf
*   dhO2_tf=-10283+32.55*Tf
*   dhN2_tf=-9385+30.46*Tf
c tf=[500;600]
dhCO2_tf=-14696+46.02*Tf
dhH2O_tf=-10970+35.78*Tf
dhO2_tf=-9707+31.59*Tf
dhN2_tf=-8983+29.79*Tf
c Tf=[400;500]
*   dhCO2_tf=-13216+43.06*Tf
*   dhH2O_tf=-10420+34.68*Tf
*   dhO2_tf=-9207+30.59*Tf
*   dhN2_tf=-8793+29.41*Tf
Cp_He=20.78598
read(3,30)(t1(j),j=1,804)
read(2,30)(h1(j),j=1,804)
30 format(f10.6)
do 10 j=1,804
anc(j)=(0.5887-1.52E-4*h1(j))/etaG
c   anc(j)=0.6399-1.65E-4*h1(j)
amc(j)=anc(j)*18.98
amf(j)=amc(j)+37.04+183.76
anc_hc(j)=anc(j)*(-73076.18)
anCO2=1.0932+0.1488/anc(j)
anH2O=2.0286+0.2761/anc(j)
anO2=-2.1054+1.1757/anc(j)
anN2=0.0585+5.4922/anc(j)
anHe=0.0019+0.0003/anc(j)
c   Qv(j)=526477.46-135.70*h1(j)
Qv(j)=amv*(3426.2-h1(j)+(1+X16-X(6))*(3537.3-3058.0)/(1+X16))
anf_hf(j)=anc(j)*(anCO2*(-393522+dhCO2_tf)+anH2O*(-241827+
$dhH2O_tf)+anO2*dhO2_tf+anN2*dhN2_tf+anHe*Cp_He*(Tf-298))
Qvp(j)=anf_hf(j)-ang_hg-anc_hc(j)
ex(j)=Qv(j)+Qvp(j)
e(j)=abs(Qv(j)+Qvp(j))
write(5,40)ex(j)
40 format(f10.4)
write(4,*)t1(j),ex(j)
10 continue
emin=20

```

```

do 70 i=1,804
if(e(i).lt.emin) then
emin=e(i)
t=t1(i)
h=h1(i)
amci=amc(i)
amfi=amf(i)
h95=(h-0.58*1020.6)/0.42
h95p=(amfi*Cpf*(Tf-273-195))/(0.42*amv)+662.4
epx=h95-h95p
ep=abs(epx)
h93=(Cpf*amfi*(195-112))/(0.42*amv)+299.9
else
endif
70 continue
h7_3=(0.42*(1+x16)*h93+(0.58*(1+x13)-0.48*x46)*113.26)/(1+x13)
wm_v=362.9*SX+3537.3*(SX-x(6))-3066.7*(1+x13+x(4))-3302.*x(5)+
$3066.7*(1+x13)-2399.5-2627.1*x(1)-2713.5*x(2)-2831.4*x(3)
aqv=SX*(3426.2-h)+(SX-x(6))*(3537.3-3058)
eta=(wm_v+248.9)/(aqv+743.9)
Wv=(amv/SX)*wm_v*0.991
awv=Wv/1000
etglob=(Wv+44000)/(46595.3*(amci+1.8))
etglo=100*etglob
etg=100*eta
write(*,*)'le débit de la vapeur est, mv=',amv
write(*,*)'le redement du générateur, etaG=',etaG
write(*,*)'emin=',emin
write(*,*)'epx=',epx
write(*,*)' '
write(*,*)'la valeur de Tf=',tf2,' °C'
write(*,*)'la valeur de T1=',t,' °C'
write(*,*)'la valeur de h1=',h,' kJ/kg'
write(*,*)'la valeur de mc=',amci,' kg/s'
write(*,*)'la valeur de mf=',amfi,' kg/s'
write(*,*)'la valeur de h9V=',h95,' kJ/kg'
write(*,*)'la valeur de h9III=',h93,' kJ/kg'
write(*,*)'la valeur de h7(III)=',h7_3,' kJ/kg'
write(*,*)'la valeur de 1+SX(i)=' ,SX
write(*,*)'la valeur de wmv=',wm_v,' kJ/kg'
write(*,*)'la valeur de qv=',aqv,' kJ/kg'
write(*,*)'la puissance du cycle vapeur, Wv=',aWv,' MW'
write(*,*)'la valeur du rendement est ',etglo,'%'
15 format(f5.2)
stop
end

```