

UNIVERSITE HOUARI BOUMEDIENNE 15/80
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

302
المدرسة لوطنية للعلوم الهندسية
— المكتبة —
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

CONTRIBUTION A L'ETUDE DE L'EXTENSION DES CENTRALES THERMIQUES A VAPEUR DE LA SONELGAZ

المدرسة لوطنية للعلوم الهندسية
JANVIER 1980
— المكتبة —
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

Etude proposée par Mr LONPREZ, Ingenieur SONELGAZ,
suivie par Mr MILLET, Maitre de conference à l'ENPA
et réalisée par Mr NEDDAF Radouenè

REMERCIEMENT

Le travail m'a été confié par Mr Louprez, Ingénieur
et conseiller à la SONELGAZ.

Me faisant profiter de sa grande expérience et
de ses conseils, il a dirigé mon travail et
contribué à la présentation de mes résultats.

Je voudrais qu'il trouve ici, l'assurance de mon
respectueux et très fidèle attachement

Je suis très reconnaissant à Mr Millet,
Maître de conférence à l'école nationale
polytechnique d'Alger, qui a bien voulu
prendre la responsabilité du suivi de mon
travail. Ses conseils ont été très utiles
Je l'assure de mon entière amitié.

Je remercie Messieurs les professeurs DIMITROV
et STOYANOV qui ont bien voulu juger
mon travail.

Je remercie mon ami Farid Bencheikh pour
ses judicieux conseils et sa contribution.

Enfin mes remerciements vont à ma femme qui
a fait preuve d'un dévouement inlassable.

Je voudrais qu'elle trouve ici, l'assurance de
mon affectueuse reconnaissance

INTRODUCTION

1

L'objet du présent travail est l'étude des solutions d'extension et de rénovation des centrales thermiques vapeur d'eau, d'Oran, d'Alger et de Annaba.

Ce travail nous a été confié par Mr LONPREZ, Ingénieur et conseiller à la SONEGAS; il entre dans le cadre des préoccupations de la Société, laquelle, parallèlement à une politique dynamique de multiplication de nouveaux points de production de l'électricité, tient à rentabiliser au maximum, l'ensemble des installations déjà existantes.

2

Dans une centrale thermique, ce sont les chaudières qui sont soumises aux régimes les plus rudes du fait des températures. C'est pourquoi les travaux de rénovation ou d'extension concernent en premier lieu le remplacement (Repowering) de chaudières ou leur renforcement par différents moyens que nous venons plus loin.

3

Nous reprenons à notre compte, l'ensemble des résultats du projet sur la Récupération de chaleur perdue par la SONEGAS, conduit par Mr DIMITROU et étudié par Mr LAOJEL et MEKKI durant le précédent semestre (6/78).

Le projet a étudié l'extension de la Centrale à turbine à gaz de Bab-ezouar. Par souci de continuité, nous nous efforcerons, chaque fois que cela sera possible de reprendre les mêmes hypothèses afin de faciliter toute discussion comparative.

S O M M A I R E

1. Données générales P. 1
2. Solutions d'extension P. 12
3. Réchauffage de l'air P. 24
4. Réchauffage du fûel P. 65
5. Chaudière de récupération P. 79
6. Conclusion P.114
7. Sources d'information P.120

Chapitre 1

DONNEES GENERALES

- 1.1. Alger - port P. 2
- 1.2. Oran et Annaba P. 4
- 1.3. Turbine à gaz P. 7

Les installations actuelles de la centrale thermique vapeur d'Alger port date de 1958. Elles ont remplacé un matériel devenu trop vétuste devant le développement rapide de la consommation d'énergie électrique de la région d'Alger.

De 1930 à 1958, on pouvait dénombrer 3 groupes de 12 MW et un groupe de 8 MW soit une puissance totale installée de 44 MW. L'ensemble produisait de la vapeur surchauffée à 30 bars et 500°C et fonctionnait soit au charbon pulvérisé, soit au fuel lourd.

La nouvelle centrale compte 2 groupes d'une puissance unitaire de 60 MW et produisant de la vapeur à 88 bars et 540°C et fonctionnant soit au gaz naturel seul, soit au fuel lourd H_2O_2 seul, soit en mixte avec possibilité de secours immédiat au Fuel domestique.

Mais que la consommation optimale était de 5000 mth/kwh elle n'est plus aujourd'hui que de 2673 mth/kwh au gaz et de 2591 mth/kwh au fuel lourd (exprimée en PCS)

Chaudière

La chaudière a été construite par BABCOCK et WILCOX. Elle est timbrée à 107 bars et la circulation est naturelle. La chambre de combustion, en dépression, a une capacité maximale de production de 250 t/h en pointe. La vaporisation continue pour le plein chargement du groupe turbo-alternateur est de 230 t/h.

Turbine

La turbine à vapeur a été construite par l'usine "Schneider". C'est

(1) Le lecteur intéressé par plus de détail pourra consulter une brochure éditée par SONEGAS et donnant un grand nombre de données courtes sur cette centrale.

une turbine combinée à action et à réaction, à double flux d'échappement et comportant 2 corps. (haute pression et basse pression).

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

Condenseur

Le condenseur est construit par le SFAC; il est à double passages nettoyable. Il utilise l'eau de mer portuaire comme fluide refroidissant. Le vide au condenseur est assuré par une pompe à air LEBLANC à axe horizontal.

Poste d'eau

L'eau d'extraction aspirée dans les puits du condenseur par une moto-pompe SULZER par cours successivement.

- les refroidisseurs d'été
- les refroidisseurs d'hydrogène au nombre de 4 et installés dans le caisson de l'alternateur
- le chauffe-eau BP₁ de type tubulaire horizontal
- le chauffe-eau BP₂ de même type que BP₁
- le chauffe-eau BP₃ qui sert aussi de condenseur du distillateur
- le chauffe-eau BP₄ qui est un chauffe-eau dégazeur par mélange

Cet ensemble constitue le poste de chauffage basse pression.

La bache alimentaire constitue une réserve d'eau en charge à l'aspersion des ponts alimentaires.

3 pompes alimentaires SULZER refoulent l'eau à travers les 2 chauffe-eaux HP5 et HP6

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

Deux systèmes de sécurité sont également prévus pour faire face à tout incident.

Les caractéristiques techniques essentielles des centrales thermiques à vapeur d'ORAN et de ANNABA sont pratiquement identiques.

L'installation d'ORAN a débuté ses premiers kWh en décembre 1951 soit près de 10 mois après le commencement des travaux. Celle de ANNABA ne venait un temps plus court et entre en production en Novembre 1951 soit après 27 mois de travaux.

La puissance unitaire des groupes turbo-alternateur a été déterminée à partir de considérations économiques de façon à obtenir un bas prix de revient de kWh produit. Finalement, les techniciens ont opté pour le palier moyen de années 60 soit 25 MW.

Chaque centrale est formée, de 2 tranches autonomes constituées d'une turbine entraînant un alternateur principal de 25 MW et un alternateur auxiliaire de 2,1 MW et de 2 générateurs de vapeur de 55 à 75 t/h ainsi que des services auxiliaires nécessaires.

L'installation pour chaque groupe turbo-alternateur de 2 générateurs de vapeur au lieu d'un seul, bien que d'un prix plus élevé a été décidée parcequ'elle a paru mieux correspondre aux exigences du service que les centrales ont à assurer.

Les performances garanties sont de 2610 à 2620 cal/kWh (pour les charges comprises entre 21 et 26 MW) pour les groupes turbo-alternateur et pour les chaudières un rendement de 87% à 55 t/h.

Chaudières

Les caractéristiques de la vapeur à produire ont été définies à partir des cycles d'utilisation dans les turbines des groupes principaux soit un titre

(4) Même remarque qu'au I1. Les détails sont ici contenus dans une très luxueuse brochure disponible à la SONELGAZ. Le document, qui est soigneusement illustré, a été rédigé par les constructeurs de la centrale.

de 80 bars et une température de surchauffe de 510°C .

Le débit unitaire a été choisi de manière à assurer le fonctionnement d'un groupe turbo alternateur de 25 MW avec 2 chaudières en parallèle à leur régime économique, soit 55 t/h.

Le débit maximum en régime continu a été fixé à 70 t/h, et le débit en pointe de courte durée à 75 t/h.

Il en résulte la possibilité d'un fonctionnement de 2 groupes turbo-alternateurs avec seulement 3 des 4 chaudières.

Turbines et alternateurs

C'est également une turbine combinée à action et à réaction comme pour Alger port.

Pour chacune des centrales, les CEM et BBC⁽¹⁾ ont livré 2 groupes turbo-alternateur d'une puissance unitaire de 26500 kW avec les postes de condensation, de dégazage et de distillation nécessaires à leur fonctionnement.

Chaque groupe dont la vitesse de rotation est de 3000 tr/min se compose de :

- 1 turbine à vapeur de 26,5 MW prévue pour être alimentée par des vapeurs à 65 kg/cm^2 et à $\theta = 500^{\circ}\text{C}$
- 1 alternateur principal de 31250 kVA soit 25000 kW sous $\cos \varphi = 0,8$ et ses excitatrices.
- 1 alternateur auxiliaire de 2625 kVA soit 2100 kW sous $\cos \varphi = 0,8$ et son excitatrice.

Poste d'eau

L'installation de condensation, de réchauffage, de dégazage et de distillation d'eau, et de récupération des purges est l'œuvre de la S.C.A.M.

Le circuit d'eau d'alimentation des chaudières a un débit moyen maximum de 115 t/h se répartissant entre 85 t/h d'eau d'extraction et 30 t/h

(1) Entente il s'agit du même groupe industriel. CEM est la filiale Française :

De cette façon, la température finale de chauffage à la bache d'aération est de 180°C.

Condenseur

Le condenseur par surface est du type nettoyable en marche à 2 passages d'eau de circulation.

Le vide est assuré au démarrage par un éjecteur et en marche normale par une pompe LEBLANC.

I3. Turbines à gaz ⁽¹⁾

Nous utiliserons tout au long de nos travaux des turbines à gaz BBC type 9. Elles font partie de la génération actuelle de turbines à gaz moyennes commercialisées par les grandes sociétés d'ingénierie.

Les turbines à gaz actuelles sont caractérisées par les aspects fondamentaux

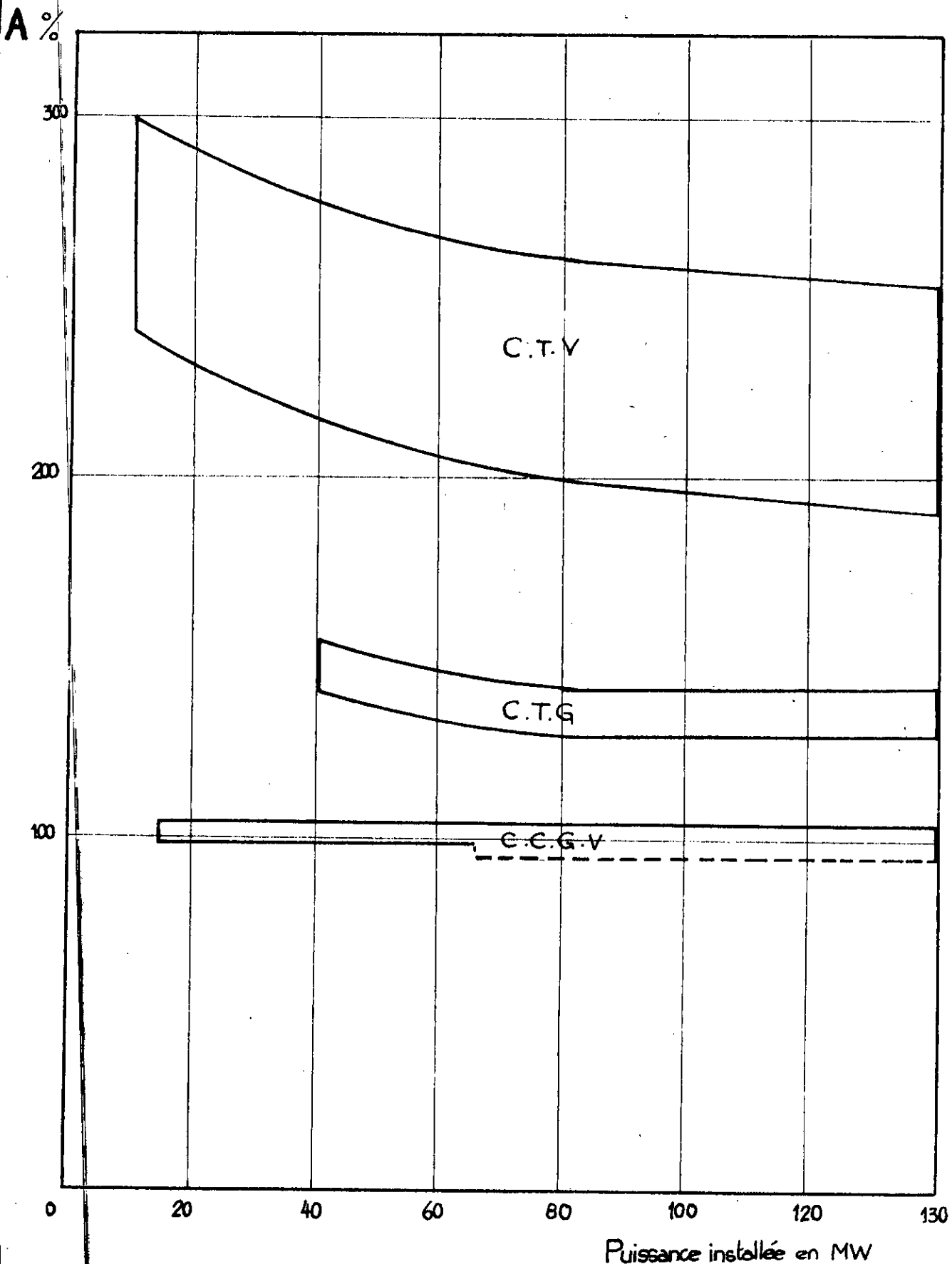
- Elles sont simples; les constructeurs sont en mesure de livrer des centrales productives en de temps extrêmement courts
- Elles sont peu coûteuses.
- Elles peuvent s'adapter à divers types de situations et notamment se combiner avantageusement à des installations à vapeur.
- Les progrès de la métallurgie et de la mécanique des fluides laissent présager pour le fin de siècle des puissances de plus en plus importantes.

Les avantages trouvés en outre avec les constructions compactes, un cadre d'expression qui a permis de faire de la turbine à gaz une machine thermique exceptionnelle.

(1) Les données numériques complètes sont indiquées aux paragraphes du § III. En plus, existe une très large documentation sur les turbines à gaz; c'est pourquoi nous ne reprendrons que certaines informations essentielles.

Frais de différentes centrales rapporte à celui d'une centrale à turbine à gaz (A)

- C.T.V. Centrale à turbine à vapeur
- C.T.G. Centrale à turbine à gaz
- C.C.G.V. Centrale Combinée à Turbine à gaz et à vapeur

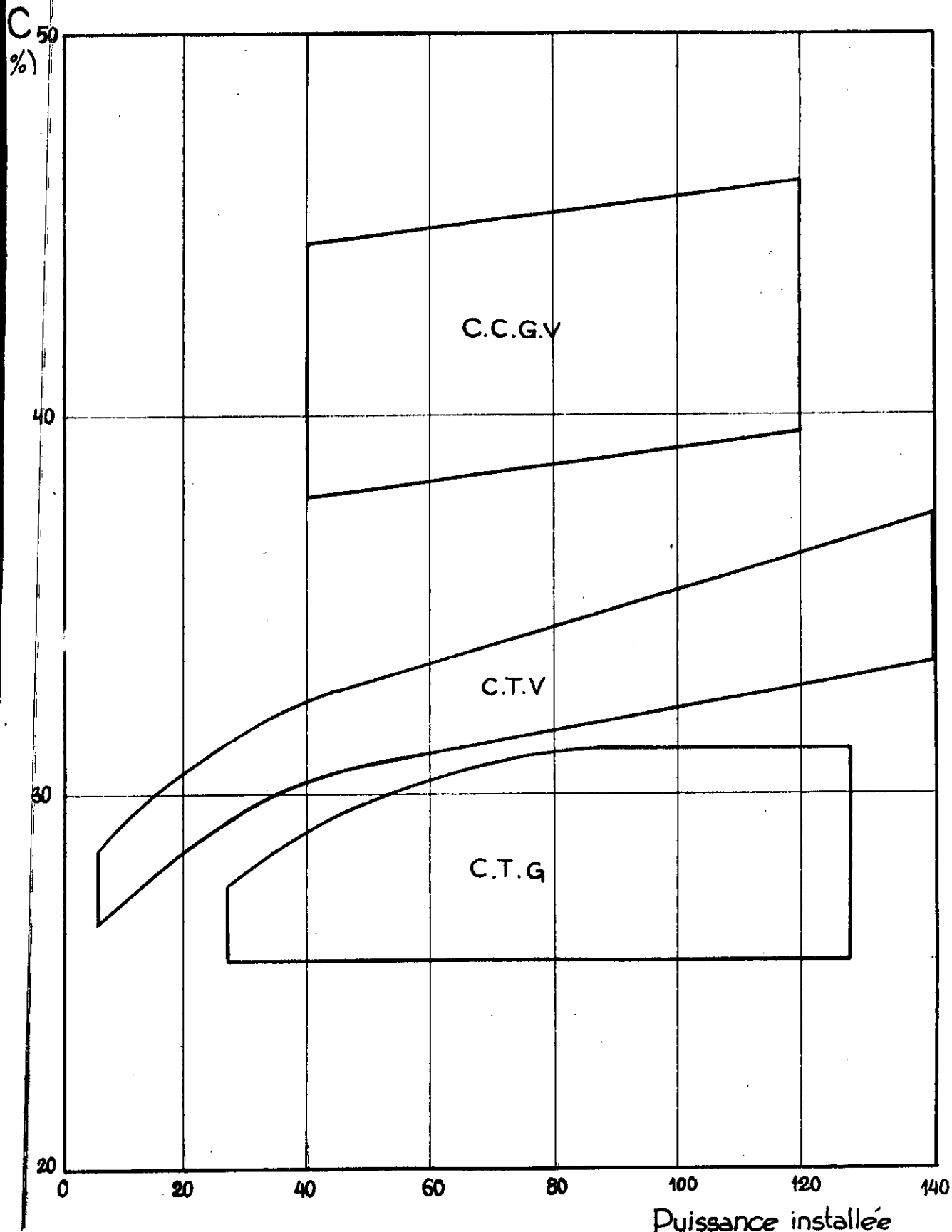


Rendement de différentes centrales (C)

C.C.G.V. : Centrale combinée, gaz-vapeur.

C.T.V. : Centrale turbine à vapeur

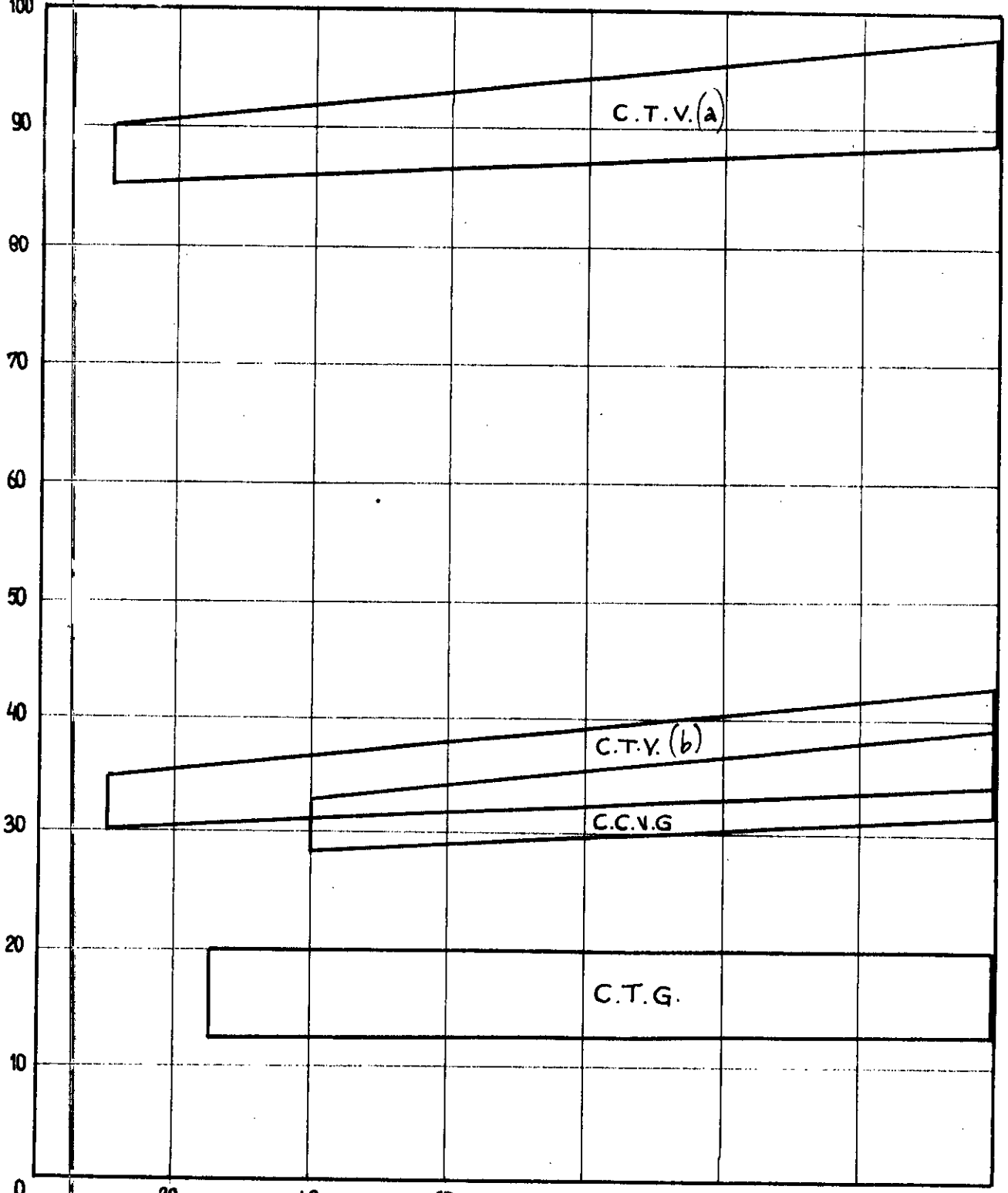
C.T.G : Centrale turbine à gaz



Temps de démarrage de différents types de Centrales (D)

- C.T.V.(a): Centrale turbine à vapeur (arrêt de 36 heures)
- C.T.V.(b): Centrale " " " (" " 12 heures)
- C.C.V.G : Centrale combinée gaz - vapeur
- C.T.G : Centrale Turbine à gaz

D(mn)



Puissance installée (MW)

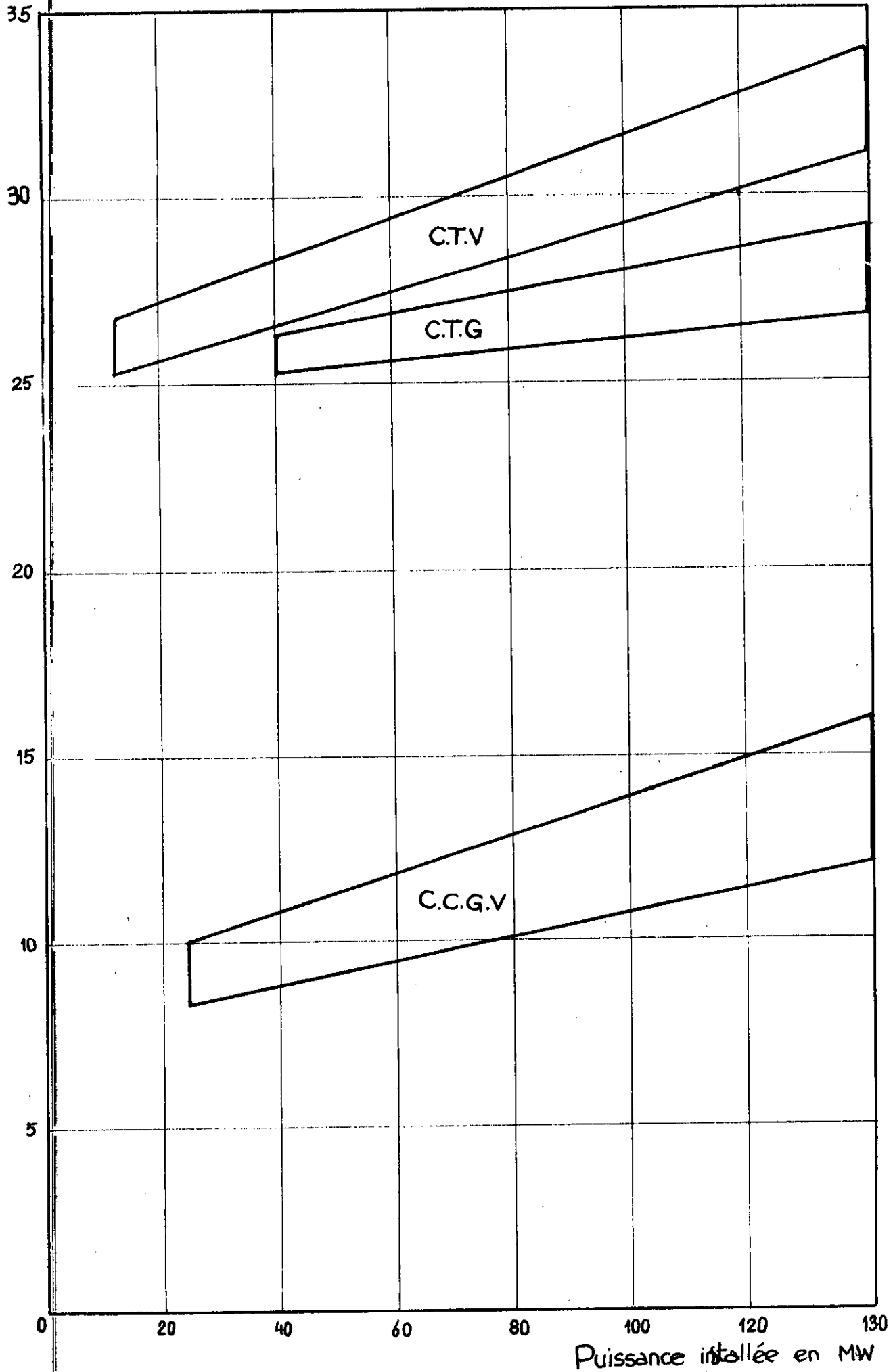
Temps de construction (E)

C.V. Centrale à turbine à vapeur

C.T.G. Centrale à turbine à gaz

C.C.G.V. Centrale combinée à turbine à gaz à vapeur

E (mois)



Chapitre 2

SOLUTIONS D'EXTENTION

2.1. Position du problème ————— P. 13

2.2. Bref bilan de la vapeur d'eau ————— P. 15

2.3. Optimisation des cycles ————— P. 20

2.4. Quelques exemples ————— P. 20

II. Solutions d'extension

II.1. Position du problème

Le problème de l'extension des centrales thermiques de la SONELGAZ est conditionné par 2 prescriptions :

- Conservation des groupes vapeur dont la durée de vie est estimée plus 60%
- Adjonction de groupe à gaz.

Les prescriptions réduisent le problème à la définition du lien devant exister entre 2 groupes gaz et vapeur.

Trois solutions sont envisageables :

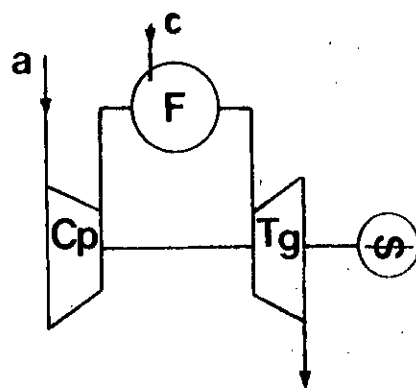
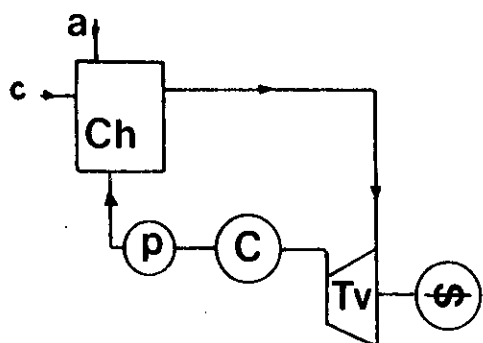
- a) Adjonction d'un groupe gaz indépendamment du groupe vapeur
- b) Adjonction d'un groupe gaz dont les fumées d'échappement préchauffent le fuel de la chaudière du groupe vapeur
- c) Adjonction d'un groupe gaz dont les fumées d'échappement alimentent en air comburant une chaudière de récupération remplaçant l'ancienne chaudière du groupe vapeur.

Cette variété de possibilité amène la nécessité d'une évaluation générale des implications techniques et économiques de différentes solutions et finalement à la définition des critères de décision conduisant aux choix définitifs de la solution d'extension.

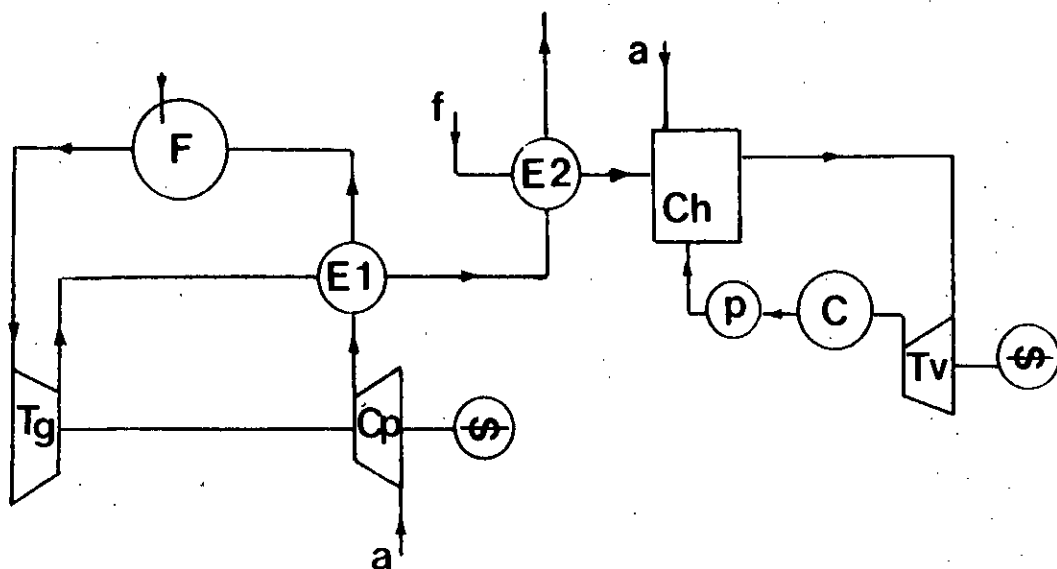
Mais il est raisonnable de retenir, a priori, certaines prescriptions de bon sens parmi lesquelles :

- la nécessité d'un centre de commande unique de la centrale.
- la possibilité pour les groupes gaz et vapeur de fonctionner séparément. Cette disposition permet d'éviter le cumul des risques de 2 installations ainsi que l'arrêt éventuel du groupe gaz en cas de baisse de la demande sur le réseau.

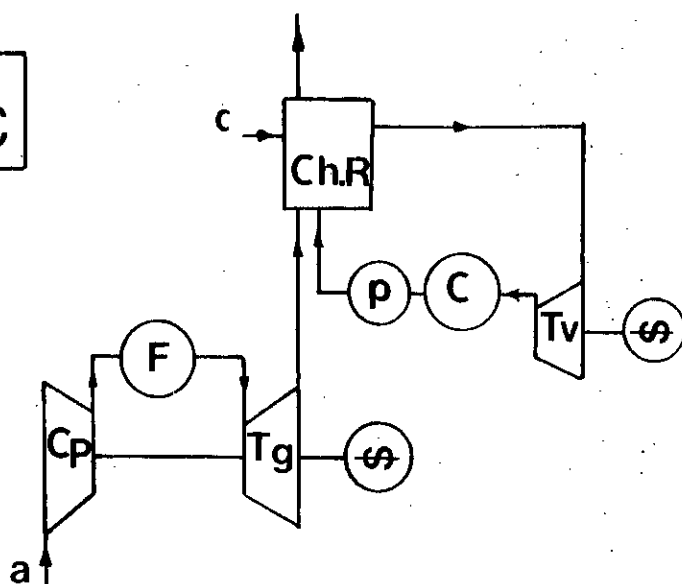
A



B



C



- Ch.** chaudière du groupe vapeur **P.** pompe **C.** condenseur
Tv. turbine à vapeur **Cp.** compresseur **Tg.** turbine à gaz
F. foyer **Ch.R.** chaudière de récupération du groupe vapeur
E1. Echangeur air-fumée de t. à gaz **E2.** Echangeur fuel-fumée

II₂ - Bref bilan de la vapeur d'eau - limites

L'eau étant universellement et abondamment répartie dans la vie, il peut sembler, d'emblée qu'elle soit la plus indiquée pour contribuer au fonctionnement des machines thermiques de l'homme.

En fait elle constitue-t-elle le meilleur fluide thermodynamique et est-il juste de lui conserver sa place prépondérante dans l'énergie industrielle.

L'utilisation de l'eau et de sa vapeur a effectivement séduit les premiers fabricants de machines thermiques ; les premières machines à vapeur, pourvues de condenseurs, furent de très gros consommateurs de vapeur d'eau, laquelle était, en fin de cycle, rejetée à l'atmosphère. La seconde étape fut marquée par l'apparition du condenseur et donc du cycle de Rankine ; malgré l'avantage provenant du fait que ce cycle se trouvant tout entier dans le domaine de saturation, il est proche du cycle de Carnot, des difficultés de couleret de l'apparition du vide dans le condenseur⁽¹⁾.

Cette difficulté, acceptable finalement pour l'eau, découragea les premiers dans leur recherche d'un fluide condensable à la température ambiante⁽²⁾.

A ce moment de l'évolution de la thermique industrielle, l'eau continuait de conserver une totale suprématie. On lui attachait notamment 3 qualités :

- température et pression d'admission modérées
- faible exigence pour le vide du condenseur

(1) En effet, la vapeur d'eau après la détente va dans le condenseur où, saisie par le froid provenant de la circulation d'eau dans les serpentins, passe à un plus petit volume liquide, d'où le vide.

(2) Un tel fluide aurait nécessité un haut degré d'étanchéité pour les machines à piston utilisées et la technologie de construction de l'époque ne pouvait résoudre aisément un tel problème.

- Volume de l'échappement modéré pour les puissances réalisées.

C'est le cycle de HIRN, caractérisé par l'introduction de la surchauffe, qui apparut par la suite. Les chercheurs vivaient surtout à apporter des calories aux hautes températures mais ils furent contredits par leurs propres cycles où ils constatèrent finalement que la majorité des calories étaient fournies à un niveau de température encore trop bas.

À l'époque, la technologie⁽¹⁾ ne servait pas les thermiciens qui ne purent augmenter, à souhait, les pressions et les températures et conserver ainsi les avantages escomptés de la surchauffe.

En 1925, certains essayèrent de contourner leur difficultés en tentant la combinaison de 2 fluides : l'eau et le mercure. Des applications industrielles⁽²⁾ furent installées notamment par la "General-Electrique". On a pu ainsi relever des performances donnant près de 2500 kcal/kwh.

Ce cycle binaire avait l'avantage de diminuer la pression à la température maximum du cycle et de concentrer l'apport de chaleur à la température la plus haute.

Les 2 cycles sont proches du cycle de Rankine avec cependant la possibilité de surchauffe pour le cycle de la vapeur d'eau.

Le mercure étant vaporisé sous une pression modérée à la plus haute température, suivait le cycle de Rankine, c'est-à-dire se détendait puis se condensait en évaporant l'eau du 2^{ème} cycle.

(1) La technologie de construction se développa rapidement et résolut les problèmes de tenue de chaudières ainsi que ceux de la conception et du fonctionnement des turbines à haute performance.

(2) On en a dénombré 5 au total dans le monde.

Le rendement fut très satisfaisant car le cycle permettait un grand écart de température et de pressions modérées.

Mais le projet ne connut pas le succès prévu du fait de la concurrence du cycle de la vapeur d'eau qui devint rapidement le meilleur cycle producteur d'énergie grâce à des améliorations décisives comme

- les soutirages pour réchauffer l'eau
- plus grande température de surchauffe
- etc...

Le tableau de la planche B montre l'évolution générale de rendements des centrales thermiques. Actuellement les paliers de production atteignent 600 MW et plusieurs projets de palier monde atteignent le palier fantastique de 1000 MW

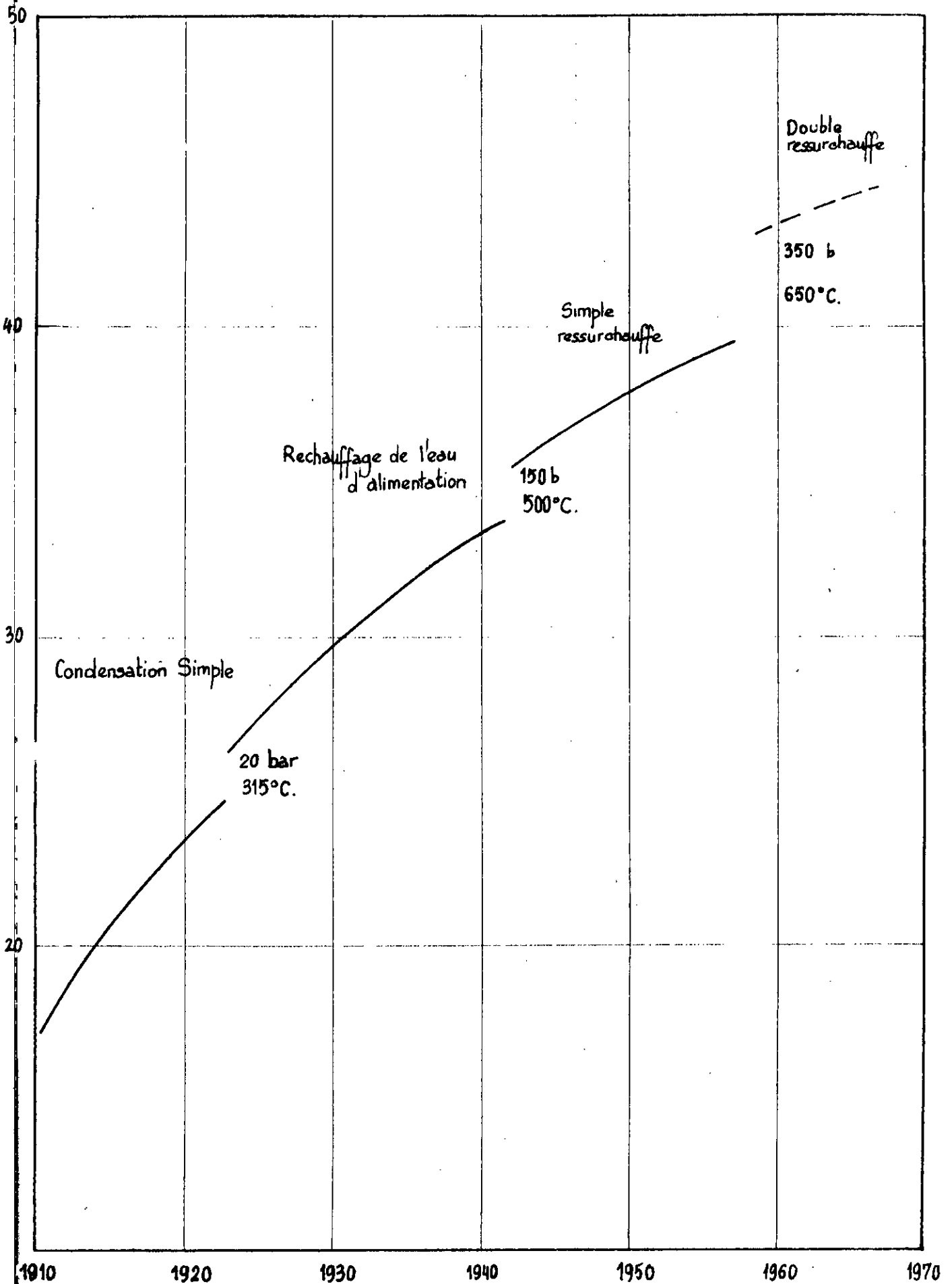
Cela ne va pas sans poser de grands problèmes de construction⁽¹⁾ et il n'est pas sûr que l'évolution des rendements puisse encore progresser sans être sérieusement gênée par l'augmentation des investissements.

En fin de compte, la vapeur d'eau semble devoir accuser un fléchissement inéluctable. On a vu que dans le cycle de Rankine, la majeure partie de la chaleur est introduite à basse température et que même le cycle de HERN a un chauffage ne résolvait pas le problème de façon satisfaisante. Les pressions⁽¹⁾ également conduisent les thermiciens à un "gigantisme" de construction extrêmement cher.

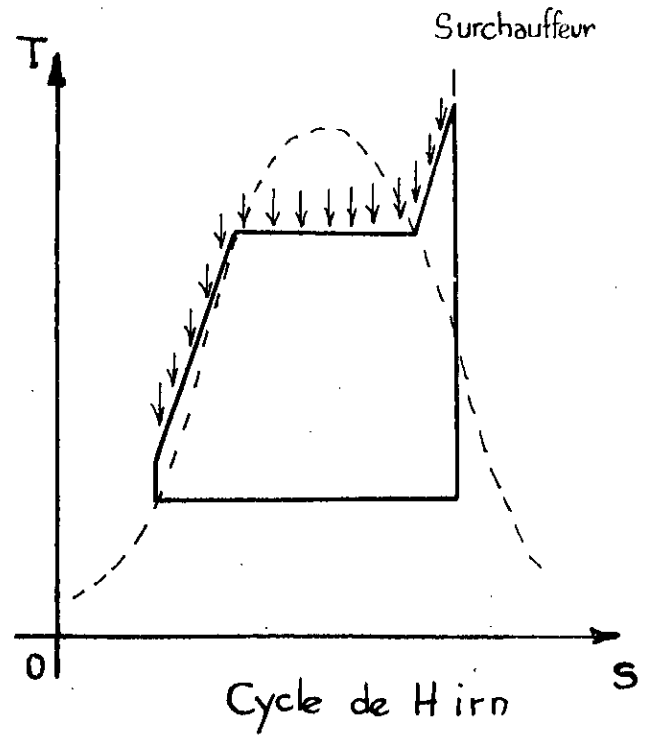
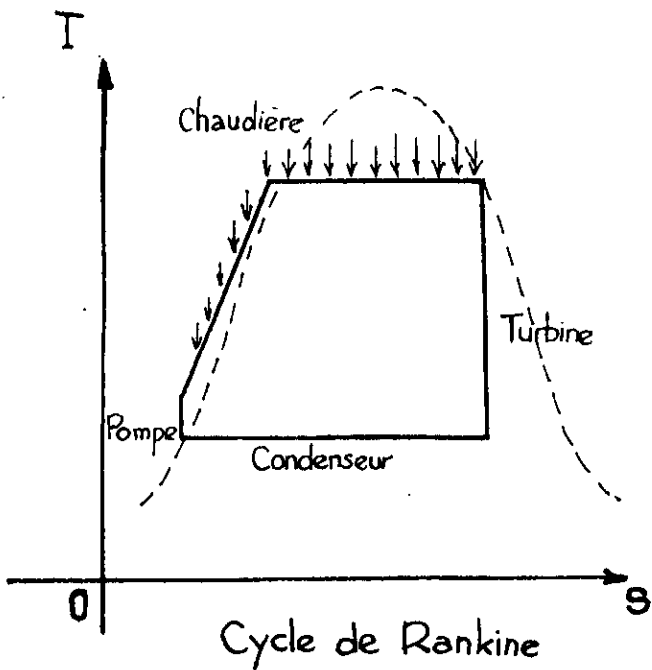
Il est donc opportun de conclure que la recherche de cycles et de fluides nouveaux est un impératif plus que jamais nécessaire de l'énergie contemporaine.

(1) Pour la centrale de 600 MW construite par EDF en France, la vapeur d'eau est détendue de 160 bars à 0,45 b soit un rapport de pression de 3500 (ce rapport peuvent atteindre 5000 pour les cycles supercritiques). La température passe de 560°C à 30°C et le volume molaire varie d'un facteur de 1500.

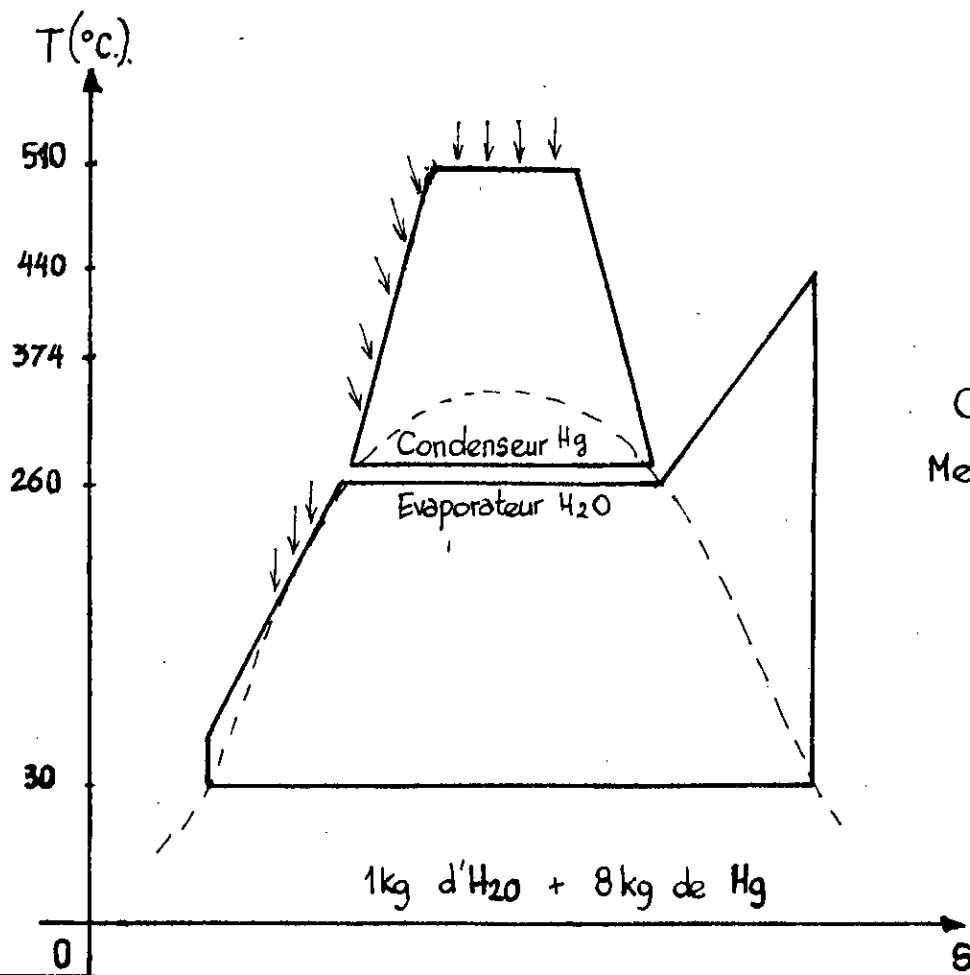
Evolution du rendement des centrales thermiques à vapeur

 η (%)


Quelques cycles énergétiques



(Fléchettes) → apport de chaleur



II.3. Optimisation des cycles énergétiques

Les travaux d'optimisation des rendements énergétiques, c'est à dire les efforts pour l'utilisation rationnelle de l'énergie thermique et sa transformation en énergie mécanique ou électrique, ont toujours, pour l'essentiel, dans la recherche et la définition de cycles, les plus proches possibles de la réversibilité parfaite.

Cette règle a pour conséquence première de lier les échanges et les évolutions thermiques au niveau des températures. Or, justement, turbine à gaz et turbine à vapeur fonctionnant selon des cycles occupant des domaines de pression, de volume et de températures complémentaires laissant apparaître des potentialités importantes d'association avantageuse et permettant une amélioration sensible de l'utilisation de combustible.

Rappelons que dès le 19^{ème} siècle, Carnot lui-même, dans son ouvrage "Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur le machine propre à développer cette puissance" recommandait d'utiliser les cycles combinés Gaz-Vapeur. Mais le niveau de science technique de l'époque ne pouvait permettre l'application industrielle d'une telle idée et ce n'est que le prodigieux progrès du 20^{ème} siècle, et notamment pour la turbine à gaz, les développements de la Métallurgie et de la mécanique des fluides, permettent au jour d'hui de réelles possibilités de réalisation.

II.4. Quelques exemples

De part le monde, les grandes compagnies d'Ingénierie se spécialisent de plus en plus dans l'installation de cycles mixtes. C'est le cas notamment de SULZER, Brown Boveri Compagnie, CEM, SIEMENS, General Electric, etc... qui ont toutes une grande expérience.

et surtout de puissants moyens de calcul et de programme d'optimisation en mesure d'indiquer les moyens optimum utilisables pour une large variété d'hypothèse.

On peut citer l'exemple de la BBC qui a entrepris la fabrication en série de centrales combinées gaz-vapeur standardisée.

Les meilleurs cycles électrogènes d'EDF brûlent 2,1 thermie par kWh alors que la moyenne des centrales⁽¹⁾ se situe vers 2,5 th/kWh. La consommation calorifique d'une installation combinant la fourniture de chaleur et d'énergie mécanique va de 1 à 1,2 th/kWh avec une turbine à contre pression, de 1,2 à 2 th/kWh lorsqu'il s'agit d'une turbine à gaz ayant une chaudière sur l'échappement et 1,2 à 1,5 th/kWh dans le cas d'un moteur diesel avec chaudière de récupération.

La centrale VITRY d'EDF associée à un cycle CESA S (chauffage de l'eau par soutirage et de l'air par soutirage), un cycle à gaz dont les gaz d'échappement servent de combustible au générateur de vapeur.

Caractéristiques principales de VITRY

générateur de vapeur : Puissance 250 MW

Débit de vapeur : $4 \times 73,5 \text{ t/h}$

groupe turbine à gaz : $2 \times 40 \text{ MW}$

L'expérience a été réalisée sur 2 tranches des existantes et a porté la puissance totale installée à 580 MW. Or le réseau a effectivement reçu près de 640 MW soit un gain de 80 MW.

L'installation de 2 turbines à gaz ($2 \times 40 \text{ MW}$) associée aux 2 groupes vapeur apporte donc une puissance complémentaire de 140 MW et une plus value équivalente à la puissance de 2 turbines à gaz (80 MW)

(1) Cf. "Usine Nouvelle."

Il reste à évaluer le coût réel des transformations opérées et à constater qu'il n'est pas supérieur aux gains dégagés sans quoi il apparaîtrait évident que des frais d'investissement du groupe gaz sont amortissable très rapidement.

La compagnie suisse SULZER indique qu'elle parvient ordinairement de rendements de 47 à 50% pour ses installations mixtes de production d'électricité alors que même dans des centrales de plusieurs centaines de MW, les rendements plafonnent à 42 et 43%.

Aux Pays bas, Sulzer a installé une usine fournissant 40 t/h de vapeur surchauffée à 4 bars pour l'alimentation d'une machine à papier et produisant simultanément 3,1 MW d'énergie électrique. La centrale combinée comprend une turbine à gaz de 24 MW, une chaudière de récupération ainsi qu'une turbine à soutirage et condensation déjà disponible précédemment.

Dans ce sens, Sulzer indique que l'amélioration du rendement est encore plus significative lorsqu'il s'agit de produire non seulement de l'électricité mais aussi de la chaleur sous forme de vapeur ou d'eau surchauffée pour des besoins industriels.

Il serait ainsi possible de produire 2 fois plus d'électricité que dans les installations classiques et d'atteindre des rendements électriques de 80%.

Chapitre 3

RECHAUFFAGE de l'AIR COMBURANT

3.1. — Cycle T.G. à récupération P.25

3.2. Calcul de récupération P.27

3.3. Discussion Technico-economique P.57

III 1. Cycle Turbine à gaz à récupération

a) Amélioration du rendement des turbines à gaz

Il existe de nombreuses possibilités d'amélioration du rendement des turbines à gaz; l'objectif est dans tous les cas de contourner le paradoxe qui les caractérisent, soit une simplicité exceptionnelle en tant que machines thermiques mais, en même temps, un très faible rendement.

Parmi les procédés courants, on peut distinguer

- la réfrigération en cours de compression
- le réchauffage des gaz en cours de détente
- le réchauffage de l'air comprimé

Ces différents échanges de chaleur peuvent être réalisés isolément ou en association. Des améliorations importantes sont ainsi rendues possibles, mais en définitive, ce ne sont pas les seules qualités thermodynamiques qui sont considérées mais surtout le prix de revient des installations ajoutées qui peut s'avérer très élevé dans le cas de combinaisons complexes.

Il faut noter que le rendement ne constitue qu'un critère approximatif et qu'une appréciation optimum d'une installation ne peut résulter que de l'examen d'un bilan complet des pertes à tous les niveaux.

b) Récupération

Il s'agit de récupérer une partie de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement et d'empêcher leur dégradation gratuite dans l'atmosphère.

Deux voies sont possibles: la première consiste à réutiliser les calories perdues dans le propre cycle de la Turbine à gaz; c'est le cas du chapitre IV. La seconde récupère la chaleur des gaz

d'échappement pour un usage externe. C'est le cas du chapitre

IV.

La récupération de la chaleur des gaz d'échappement n'agit pas sur les travaux du compresseur et de turbine. Elle n'intervient que pour diminuer la dépense de chaleur au cours de la combustion.

Cas où les tubes sont lisses (III 22). Les calculs seront également réalisés pour diverses valeurs de l'efficacité de l'échangeur (III 23) afin de permettre la discussion technico-économique (III 24) et la détermination de l'option retenue pour l'avant projet du réacteur.

Température des gaz d'échappement : $t'_g = 520^\circ\text{C}$

Température de l'air comprimé : $t'_a = 290^\circ\text{C}$

Température minimale du cycle : $t_m = 15^\circ\text{C}$

Débit des gaz d'échappement : $q_g = 152 \text{ kg/s}$

Débit de l'air aspiré : $q_a = 152 \text{ kg/s}$

Pression des gaz d'échappement : $P'_g = 1,013 \text{ b}$

Pression de l'air comprimé : $P'_a = 8,711 \text{ b}$

Rapport de compression : $\rho_c = 8,6$

Rendement de la turbine : $\eta_t = 83\%$

Rendement du compresseur : $\eta_c = 83\%$

Diamètre extérieur des tubes : $d_g = 38 \text{ mm}$

Diamètre intérieur des tubes : $d_a = 25 \text{ mm}$

III 21. Récupérateur muni de tubes ailettes

1) Température de l'air réchauffé à la sortie du récupérateur (T''_a)

Elle est déduite de la définition de l'efficacité d'un échangeur. En effet, l'efficacité ε vaut :

$$\varepsilon = \frac{T''_a - T'_a}{T'_g - T'_a} \quad (1)$$

c'est à dire en réalité, le rapport de la quantité de chaleur cédée à l'air dans le récupérateur soit $q_a c_a (T''_a - T'_a)$ et la quantité cédée dans le cas limite d'un échangeur à surface infinie. Ce rapport se ramène à (1) du fait de l'égalité admise de chaleur massique moyenne et de débits d'air et de gaz d'échappement

A partir de (1), T''_a sera

$$T''_a = (T'_g - T'_a) \varepsilon + T'_a \quad (2)$$

Application numérique: $T'_g = 793 \text{ K}$, $T'_a = 563 \text{ K}$, $\varepsilon = 0,11$

$$T''_a = (793 - 563) 0,11 + 563 = 678 \text{ K}$$

$$t''_a = 405 \text{ }^\circ\text{C}$$

2) Température des gaz d'échappement à la sortie du récupérateur (T''_g)

Les quantités de chaleur cédées par les gaz d'échappement dans le récupérateur sont égales à celle que l'air comprime avant son accés à la chambre de combustion soit

$$q_g c_g (T'_g - T''_g) = q_a c_a (T''_a - T'_a) \quad (3)$$

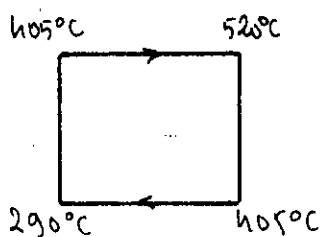
c'est à dire en fait,

$$T'_g - T''_g = T''_a - T'_a \quad (\Rightarrow) \quad T''_g = T'_g - (T''_a - T'_a) \quad (3')$$

Application numérique: $T'_g = 793\text{K}$, $T''_a = 678\text{K}$, $T'_a = 563\text{K}$

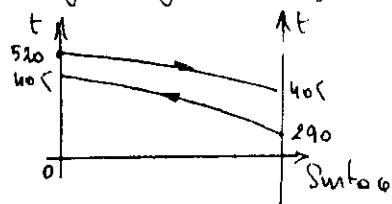
$$T''_g = 793 - (678 - 563) = 678\text{K} \quad t'_g = 405^\circ\text{C}$$

3) Différence de température moyenne logarithmique



$$\Delta t' = t''_g - t'_a = 115^\circ\text{C}$$

$$\Delta t'' = t'_g - t''_a = 115^\circ\text{C}$$



Il suffit dans ce cas de calculer la différence arithmétique⁽²⁾ soit

$$\Delta TLM = \frac{t''_g + t'_g}{2} - \frac{t'_a + t''_a}{2} \quad (4)$$

Application numérique: $t''_g = 405^\circ\text{C}$, $t'_g = 520^\circ\text{C}$, $t''_a = 405^\circ\text{C}$, $t'_a = 290^\circ\text{C}$

$$\Delta TLM = \frac{520 + 405}{2} - \frac{290 + 405}{2} = 115^\circ\text{C}$$

4) Température moyenne des gaz (t_{mg}) et de l'air (t_{ma})⁽¹⁾

$$t_{mg} = \frac{t'_g + t''_g}{2} \quad (5)$$

$$t_{ma} = \frac{t'_a + t''_a}{2} \quad (6)$$

(1) Nous avons adopté des températures moyennes qui ne tiennent pas compte des températures des parois (cf § 61.b). Ces températures ne peuvent être déterminées sans la connaissance préalable des coefficients d'échanges. Au lieu de faire intervenir des approximations empiriques, nous avons décidé de négliger les légères erreurs introduites, comme nous l'avons observé dans divers exemples de la documentation.

(2) Cette simplification est admise dans le cas où: $0,6 \leq \frac{\Delta t'}{\Delta t''} \leq 1,7$

Pour la suite du calcul, nous aurons besoin du rapport des températures moyennes des gaz et de l'air soit

$$\theta = \frac{T_{mg}}{T_{ma}} \quad (7)$$

Application numérique : $t_g = 520^\circ\text{C}$, $t'_g = 405^\circ\text{C}$, $t_a = 290^\circ\text{C}$, $t'_a = 405^\circ\text{C}$

$$t_{mg} = \frac{520 + 405}{2} = 462,5^\circ\text{C}$$

$$t_{ma} = \frac{290 + 405}{2} = 347,5^\circ\text{C}$$

$$\theta = \frac{735,5}{620,5} = 1,18$$

5) Masse volumique des gaz et de l'air (γ_g et γ_a)

Les masses volumiques à la température t et à la pression P sont données par la relation (1)

$$\gamma = 342 \frac{P}{T} \quad (8)$$

Application numérique : $P'_g = 1,05 \text{ kgf/cm}^2$, $T'_a = 620,5^\circ\text{K}$, $P_a = 9,03 \text{ kgf/cm}^2$
 $T_g = 735,5^\circ\text{K}$

$$\gamma_a = \frac{342 \cdot 9,03}{620,5} = 4,97 \text{ kg/m}^3 \quad \gamma_g = \frac{342 \cdot 1,05}{735,5} = 0,48 \text{ kg/m}^3$$

6) Conductivité thermique de l'air et des gaz (λ_a et λ_g)

T_m (°C)	λ (kcal/mh°C)	
	air	fumée
300	0,0383	0,0416
400	0,0434	0,0490
500	0,0484	0,0564

Valeurs lues

T_{ma} (°C)	λ_a (kcal/mh°C)
347,5	0,0407

Valeur extrapolée

T_{mg} (°C)	λ_g (kcal/mh°C)
462,5	0,0536

Valeur extrapolée

(1) Selon GHIA avec P en kgf/cm^2 , T en $^\circ\text{K}$ et γ en kg/m^3 . (2) chiffres données par GHIA pour de faibles variations de la pression (de l'ordre de 10 bar)

7) Viscosité cinématique de l'air (ν_a) et de gaz (ν_g)

7.1) ν_a à $t_{ma} = 347,5^\circ\text{C}$ et $P_a = 9,08 \text{ bar/cm}^2$

La viscosité cinématique des gaz varie beaucoup avec la pression.
Pour l'air, on peut utiliser les formules suivantes⁽¹⁾

$$\nu_a = \eta \cdot g \cdot \nu \quad (9)$$

avec $\eta \cdot 10^6 = 1,735 + 0,00512 t$ pour $0^\circ\text{C} < t < 70^\circ\text{C}$

et $\eta \cdot 10^6 = 1,868 + 0,00322 t$ pour $70^\circ\text{C} < t < 400^\circ\text{C}$

ν : Volume spécifique en m^3/kg , $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Application numérique: $t_{ma} = 347,5^\circ\text{C}$, $\gamma_a = 4,97 \text{ kg/m}^3$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$$\nu = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{4,97} = 0,201 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \eta \cdot 10^6 = 1,868 + 0,0032 \cdot 347,5 = 2,98$$

$$\nu_a = 2,98 \cdot 10^{-6} \cdot 0,201 \cdot 9,81 = 5,87 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

7.2) ν_g à $t_{mg} = 462,5^\circ\text{C}$ et à la pression ambiante⁽²⁾

$T_{mg} (^\circ\text{C})$	$\nu_g \cdot 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$
400	60,4
500	76,3

Valeurs lues

$T_{mg} (^\circ\text{C})$	$\nu_g \cdot 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$
462,5	70,33

Valeur extrapolée

8) Rapport optimal entre les vitesses de l'air et de gaz (σ_0)

Le rapport σ_0 est donné par

$$\sigma_0 = 1,1 \Omega^{0,36} \theta^{0,366} \psi_n^{-0,4} \varphi_c^{0,5} \quad (10)$$

(1) Formule indiquée dans le traité de thermodynamique technique de HUBERRECHT
Annexe 1 - Volume III

(2) Chiffres donnés par GHIA dans "Echangeur de Chaleur". (10) donné par GHIA

avec $\Omega = \frac{da}{dg}$, $\Theta = \frac{Tmg}{Tma}$, Ψ facteur de nervurage (1)
 e_c rapport de compression

Application numérique: $\Omega = 0,657$; $\Theta = 1,18$; $e_c = 8,5$; $\Psi_n = 5,26$;

$$\sigma = 1,1 \cdot 0,657^{0,36} \cdot 1,18^{0,366} \cdot 5,26^{-0,4} \cdot 8,6^{0,5} = 1,57$$

9) Vitesse de l'air et de gaz (w_a et w_g)

$$w_g = \sigma_0 w_a \text{ avec } w_{\text{air}} = 15 \text{ m/s} \quad (11)$$

AN: $w_g = 1,57 \cdot 15 = 23,55 \text{ m/s}$

10) Diamètre hydraulique (d_h) (3)

Nous calculons à partir de la détermination préalable approximative des écarts axiaux s_1 et s_2 des tubes qui n'ont pas de nervures.

Soit $s_1 = 140 \text{ mm}$ et $s_2 = 70 \text{ mm}$; d_h s'obtient par (2)

$$d_h = \frac{4(s_1 s_2 - 0,785 d_g^2)}{\pi d_g} \quad (12)$$

Application numérique: $d_g = 0,038 \text{ m}$, $s_1 = 0,14 \text{ m}$, $s_2 = 0,07 \text{ m}$

$$d_h = \frac{4(0,140 \cdot 0,07 - 0,785 \cdot 0,038^2)}{3,14 \cdot 0,038} = 2,905 \cdot 10^{-1} \text{ m}$$

$$\underline{d_h = 290,5 \text{ mm}}$$

(3) Pour le même type de calcul, GHIA propose $d_h = \frac{\phi \gamma_a d_a^2}{\sigma_0 \cdot \sigma_g \cdot d_g \Psi_n}$ avec ϕ rapport de débits: Hors texte, nous avons constaté que la formule aboutissait en fin de calcul à des valeurs des écarts axiaux impossibles. En effet, la formule donne $d_h = 20,06 \text{ mm}$ et $s_1 \cdot s_2$ d'après (12) vaut alors 1748 mm soit des entraxes d'environ 40 mm ; or la seule somme de demi-diamètres vaut déjà 38 mm et les calculs montrent que les ailettes dépassent nettement 20 mm .

(2) Formule proposée par GHIA pour les diélements à bords lisses extérieurs à des tubes

(1) Ψ_n est susceptible d'être légèrement modifiée du fait de l'optimisation des ailettes.

11. Nature des écoulements. Nombre de Reynolds

$$Re_a = \frac{w_a d_a}{\nu_a} \quad (13)$$

$$Re_g = \frac{w_g d_g}{\nu_g} \quad (14)$$

Application numérique : $w_a = 15 \text{ m/s}$, $w_g = 23,55 \text{ m/s}$, $d_a = 0,025 \text{ m}$
 $d_g = 0,038 \text{ m}$, $\nu_a = 5,87 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $\nu_g = 70,33 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re_a = \frac{15 \cdot 0,025 \cdot 10^6}{5,87} = 63884,15$$

$$Re_g = \frac{23,55 \cdot 0,03805 \cdot 10^6}{70,33} = 9728,92$$

Soit en arrondissant : $Re_a = 63885$ $Re_g = 97274$

Les 2 écoulements, vapeur et fumée, sont donc turbulents.

12.) Coefficient de transfert de chaleur gaz-paroi et air-paroi

La détermination des coefficients d'échanges est complexe du fait de l'inexistence de descriptions théoriques complètes des phénomènes en jeu. C'est pourquoi, les thermiciens sont amenés à réaliser de longues expérimentations aboutissant à l'établissement de formules empiriques.

Comme, on le verra, ces formules ne sont pas toujours concourantes du fait même de leurs conditions d'établissement

Pour notre problème, nous nous proposons de comparer les indications de 3 ouvrages

- "Echangeur de chaleur" de GREGORIG édité en 1965
- "Récupération et régénérateur de chaleur" de GHIA (édité en 1970)
- "Transmission de chaleur par convection dans les tubes" de Marshall édité en 1974.

12.1) Cas de l'air (Régime turbulent)

Selon GREGORIG:

L'auteur propose une formule dû aux travaux de H. HAUSSEIN et daté de 1950

Pour $2320 < Re < 1000000$, $96 < Pr < 500$ et $1 < \frac{L}{d} < \infty$

$$Nu = 0,116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (15)$$

avec $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$ nombre de Nusselt

$$\text{soit } \alpha_a = \frac{\lambda Nu}{d} \quad (16)$$

Avant de poursuivre, il faut déterminer le nombre de Prandtl pour $t_{ma} = 347,5^\circ\text{C}$

$T_{ma} (^\circ\text{C})$	Pr_a
300	0,674
400	0,678

lus

$T_{ma} (^\circ\text{C})$	Pr_a
347,5	0,676

extrapolés

Application numérique : $Re_a = 63885$, $Pr_a = 0,676$; $d = 0,025\text{ m}$, $L = 3\text{ m}$
 $\lambda_a = 0,0407\text{ kW/m}^\circ\text{C}$

$$Nu = 0,116 \cdot (63885^{2/3} - 125) \cdot 0,676^{1/3} \left[1 + \left(\frac{0,025}{3}\right)^{2/3} \right]$$

$$= 0,116 \cdot 1359,44 \cdot 0,878 \cdot 1,062 = 144,27$$

$$\alpha_a = \frac{0,0407 \cdot 144,27}{0,025} = 234,87\text{ kW/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Selon Marchal

L'auteur recommande l'emploi de la formule de Colburn

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (17)$$

Application numérique : $Re = 63885$, $Pr = 0,676$, $d_a = 0,025\text{ m}$
 $\lambda_a = 0,0407\text{ kW/m}^\circ\text{C}$

$$Nu_a = 0,018 \cdot 63885^{0,8} \cdot 0,676^{0,4} = 107,53$$

$$\alpha_a = \frac{0,0407 \cdot 107,53}{0,025} = 175,05\text{ kW/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Selon GHIA

La formule est proposée à partir d'une référence soviétique datant de 1963

$$\alpha_a = 0,023 \frac{\lambda_a}{d_a} Re_a^{0,8} Pr_a^{0,4} \quad (18)$$

Application numérique : $\lambda_a = 0,0407 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ $Re_a = 63885$ $Pr_a = 0,676$
 $d_a = 0,025 \text{ m}$

$$\alpha_a = 0,023 \cdot \frac{0,0407}{0,025} \cdot (63885)^{0,8} \cdot (0,676)^{0,4} = 223,7 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Conclusion - Nous optons pour la référence la plus récente, soit l'ouvrage de R. Marshall. En outre la "technique de l'ingénieur" recommande la même formule. Un second ouvrage soviétique datant de 1971 donne également la même formule mais au coefficient près (0,022 au lieu de 0,018), donc

$$\alpha_a = 175,07 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

12.2) Cas de gaz d'échappement

Il s'agit du même type d'écoulement nécessitant les mêmes calculs que pour l'air. Nous retenons donc la même formule de Marshall.

Pr_g à $t_{mg} = 462,5^\circ\text{C}$

$T_{mg} (^\circ\text{C})$	Pr_g
400	0,64
500	0,63

$T_{mg} (^\circ\text{C})$	Pr_g
462,5	0,633

Application numérique : $Pr_g = 0,633$, $\lambda = 0,0536 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, $Re_g = 97274$
 $dh = 0,2905 \text{ m}$

$$Nu_g = 0,018 \cdot 97274^{0,8} \cdot 0,633^{0,4} = 146,48 \quad (19)$$

$$\alpha_g = \frac{0,0536 \cdot 146,48}{0,2905} = 27,02 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \quad (19)'$$

13) Quantité de chaleur échangée

$$Q_g = 3600 q_g \cdot c_p \cdot (t'_g - t''_g)$$

$$\text{avec } q_g = 152 \text{ kg/s}, \quad t'_g = 520^\circ\text{C}, \quad t''_g = 405^\circ\text{C}.$$

c_p de calcul à partir des chaleurs spécifiques moyennes à pression constante des gaz composant les fumées d'échappement.

$$A \quad \theta_m = \frac{520 + 405}{2} = 462,5^\circ\text{C}, \quad c_p \text{ dans en } \text{kJ/kg}^\circ\text{C}$$

\	% massique	$c_{p_{400}}$	$c_{p_{500}}$	$c_{p_{462,5}}$	$c_p \times \%$	$c_{p_{total}}$
CO ₂	11,12	0,9826	1,0128	1,0014	0,1113	1,119
N ₂	73,74	1,0475	1,0567	1,0532	0,7766	
O ₂	6,68	0,9651	0,9793	0,9739	0,0650	
H ₂ O	8,46	1,9477	1,9778	1,9665	0,1663	

$$c_p = 1,119 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} = 0,267 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

ce que l'on aurait pu également obtenir en utilisant une formule empirique (cf V.3. 3ème note)

$$c_p = 0,00025 \cdot 462,5 + 1 = 1,115 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} = 0,266 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

Application numérique : $c_{p_g} = 0,267 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$, $q_g = 152 \text{ kg/s}$, $\Delta t = 115^\circ\text{C}$

$$Q_g = 3600 \cdot 152 \cdot 0,267 \cdot 115 = 16801776 \text{ kcal/h}$$

14) Caractéristique de tubes de l'échangeur et de ses ailettes

Du fait de l'écoulement à contre courant, il est impératif de choisir des ailettes, ou nervures, longitudinales. Ainsi nous évitons toute complication au niveau de l'écoulement continu du fluide, en outre l'échange de chaleur sera accentué.

Les constructeurs recommandent de ne pas concevoir de tubes dont la longueur libre excède 50 à 60 fois le diamètre extérieur. Pour les tubes très longs, il faut prévoir des entretoises et des dispositifs contre la dilatation.

Pour notre projet, nous retiendrons une longueur $L = 3000 \text{ mm}$ choisi dans les tableaux de normalisation.

MATERIAUX Pour les températures inférieures à 350°C , il est possible de se limiter à l'emploi d'acier non allié ou de fonte grise d'usage général.

Au delà de 350°C , il devient nécessaire d'employer des aciers alliés ~~ou~~ réfractaires. Nous retiendrons pour nos tubes ailettes, un acier respectant les propriétés suivantes

Composition

Cr	Ni	C	Si	Mn	Fe
22 à 30%	8 à 18%	0,5 à 0,25%	1 à 1,5%	1%	complément

Résistance à la traction à froid

67,7 à 77,3 kgf/mm² (uslé) 63,2 à 80,8 kgf/mm² (soufflé)

Densité

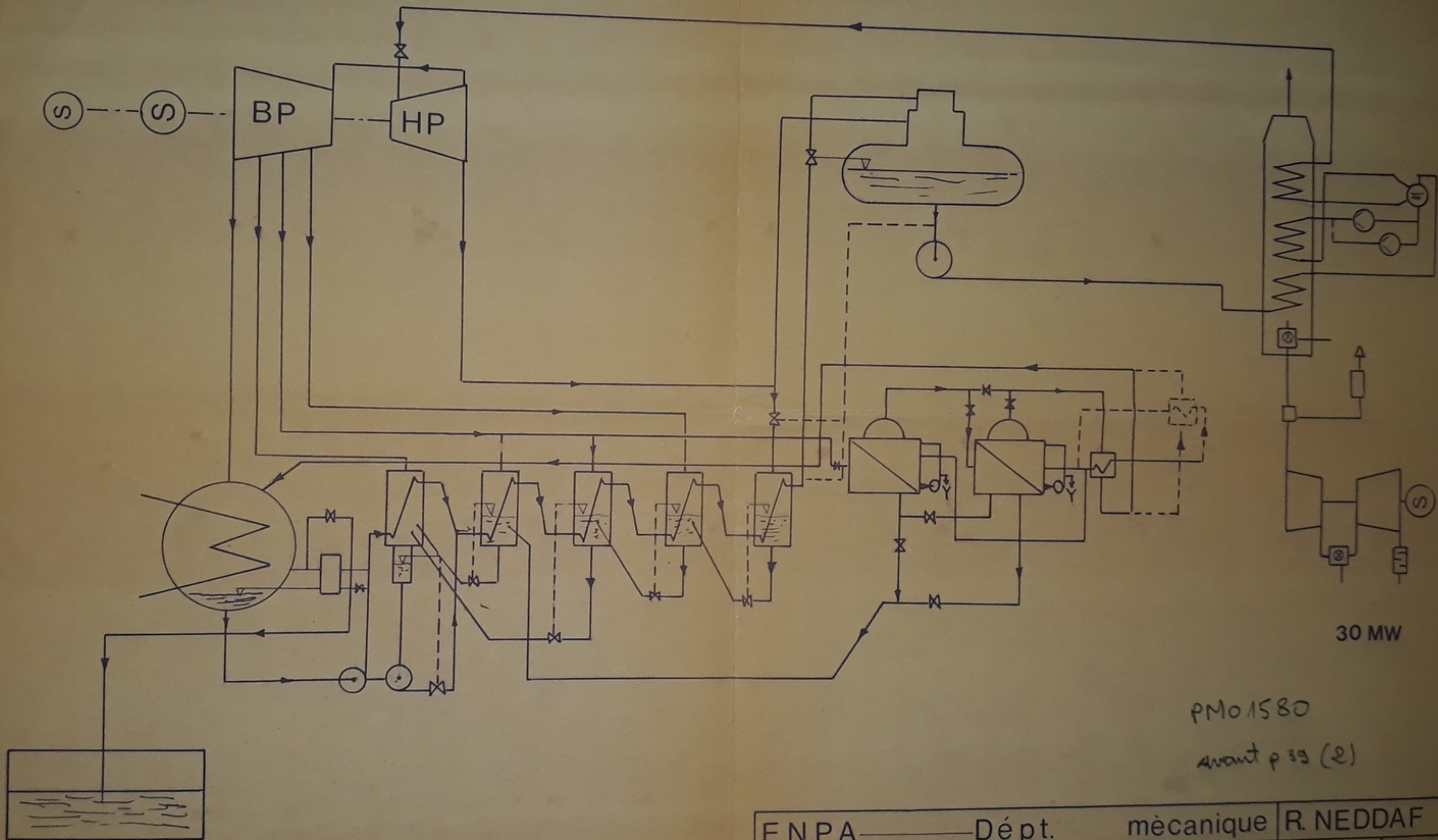
7,88

Conductivité thermique

$\lambda_m = 18 \text{ kcal/m h }^\circ\text{C}$

(1) il aurait été préférable de trouver un acier sans di m en sur. Mais nous ne l'avons pas trouvé dans la documentation

26,5 MW



30 MW

PMo 1580
avant p 39 (2)

ENPA	Dépt.	mécanique	R. NEDDAF
Schéma général du poste d'eau d'Oran et de Annaba/Combinées			JAN. 80

1) Première approximation du calcul des ailettes - flux d'un tube

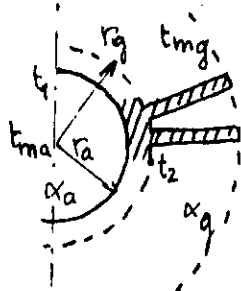
Nous considérons 10 ailettes par tube; le flux traversant chaque ailette est donné par

$$\phi_a = \lambda \cdot x \cdot \delta \cdot l \cdot \theta_0 \cdot \tanh(xh) \quad (20)$$

avec $x = \sqrt{\frac{2\alpha_g}{\lambda\delta}}$ (θ_0) différence de température entre la base de l'ailette et le fluide

δ et h de l'ailette sont choisis préalablement avant leur optimisation. Soit $h = 20 \text{ mm}$ et $\delta = 5 \text{ mm}$.

Température de la paroi extérieure (t_2)



$$t_2 \text{ est donné par : } t_2 = t_{mg} + \frac{\phi_L}{\pi d_g \alpha_g} \quad (22)$$

$$\text{avec } \phi_L = K_C (T_{mg} - T_{ma}) \quad (23)$$

$$\text{et } R_e = \frac{1}{K_C} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{1}{\alpha_a d_a} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_g}{d_a} + \frac{1}{\alpha_g d_g} \right] \quad (24)$$

(20) et l'ensemble de la méthode du calcul d'ailette sont donnés par le cours de thermique de Mr Stoyanov. Pour (22), (23) et (24), le cours traite le cas de la transmission de chaleur par convection à travers plusieurs parois accolées cylindriques. Pour notre application, nous avons considéré ces formules pour le cas où il n'y a qu'une seule paroi ($n=1$). Bien que cela semble possible, on peut supposer que la formule n'est valable qu'à partir de 2 parois ($n=2$) où on peut vraiment parler de parois accolées. Nous avons consulté sur cette question, l'assistant de Mr Stoyanov, Mr Esquivel qui nous a très aimablement aidé en nous proposant une démonstration plus adaptée à notre cas concret et qui aboutit, heureusement, aux mêmes résultats que (22).

En voici l'exposé succinct; par unité de temps et de longueur, le flux, qui est conservé, s'écrit successivement

$$\phi = 2\pi r_0 h (t_{mg} - t_{ma}) \quad \text{flux global pour tous le cylindre} \quad (1)$$

$$\phi = 2\pi r_0 \alpha_a (t_1 - t_{ma}) \quad \text{flux convectif à l'intérieur du cylindre} \quad (2)$$

$$\phi = 2\pi r_g \alpha_g (t_{mg} - t_2) \quad \text{flux convectif à l'extérieur du cylindre} \quad (3)$$

$$\phi = 2\pi \lambda (\log r_g / r_0)^{-1} \cdot t_2 - t_1 \quad \text{flux convectif par conduction dans le matériau} \quad (4)$$

$$(2) + (3) + (4) \Rightarrow \frac{\phi}{2\pi} \left(\frac{1}{r_0 \alpha_a} + \frac{\log r_g / r_0}{\lambda} + \frac{1}{r_g \alpha_g} \right) = t_{mg} - t_{ma} \quad (5)$$

$$\text{avec } (t_{mg} - t_{ma}) = \phi (2\pi r_0 h)^{-1} \quad (1')$$

$$(5) = (1') \Rightarrow \frac{1}{r_0 h} = \frac{1}{r_0 \alpha_a} + (\log r_g / r_0) \cdot \lambda^{-1} + \frac{1}{r_g \alpha_g} \quad \text{On en tire la valeur de } h$$

puis de ϕ et, en remplaçant ϕ par sa valeur dans (2) et (4), t_1 et t_2

Notons enfin, qu'en partant du principe que la transmission de chaleur se fait de la source chaude vers la source froide, nous avons pris dans tous les cas

$$\Delta t = t_{\max} - t_{\min}$$

Application numérique : $t_{mg} = 462,5^\circ\text{C}$, $\alpha_g = 27,02 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, $d_g = 0,038\text{m}$

$d_a = 0,025\text{m}$, $\lambda = 18 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$, $t_{ma} = 347,5^\circ\text{C}$

$$Re = \frac{1}{3,14} \left[\frac{1000}{175,05 \cdot 25} + \frac{1}{36} \ln \frac{38}{25} + \frac{1000}{27,02 \cdot 38} \right] = 9,386$$

$$K_c = \frac{1}{R_c} = 2,58 \quad , \quad \Phi_L = 2,58 (462,5 - 347,5) = 296,7 \text{ kcal/h}$$

$$t_2 = 462,5 - \frac{296,7}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 27,02} = 370,47^\circ\text{C}$$

Donc le calcul de (20) avec

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_0 = 462,5 - 370,47 = 92,03^\circ\text{C} \quad \lambda = 18 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C} \\ x = \sqrt{\frac{2 \cdot 27,02}{18 \cdot 0,005}} = 24,50 \text{ m}^{-1} \quad h = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ \text{th}(xh) = \text{th}(24,50 \cdot 0,02) = \text{th}(0,49) = 0,45 \end{array} \right.$$

$$\Phi_a = 18 \cdot 24,50 \cdot 0,005 \cdot 3 \cdot 92,03 \cdot 0,45 = 273,95 \text{ kcal/h}$$

$$\text{not pour 10 ailettes : } \Phi_A = 10 \Phi_a = 2739,5 \text{ kcal/h}$$

flux de la surface non ailette du tube (Stl)

Stl vaut :

- surface d'une base d'ailette (δl)
- surface de 10 " " ($10 \cdot \delta l$)
- surface d'un tube lisse ($\pi d_g l$)

$$\text{not } Stl = l (\pi d_g - 10 \delta)$$

le flux recherché (Φ_{tl}) sera :

$$\Phi_{tl} = l (\pi d_g - 10 \delta) (t_{mg} - t_2) \alpha_g$$

Application numérique : $l = 3\text{m}$, $d_g = 0,038\text{m}$, $\delta = 0,005\text{m}$, $t_{mg} - t_2 = 92,03^\circ\text{C}$
 $\alpha_g = 27,02 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$$\Phi_{tl} = 3 (3,14 \cdot 0,038 - 0,05) (92,03) \cdot (27,02) = 517,12 \text{ kcal/h}$$

le flux total sera :

$$\phi_t = \phi_{t\ell} + \phi_A \quad (27)$$

Application numérique : $\phi_A = 2739,5 \text{ kW/h}$, $\phi_{t\ell} = 517,12 \text{ kW/h}$

$$\phi_t = 517,12 + 2739,5 = 3256,62 \text{ kW/h}$$

16) Optimisation des ailettes (1)

Les ailettes ont des dimensions optimales si le produit (xh) vaut 1,419.

H et δ optimum sont donné par

$$H = \sqrt[3]{\frac{A\lambda}{\alpha g}} \quad (28)$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{A^2 \alpha g}{\lambda}} \quad (29)$$

$A = \bar{O}H$ est calculé à partir des valeurs non optimisées.

Application numérique : $A = 0,005 \cdot 0,02 = 0,0001 \text{ m}^2$ $\alpha g = 27,02 \text{ kW/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
 $\lambda = 18 \text{ kW/m h}^\circ\text{C}$

$$H = \sqrt[3]{\frac{0,0001 \cdot 18}{27,02}} = 40,53 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{(0,0001)^2 \cdot 27,02}{18}} = 2,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\underline{H = 40,53 \text{ mm}} \quad \underline{\delta = 2,46 \text{ mm}}$$

17) flux total d'un tube ailette optimisé

Nous reprenons (20) et (20)' donnant x et ϕ_A avec les nouvelles valeurs optimisées.

Application numérique : $\alpha g = 27,02 \text{ kW/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, $\lambda = 18 \text{ kW/m h}^\circ\text{C}$ $\delta = 2,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

$$x = \sqrt{\frac{2 \cdot 27,02 \cdot 10^3}{18 \cdot 2,46}} = 34,93 \text{ m}^{-1} \quad xh = \frac{34,93 \cdot 40,53}{1000} = 1,415 \quad f_g(xh) = 0,88$$

$$\text{d'où } \phi_a = 18 \cdot 34,93 \cdot 0,00246 \cdot 3 \cdot 92,03 \cdot 0,88 = 375,78 \text{ kW/h}$$

$$\text{et } \underline{\phi_A = 3757,8 \text{ kW/h}}$$

(1) il s'agit toujours des indications contenues dans le cours de M. Stoyanov.

flux de la surface non ailette

$$\phi_{\text{fl}} = S_{\text{fl}} (t_{m_1} - t_2) \alpha_g = l (\pi d_g - 10\delta) (t_{m_1} - t_{m_2}) \alpha_g$$

Application numérique: $t_{m_1} - t_{m_2} = 92,03^\circ\text{C}$ $\alpha_g = 27,02 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ $l = 3 \text{ m}$
 $d_g = 0,038 \text{ m}$ $\delta = 2,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$\phi_{\text{fl}} = 3(3,14 \cdot 0,038 - 10 \cdot 0,00246) 92,03 \cdot 27,02 = 706,60 \text{ kcal/h}$$

flux total

$$\phi_t = \phi_{\text{fl}} + \phi_A = 706,60 + 3757,8 = 4464,40 \text{ kcal/h}$$

(1) Soit donc une augmentation $\Delta\phi$ valant

$$\Delta\phi = 4464,40 - 3256,62 = 1207,78 \text{ kcal/h soit une } \Delta\phi \text{ de } 37\%$$

18) Coefficient global d'échange de chaleur (K_p)

K_p est donné par

$$K_p = \frac{1}{\frac{S_p}{S_{gn} \cdot \alpha_g} + \frac{d_g}{\alpha_a \cdot d_a} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{S_g}{h \cdot S_{gn}}} \quad (30)$$

avec S_{gn} : surface totale nervurée

S_g : surface totale supposée sans nervure

h : coefficient d'enrobage.

Il faut d'abord déterminer $\psi_h = \frac{S_{gn}}{S_g}$, facteur de nervurage

(1) Nous aurions pu augmenter le gain en prenant des valeurs initiales de δ et h plus importantes au $\text{II} \ 2115$.

Détermination de $\Psi_n = S_{gn}/S_g$

43

43

ce calcul est fait pour le cas d'un tube au le rapport de menu inchangé pour l'ensemble de la surface.

S_g est obtenu directement par

$$S_g = \pi d_g \cdot l \quad (31)$$

S_{gn} , surface totale d'un tube ailette

$$S_{gn} = l (2lh + \pi d_g) \quad (32)$$

soit finalement⁽¹⁾

$$\Psi = \frac{S_{gn}}{S_g} = 1 + \frac{2lh}{\pi d_g} \quad (32)'$$

Application numérique : $h = 40,53 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ $d_g = 0,038 \text{ m}$

$$\Psi = 1 + \frac{20 \cdot 0,04053}{3,14 \cdot 0,038} = 7,79$$

Encrassement⁽²⁾

Soit $h = 1000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, coefficient d'encrassement dû aux fumées du gaz naturel.

(1). Ψ_n trouvé ne correspond pas exactement à la valeur supposée dans le III. B pour le calcul de τ . Néanmoins, l'erreur est peu importante puisque : $5,26 \cdot 0,4 = 7,79 \cdot 0,4 = 0,24$ soit une différence de moins de 8/100.

(2) Le problème de l'encrassement dans la conception d'un échangeur de chaleur est un problème et dépend de nombreux facteurs difficile à cerner simplement. GREGORIS dans "Echangeurs de chaleur" (Beranger - 1965) a fait le point des travaux sur cette question et propose la condition suivante pour déterminer s'il y a lieu de tenir compte d'un éventuel encrassement.

$$\alpha_g d_g / \lambda < 1,6 \quad \lambda \text{ coefficient de conductivité du dépôt}$$

Avec $\alpha_g = 27,02 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ et $d_g = 0,038$, la condition impliquerait de considérer l'encrassement si $\lambda < 0,641 \text{ kcal/m}^\circ\text{C}$.

Nous n'avons pas pu déterminer par le calcul, le λ de l'encrassement provoqué par les fumées. De même nous n'avons pas trouvé de résultats expérimentaux permettant l'évaluation de λ . On peut néanmoins supposer qu'un tel seuil de conductivité correspond à un encrassement particulièrement fort et que cela ne doit sûrement pas être le cas des fumées de combustion du gaz naturel dont la qualité de propriété sont connues.

Nous décidons, cependant, en l'absence de certitude absolue, de faire le choix d'un coefficient d'encrassement moyen de $1000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$.

Application numérique: $d_g = 0,038\text{m}$, $d_a = 0,025\text{m}$, $\alpha_g = 27,02\text{ kW/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ (44)

$$\alpha_a = 175,05\text{ kW/m}^2\text{h}^\circ\text{C}, \delta = 0,0065\text{m}$$

$$\frac{S_g}{S_{gH}} = \frac{1}{7,79} = 0,128$$

$$K_g = \frac{1}{\frac{0,128}{27,02} + \frac{38}{175,05 \cdot 25} + \frac{6,5}{18000} + \frac{0,128}{1000}} = 71,94\text{ kW/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

19) Surface d'échange globale

$$S_g = \frac{Q}{K_g \cdot \text{DTLM}} \quad (33)$$

Application numérique: $Q = 16801776\text{ kW/h}$ $K_g = 71,94\text{ kW/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$$\text{DTLM} = 115^\circ\text{C}$$

$$S_g = \frac{16801776}{71,94 \cdot 115} = 2030,89\text{ m}^2$$

20) Nombre de tube

$$M = \frac{S_g}{S_f} \quad (34)$$

$$= \frac{S_g}{l(20h + n d_g)}$$

Df: Surface totale d'un tube ailette'

Application numérique: $l = 3\text{m}$, $h = 0,04053\text{m}$ $d_g = 0,038\text{m}$ $S_g = 2030,89\text{ m}^2$

$$M = \frac{2030,89}{3(20 \cdot 0,04053 + 0,038 \cdot 3,14)} = 979,28\text{ tubes}$$

$$\text{arr} \quad \underline{M = 980\text{ tubes}}$$

21) Disposition des tubes - Vérification du diamètre hydraulique

Le diamètre hydraulique choisi précédemment impliquait des entrees

D_1 et D_2 valant

$$\underline{D_1 = 140\text{mm}}$$

$$\underline{D_2 = 70\text{mm}}$$

Mathématiquement on constate par une vérification géométrique (11) que de telles valeurs des entrées ne permettent pas de loger les tubes ailetés dans une disposition quinconcée.

Un calcul itératif est nécessaire pour aboutir à une bonne concordance entre le choix du d_p au III 2110 et les dispositions constructives du III 2121.

Nous reprenons le calcul avec au départ des entrées logeant les tubes que nous venons de déterminer, soit

$$D_1 = 180 \text{ mm} ; D_2 = 90 \text{ mm} \quad (\text{détermination géométrique})$$

$$(12) \text{ donne } d_p = \frac{4(0,0162 - 0,785 \cdot 0,038^2)}{3,14 \cdot 0,038} = 505,07 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$(14) \text{ donne } Re_g = \frac{23,55 \cdot 0,50507}{70,33 \cdot 10^{-6}} = 169123$$

$$\text{et d'après (19) et (19)': } \alpha_g = \frac{0,0536 \cdot 0,018 \cdot 169123^{0,8} \cdot 0,633^{0,4}}{0,50507} = 24,22$$

$$\alpha_g = 24,22 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

En reprenant $A = 0,0001 \text{ m}^2$, (28) et (29) donne

$$H_{opt} = 42,04 \text{ mm} \quad \delta_{opt} = 2,37 \text{ mm}$$

(22)' donne $\psi = 8,04$ et d'après (30) K_p vaut

$$K_p = 70,05 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Conclusion

• la vérification géométrique à partir de tubes ($\phi = 0,038 \text{ m}$) ayant des ailettes de hauteur $H = 42,04 \text{ mm}$ est positive.

On adopte donc définitivement:

$$\underline{D_1 = 180 \text{ mm} \quad D_2 = 90 \text{ mm} \quad d_p = 505,07 \text{ mm} \quad H = 42,04 \text{ mm} \quad \delta = 0,00237 \text{ m}}$$

- (1) Voir planche du chapitre II représentant une cellule de 3 tubes lisses quinconcée.
- (2) Nous n'effectuons dans ce chapitre que la recherche d'une concordance entre le III 2110 et le III 2121. Seul le calcul, le plus influent, nous repassons. Le reste est donné au III 2122.

22) Correction des résultats d'après le III 21 21

Les données du premier calcul d'approximation de cuillette deviennent

$$(24) \Rightarrow R_0 = 0,422$$

$$K_C = 2,36$$

$$(23) \Rightarrow \phi_L = 271,4 \text{ kcal/h} \text{ et d'après (22) } t_2 = 368,90^\circ\text{C}$$

Avec $\theta_0 = 462,5 - 368,90 = 93,90^\circ\text{C}$ et le reste inchangé (20) donne

$$\phi_a = 278,32 \text{ kcal/h} \text{ soit } \phi_A = 2783,2 \text{ kcal/h.}$$

$$(26) \text{ donne } \phi_L = 472,95 \text{ kcal/h}$$

soit d'après (27), un flux total de tube non optimisé $\phi_T = 3256,15 \text{ kcal/h}$

Les résultats de l'optimisation de cuillette deviennent avec $H = 0,04206 \text{ m}$, $\delta = 0,00237 \text{ m}$

$$x = 33,69 \text{ m}^{-1} \text{ et } \text{tg}(x \cdot h) = 0,88$$

$$\text{D'après (20) } \phi_a = 356,27 \text{ et } \phi_A = 3562,27 \text{ kcal/h.}$$

$$(26) \text{ donne } \phi_L = 652,39 \text{ kcal/h}$$

soit donc d'après (27) $\phi_T = 4214,66 \text{ kcal/h}$ c'est à dire un $\Delta\phi = 958,51$

et donc une augmentation de 40% du flux.

Soit d'après 23 et avec $K_f = 20,05 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ vaudra: $S_f = 2085,68 \text{ m}^2$

$$\text{et avec (34) : } \Gamma = 724,62$$

$$\text{soit } \underline{\Gamma = 725 \text{ tubes}}$$

III 22. Récupérateur muni de tubes lisses

1) Température de l'air réchauffé à la sortie du récupérateur (t''_a)

$$\text{Idem III 211} \Rightarrow t''_a = 405^\circ\text{C}$$

2) Température des gaz à la sortie du récupérateur (t''_g)

$$\text{Idem III 212} \Rightarrow t''_g = 405^\circ\text{C}$$

3) Différence de Température moyenne logarithmique

$$\text{Idem III 213} \Rightarrow \text{DTLM} = 115^\circ\text{C}$$

4) Température moyenne

$$\text{Idem III 214} \Rightarrow t_{mg} = 462,5^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad t_{ma} = 347,5^\circ\text{C}$$

$$\theta = \frac{T_{mg}}{T_{ma}} = 1,18$$

5) Masses volumiques

$$\text{Idem III 215} \Rightarrow \rho_a = 4,97 \text{ kg/m}^3 \quad \text{et} \quad \rho_g = 0,48 \text{ kg/m}^3$$

6) Conductivité thermique

$$\text{Idem III 216} \Rightarrow \lambda_a = 0,0407 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \quad \text{et} \quad \lambda_g = 0,0586 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

7) Viscosité cinématique

$$\text{Idem III 217} \Rightarrow \nu_a = 5,87 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{et} \quad \nu_g = 90,33 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

8) Rapport optimal entre les vitesses de l'air et de gaz (σ)

est donné par (10)

$$\text{Application numérique : } \theta = 1,18, \quad \psi_n = 1, \quad \epsilon_c = 8,6, \quad \omega = \frac{25}{38} = 0,657$$

$$\sigma = 1,1 \cdot 0,657^{0,36} \cdot 1,18^{0,366} \cdot 8,6^{0,15} = 2,94$$

9) Vitesse de l'air et de gaz

$$\text{Avec } w_a = 15 \text{ m/s} \text{ comme au III 219, } w_g = 2,94 \cdot 15 = 44,1 \text{ m/s}$$

10) Diamètre hydraulique

Soit $r_1 = 32 \text{ mm}$, $r_2 = 6 \text{ mm}$ étant axiaux des tubes lisses
disposés en quinconce

d_h est donné par (2)

Application numérique: $A_{12} = 0,002068 \text{ m}^2$ $d_p = 0,038 \text{ m}$

$$d_h = \frac{4(0,002068 - 0,785 \cdot 0,038^2)}{3,14 \cdot 0,038} = 32,65 \text{ m}$$

11) Nature des écoulements. Nombre de Reynolds

Re_{air} et Re_{g3} sont données par (12) et (13)

Application numérique: $w_a = 15 \text{ m/s}$, $w_g = 44,1 \text{ m/s}$, $d_w = 0,025 \text{ m}$, $d_h = 0,03265 \text{ m}$

$$Re_a = \frac{15 \cdot 0,025}{5,87 \cdot 10^{-6}} = 63884,15 \quad Re_g = \frac{44,1 \cdot 0,03265}{70,33 \cdot 10^{-6}} = 20472,98$$

Soit $Re_a = 63885$ et $Re_g = 20473$

12) Coefficient de transfert de chaleur

α_a et α_g sont calculés de la même façon qu'au III. 2112

α_a reste inchangé soit $\alpha_a = 175,05 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$$\alpha_g = \frac{\lambda_g \cdot Nu}{d_h} = \frac{\lambda_g \cdot 0,018 \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_a^{0,4}}{d_h}$$

Application numérique: $\lambda_g = 0,0536 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$, $Re_g = 20473$, $Pr_g = 0,63$
 $d_h = 0,03265$

$$\alpha_g = \frac{0,0536 \cdot 0,018 \cdot 20473^{0,8} \cdot 0,63^{0,4}}{0,03265} = 69,06 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

13) Coefficient global de transfert de chaleur

K_g est donné par

$$K_g = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{d_g}{\alpha_a \cdot d_o} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{h}}$$

Application numérique : $d_g = 0,038 \text{ m}$, $d_o = 0,025 \text{ m}$, $h = 1000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$$\delta_m = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}, \lambda = 18 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C} \quad \alpha_a = 175,05 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_g = 69,06 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$K_g = \frac{1}{\frac{1}{69,06} + \frac{38}{69,06 \cdot 25} + \frac{65}{18000} + \frac{1}{1000}} = 26,48 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

14) Surface d'échange globale

$$S_g = \frac{Q}{K_g \cdot \Delta TLM}$$

Application numérique : $Q = 16801776 \text{ kcal/h}$ $K_g = 26,48 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
 $\Delta TLM = 115^\circ\text{C}$

$$S_g = \frac{16801776}{26,48 \cdot 115} = 5517,46 \text{ m}^2$$

15) Nombre de tubes

$$N = \frac{S_g}{S_{\text{tube}}} = \frac{S_g}{n \cdot d_g \cdot l}$$

Application numérique : $S_g = 5517,46 \text{ m}^2$, $d_g = 0,038 \text{ m}$, $l = 3 \text{ m}$

$$N = \frac{5517,46}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 3} = 15413,62$$

$$\text{soit } \Gamma = 15414 \text{ tubes}$$

16) Conclusion

L'utilisation de tubes lisses signifie donc que le nombre de tube est presque 16 fois supérieur au nombre de tube alité.

C'est pourquoi, nous décidons de rejeter la solution du récupérateur à tube lisse.

III 23. Variation de l'efficacité

L'objet du paragraphe est de concilier les variations de différents paramètres - et notamment le nombre de tube, en fonction de l'efficacité. Le chapitre suivant traduira les incidences sur le rendement.

1) Présentation des tableaux de calcul

Tableau A: détermination de températures et de constantes physiques. Il nous pond aux calculs présents en détail du III 211 au III 213.

Tableau B: calcul itératif assurant la concordance entre les hypothèses du départ sur le d_h et donc les entrées correspondantes, et la possibilité pratique de loger le tube ailettes après leurs dimensions optimales.

Le tableau B est réalisé suivant l'organigramme suivant pour chaque valeur de l'efficacité.

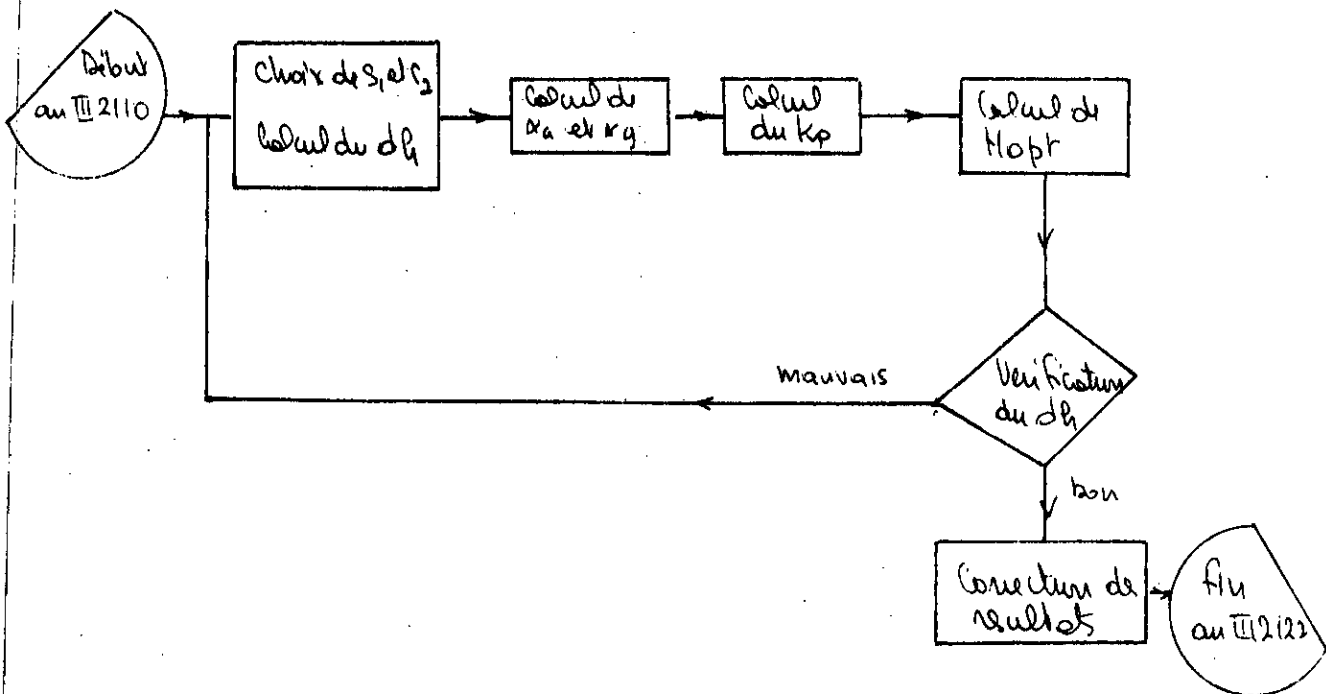


Tableau C: calcul du nombre de tubes. Il reprend les calculs du III 2113, III 2116, III 2118 et III 2119.

2) Conclusion

Il apparaît qu'une trop bonne efficacité a gonflé considérablement la taille de l'ensemble, puisque pour l'efficacité maximum considérée ($\epsilon = 0,80$), il faudrait plus de 4000 tubes.

Il était donc raisonnable de considérer pour le calcul initial la valeur moyenne de 0,50 pour l'efficacité.

Nous décidons d'opter pour un échangeur tubulaire ailette', à contre courant, d'efficacité 0,50.

-A-

EFFICACITE	Unités	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55
Température de l'air à la sortie du récupérateur	°C	370,5	382	393,5	405	416,5
Température des gaz à la sortie du récupérateur	°C	442,5	428	416,5	405	393,5
Différence de température Moyenne logarith.	°C	151	138	126,5	115	103,5
Température moyenne de l'air	°C	330,25	336	341,75	347,5	353,25
Température moyenne des gaz	°C	481,25	474	468,25	462,5	456,75
Conductivité thermique de l'air . 10 ²	kcal/mh°C	3,98	4,01	4,04	4,07	4,10
Conductivité thermique des gaz . 10 ²	kcal/mh°C	5,50	5,44	5,40	5,36	5,31
Masse volumique de l'air	kg/m ³	5,11	5,07	5,02	4,97	4,93
Masse volumique des gaz	kg/m ³	0,47	0,48	0,48	0,48	0,49
Viscosité cinématique de l'air . 10 ⁶	m ² /s	5,60	5,68	5,77	5,87	5,94
rapport optimal de vitesse		1,62	1,60	1,59	1,57	1,55
vitesse de l'air	m/s	15	15	15	15	15
vitesse des gaz	m/s	24,30	24,00	23,85	23,55	23,25
Viscosité cinématique des gaz . 10 ⁶	m ² /s	73,31	72,16	71,25	70,33	69,42

-TABLEAU A1-

EFFICACITE	Unités	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
Température de l'air à la sortie du récupérateur	°C	428	439,5	451	462,5	474
Température des gaz à la sortie du récupérateur	°C	382	370,5	359	347,5	335
Différence de température moyenne logarith.	°C	92	80,5	69	57,5	45,5
Température moyenne de l'air	°C	359	364,75	370,5	376,25	382
Température moyenne des gaz	°C	451	445,25	439,5	433,75	427,5
Conductivité thermique de l'air . 10 ²	kcal/mh°C	4,13	4,16	4,18	4,21	4,24
Conductivité thermique des gaz . 10 ²	kcal/mh°C	5,27	5,23	5,19	5,14	5,10
Masse volumique de l'air	kg/m ³	4,88	4,84	4,79	4,75	4,71
Masse volumique des gaz	kg/m ³	0,49	0,49	0,50	0,50	0,51
Viscosité cinématique de l'air . 10 ⁶	m ² /s	6,04	6,14	6,24	6,32	6,42
rapport optimal de vitesse		1,53	1,52	1,50	1,49	1,47
vitesse de l'air	m/s	15	15	15	15	15
vitesse des gaz	m/s	22,90	22,80	22,50	22,35	22,05
Viscosité cinématique des gaz . 10 ⁶	m ² /s	68,50	67,59	66,68	65,76	64,77

-TABLEAU A2-

- B -

	s_1	s_2	d_h	Re_g	$P_{r,g}$	λ_g	α_g	A	Hopt.	Vérification
035	140	70	290,5	96292	0,63	0,055	27,48	0,0001	40,31	non
	180	90	505,0	167416	0,63	0,055	24,60	0,0001	41,82	oui
040	180	90	505,0	167984	0,63	0,0544	24,40	0,0001	41,94	oui
045	180	90	505,0	169066	0,63	0,0540	24,34	0,0001	41,97	oui
050	180	90	505,0	169123	0,63	0,0536	24,22	0,0001	42,04	oui
055	180	90	505,0	169157	0,63	0,0531	23,95	0,0001	42,20	oui
	180	90	505,0	168885	0,63	0,0527	23,74	0,0001	42,32	oui
060	190	95	567,0	189582	0,63	0,0527	23,19	0,0001	42,65	non
	200	100	666,6	222868	0,63	0,0527	22,64	0,0001	42,99	oui
065	200	100	666,6	224884	0,63	0,0523	22,44	0,0001	43,12	oui
070	200	100	666,6	224932	0,63	0,0519	22,28	0,0001	43,23	oui
075	200	100	666,6	226559	0,63	0,0514	22,21	0,0001	43,27	oui
080	200	100	666,6	226935	0,63	0,0510	22,07	0,0001	43,36	oui

-C'-

ε	Re_a	α_a kcal/m ² h°C	α_g kcal/m ² h°C	$1/\psi$	k_g kcal/m ² h°C
0,35	66994	177,62	24,60	0,125	70,84
0,40	66021	178,88	24,40	0,124	70,64
0,45	64991	175,97	24,34	0,124	70,39
0,50	63885	175,05	24,22	0,124	70,05
0,55	63131	174,69	23,95	0,123	69,86
0,60	62086	173,65	22,64	0,121	68,62
0,65	61074	172,61	22,44	0,121	68,15
0,70	60096	171,21	22,28	0,121	67,64
0,75	59935	170,69	22,21	0,121	67,46
0,80	58411	169,76	22,07	0,121	67,06

-C-

Efficiéité	Unités	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55
Quantité de chaleur échangée	kcal/h	11322,936	13461,420	15064,963	16801,776	18412,732
Épaisseur optimum d'ailette	mm	2,88	2,38	2,38	2,87	2,36
Surface d'un tube ailette	m ²	2,86	2,87	2,87	2,88	2,88
Surface d'échange globale	m ²	1058,53	1378,86	1691,86	2085,68	2546,53
Nombre de tube		371	481	590	725	885

-C1-

Efficiéité	Unités	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
Quantité de chaleur échangée	kcal/h	20011,106	21678,696	23366,288	24919,688	26725,268
Épaisseur optimum d'ailette	mm	2,32	2,31	2,31	2,31	2,30
Surface d'un tube ailette	m ²	2,93	2,94	2,95	2,95	2,95
Surface d'échange globale	m ²	3169,80	3951,58	5002,26	6424,28	8758,86
Nombre de tube		1082	1345	1696	2178	2970

-C2-

III 3. Discussion technico-économique

1) Introduction

A présent que les paramètres et dimensions du réchauffeur d'air sont déterminés, il convient de faire l'étude de variations du rendement.

SONELGAZ optant jusqu'à présent pour des groupes turbine à gaz sans récupération, nos calculs montrent sur l'exemple de nos calculs de la centrale de Bobezouar⁽¹⁾, l'évolution du rendement.

Il existe plusieurs opinions sur l'opportunité de l'adoption de récupérateur aux turbine à gaz.

Pour SONELGAZ, l'opposition à ces conceptions est motivée par la large disponibilité du gaz naturel qui, ainsi, justifierait l'exclusion de toute forme de récupération.

Nous rejetons pour notre part, formellement et raisonnablement, même si le gaz naturel était complètement gratuit, il demeure une source d'énergie épuisable⁽²⁾ (An 2000) et il convient d'adopter nos dépenses et notre stratégie de développement industrielle sur une période longue qui doit inclure l'ère post-gazière où il n'est pas évident que nous nous aurions rendu maître d'une autre source d'énergie de remplacement.⁽³⁾

Nous nous devons de considérer nos sources d'énergie comme des potentialités précieuses à préserver et à fructifier dans les meilleures conditions possibles.

Pour Brown Boveri, l'intérêt de la récupération sur turbine à

- (1) Le projet conduit par Mr DIMITROU, sur la récupération de chaleur des gaz d'échappement d'une turbine à gaz a également été basé sur la centrale SONELGAZ de Bobezouar.
- (2) Au rythme actuel, nos réserves en gaz ne dépasseront guère l'an 2000.
- (3) Tous partent à croire que l'écart technologique aura tendance à s'accroître.

gaz (pour préchauffer l'air comburant) est estompée par une solution plus "noble", à savoir la conception globale d'installation combinée gaz + vapeur.

Nous convenons volontiers de la supériorité, à tous points de vue, de ces installations combinées, et en particulier lorsque leur conception bénéficie de l'extraordinaire puissance de calcul dont dispose la société.

2) Nouveaux rendement

Le projet sur les turbines à gaz - sans récupération - de la centrale de Bab Ezenar propose une série de tableaux donnant

- le BA : puissance aux bornes de l'alternateur entraînée par la turbine à gaz (MW_H)
- le C_g : consommation de Gaz Naturel
- le rendement (D)

Le rendement est donné par :

$$D = \frac{BA}{C_g \cdot P_{ci}}$$

Nous allons reprendre ce calcul et y adjoindre, pour chaque valeur de l'efficacité (1) un nouveau tableau donnant

- C_g : gain en gaz naturel
- D_R : nouveau rendement

C_{g2} : nouvelle consommation de gaz

C_g est obtenu en divisant la quantité de chaleur échangée par le P_{ci}.

(1) ce qui correspond dans la pratique au couplage d'une TH type 9 et d'un récupérateur à tubes o. b. t. d'efficacité E

pour pouvoir étudier toutes les combinaisons, nous réduisons les relevés journaliers à 3 valeurs représentatives prises à 0^h, 8^h et 16^h.

Rappelons que le BA s'exprime en MWH soit près de 880000 kcal/h et que le Pci du gaz naturel vaut 8250 kcal/m³.

Il faut aussi remarquer que la température de l'air comprimé est prise à la valeur moyenne de 290°C, car nous n'avons pas trouvé de relevé donnant ces variations. Cependant ces variations sont de faibles amplitudes et, de toutes façons, la variation du rendement sont données pour un apport de chaleur exactement indiqué.

On peut dire que la variation du rendement est le minimum que l'on puisse obtenir et que de conditions de calcul plus fines donneraient sûrement de meilleurs performances.

(1). En fait, les relevés journaliers que nous possédons sont beaucoup plus étalés (près de 12 par jour) et ils sont présentés pour 6 journées différentes prises au hasard. Nous avons réalisé hors texte tous les calculs de nouveaux rendements (près de 90 tableaux) mais nous préférons faire figurer dans le texte du projet la seule représentation graphique des résultats.

Néanmoins, et pour donner une idée de ces calculs annexes, nous reproduisons 2 tableaux journaliers par valeur de l'efficacité.

$\epsilon = 0,35$
 $Q = 11322936 \text{ kcal/h}$

	0 ^h	8 ^h	16 ^h		0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	30	56,29	40,8	BA _{MWH}	-	55,37	47,58
C _G m ³ /h	15577	22456	18415	C _G m ³ /h	-	22244	20197
η %	20,07	26,09	23,09	η %	-	26,00	24,55
Jeudi 22 Fevrier 1979				Mercredi 13 Mars 1979			
C' _G m ³ /h	1372,47			C' _G m ³ /h	1372,47		
C _{GR} m ³ /h	14204,53	21083,53	17042,53	C _{GR} m ³ /h	-	20871,53	18824,53
η_R %	23,50	28,47	25,53	η_R %	-	28,29	26,96

$\epsilon = 0,40$
 $Q = 13441420 \text{ kcal/h}$

	0 ^h	8 ^h	16 ^h		0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	20	35	46,4	BA _{MWH}	30,6	40,50	39,07
C _G m ³ /h	12948	16891	19887	C _G m ³ /h	15734	18336	17960
η %	16,10	21,60	24,32	η %	20,27	23,02	22,67
Vendredi 23 Fevrier 1979				Dimanche 11 Mars 1979			
C' _G MWH	1629,26			C' _G m ³ /h	1629,26		
C _{GR} m ³ /h	11318,73	15261,73	18257,73	C _{GR} m ³ /h	14104,73	16706,73	16330,73
η_R %	18,84	24,46	22,36	η_R %	23,14	25,85	25,51

$\epsilon = 0,45$
 $Q = 15064963 \text{ kcal/h}$

	0 ^h	8 ^h	16 ^h		0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	20	59,95	56,62	BA _{MWH}	-	55,66	44,08
C _G m ³ /h	12948	23448	22546	C _G m ³ /h	-	22320	20320
η %	16,10	26,65	26,13	η %	-	26,00	22,61
Jeudi 24 Fevrier 1979				Samedi 10 Mars 1979			
C' _G m ³ /h	1826,05			C' _G m ³ /h	1826,05		
C _{GR} m ³ /h	11121,95	21621,95	20719,95	C _{GR} m ³ /h	-	20493,95	18493,95
η_R %	19,18	29,57	29,14	η_R %	-	28,96	25,42

$\epsilon = 0,50$
 $Q = 16801776 \text{ kcal/h}$

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	30	56,29	40,8
C _G m ³ /h	15 577	22456	18415
η %	20,07	26,09	23,09
Jeudi 22 Fevrier 1979			
C' _G m ³ /h	2036,57		
C _{GR} m ³ /h	1354043	20419,43	16378,43
η_R %	23,63	29,40	26,57

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	18	36,1	48,52
C _G m ³ /h	12423	17180	20444
η %	15,1	21,9	24,73
Vendredi 9 Mars 1979			
C' _G m ³ /h	2036,57		
C _{GR} m ³ /h	10386,43	15143,43	18407,43
η_R %	18,48	25,42	28,11

$\epsilon = 0,55$
 $Q = 18412732 \text{ kcal/h}$

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	20	35	46,4
C _G m ³ /h	12948	16891	19887
η %	16,10	21,60	24,32
Vendredi 23 Fevrier 1979			
C' _G m ³ /h	2231,84		
C _{GR} m ³ /h	10716,16	14659,16	17655,16
η_R %	19,90	25,46	28,03

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	30,60	40,50	39,07
C _G m ³ /h	15734	18336	17960
η %	20,27	23,02	22,67
Dimanche 11 Mars 1979			
C' _G m ³ /h	2231,84		
C _{GR} m ³ /h	13502,16	16104,16	15728,16
η_R %	24,17	26,82	26,49

$\epsilon = 0,60$
 $Q = 20011104 \text{ kcal/h}$

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	20	59,95	56,62
C _G m ³ /h	12948	23448	22546
η %	16,10	26,65	26,13
Samedi 24 Fevrier 1979			
C' _G m ³ /h	2425,58		
C _{GR} m ³ /h	10522,42	21022,42	20120,42
η_R %	20,27	30,41	30,01

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	-	55,37	47,58
C _G m ³ /h	-	22244	20197
η %	-	26,00	24,55
Mardi 13 Mars 1979			
C' _G m ³ /h	2425,58		
C _{GR} m ³ /h	-	19810,42	17774,42
η_R %	-	29,80	28,55

$E = 0,65$
 $Q = 21678696 \text{ kcal/g}$

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	20	35	46,4
C _G m ³ /g	12948	16887	19887
η %	16,10	21,60	24,32
Vendredi 23 Fevrier 1979			
C' _G m ³ /g	2627,72		
C _{GR} m ³ /g	10320,28	14259,28	17259,28
η_R %	20,67	26,18	28,67

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	-	55,37	47,58
C _G m ³ /g	-	22244	20197
η %	-	26,00	24,55
Mardi 13 Mars 1979			
C' _G m ³ /g	2627,72		
C _{GR} m ³ /g	-	19616,28	17569,28
η_R %	-	30,10	28,88

$E = 0,70$
 $Q = 23346288 \text{ kcal/g}$

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	30	56,29	40,8
C _G m ³ /g	15577	22456	18415
η %	20,07	26,09	23,09
Jeudi 22 Fevrier 1979			
C' _G m ³ /g	2829,85		
C _{GR} m ³ /g	12747,15	19626,15	15585,15
η_R %	25,10	30,59	27,92

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	18	36,1	48,12
C _G m ³ /g	12423	17180	20444
η %	15,1	21,9	24,73
Vendredi 9 Mars 1979			
C' _G m ³ /g	2829,85		
C _{GR} m ³ /g	9593,15	14350,15	17614,15
η_R %	20,01	26,83	29,14

$E = 0,75$
 $Q = 24919488 \text{ kcal/g}$

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	20	59,95	56,62
C _G m ³ /g	12948	23448	22546
η %	16,10	26,65	26,13
Samedi 24 Fevrier 1979			
C' _G m ³ /g	3020,54		
C _{GR} m ³ /g	9927,46	20427,46	19525,46
η_R %	21,48	31,30	30,93

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	30,60	40,50	39,07
C _G m ³ /g	15734	18336	17960
η %	20,27	23,02	22,67
Dimanche 11 Mars 1979			
C' _G m ³ /g	3020,54		
C _{GR} m ³ /g	12713,46	15315,46	14939,46
η_R %	25,67	28,20	27,89

$\epsilon = 0,80$
 $Q = 26725248 \text{ kcal/g}$

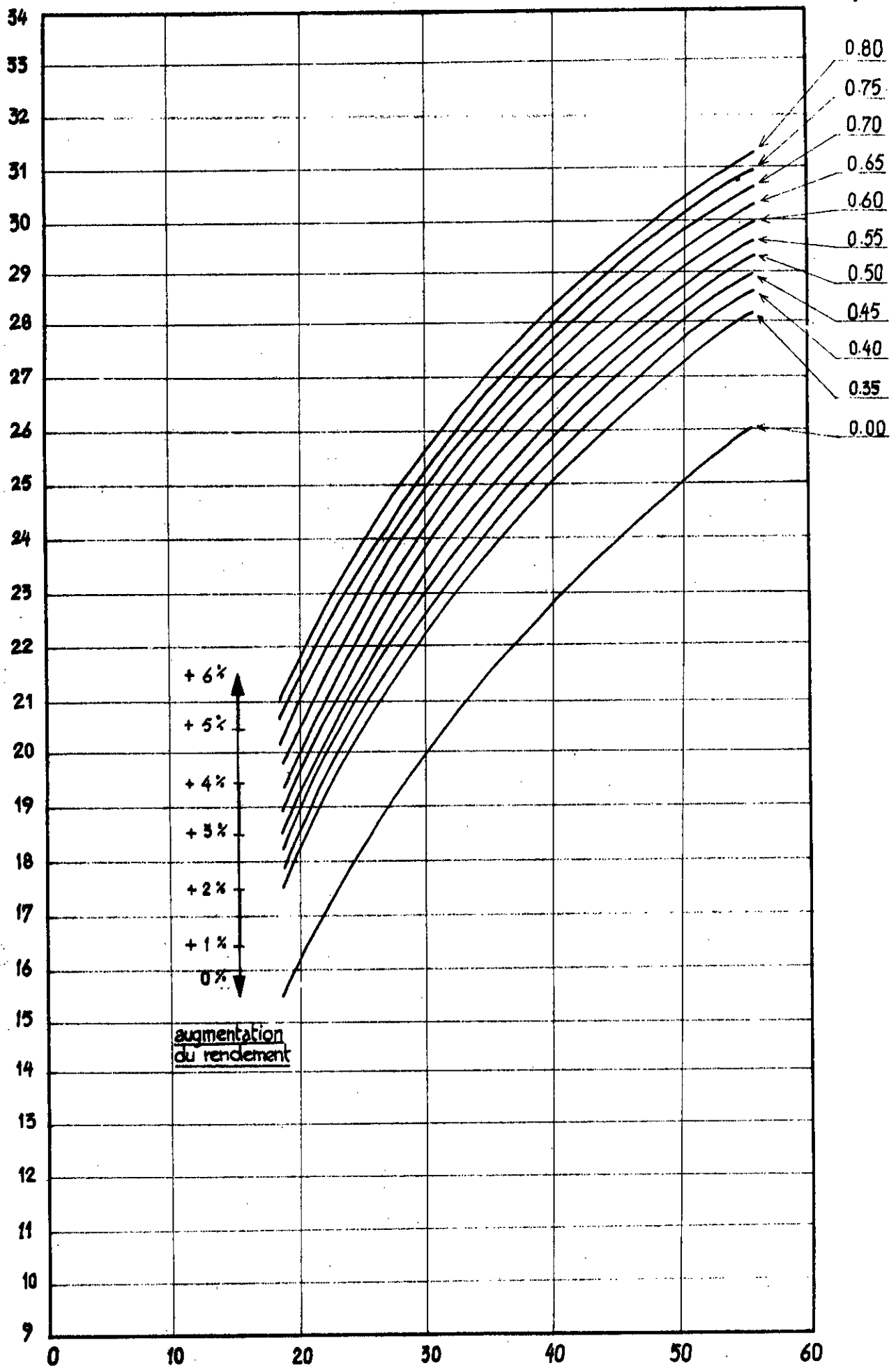
	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	30	56,62	57,25
C _G m ³ /h	15577	22573	22730
η %	20,27	26,14	26,24
Lundi 26 Février 1979			
C' _G m ³ /h	3239,42		
C _{GR} m ³ /h	12337,58	19333,58	19698,58
η_R %	25,93	31,23	31,31

	0 ^h	8 ^h	16 ^h
BA _{MWH}	30,60	40,50	39,07
C _G m ³ /h	15734	18336	17960
η %	20,27	23,02	22,67
Dimanche 11 Mars 1979			
C' _G m ³ /h	3239,42		
C _{GR} m ³ /h	12694,58	15096,58	14720,58
η_R %	26,12	28,61	28,31

η (%)

Rendement en fonction du BA | Variation de l'efficacité :

ϵ



Puissance aux bornes de l'alternateur BA (MWH)

Chapitre 4

RECHAUFFAGE DU FUEL COMBURANT DE LA CHAUDIERE A VAPEUR

4.1. Caractéristiques du fuel P.66

4.2. Calcul du récupérateur P.69

4.3. Conclusion P.78

III.1. Caractéristiques du fuel ⁽¹⁾

Le fuel est un combustible liquide. "Fuel-oil" est la dénomination américaine mais aussi commerciale dans de nombreux pays dont la France.

D'aspect noirâtre, on le trouve dans le commerce mélangé à un colorant rouge.

a) Composition

Les fuels sont des mélanges d'hydrocarbures ; ils sont composés essentiellement de carbone et d'hydrogène, mais ils peuvent en fermer selon leurs origines du soufre, de l'oxygène et, en moindre quantité, de l'Azote, de cendres minérales et de l'eau.

Les fuels sont en généraux des produits extraits de pétroles bruts mais ils peuvent également provenir des huiles de goudrons, de houille ou de lignite ainsi que des extraits de schistes bitumeux.

On classe les fuels d'origine pétrolière en 3 catégories

- les fuels composés uniquement de distillats provenant soit de distillations à partir de bruts soit de distillations des produits étant passés dans des unités de cracking.

Les combustibles sont des produits très fluides et sont destinés aux installations de faible puissance (chauffage domestique, ...).

- les combustibles lourds essentiellement composés de résidus de distillation des opérations énoncées précédemment et qui sont destinés aux usages industriels.

- les mélanges de 2 catégories précédentes qui sont utilisés dans les chauffages domestiques importants et aussi pour certains usages industriels.

(1) Les indications de ce paragraphe sont extraites des ouvrages de l'Institut Français du Pétrole et en particulier "Le combustible liquide" - IFP (1963) - Malheureusement, on ne trouve pas à Alger, même à la SONATRACH, la collection complète.

b) Viscosité

C'est la donnée la plus importante car elle détermine la possibilité du pompage et de la pulvérisation des produits.

Il n'existe pas de "loi unitaire et totalement satisfaisante pour tous les fuels" permettant la connaissance de la viscosité d'un fuel à une température donnée connaissant sa viscosité à une autre température.

Nous joignons à notre travail un graphique donnant la viscosité en fonction de la température. Mais par contre, nous n'avons rien trouvé concernant la variation de la viscosité en fonction de la pression.

c) Point d'écoulement

lorsque on expose au froid un fuel, sa viscosité augmente et à partir d'une certaine limite, il perd ses qualités de fluide pour se rapprocher pratiquement de l'état solide.

Les transformations de l'état du fuel dépendent beaucoup des conditions de son stockage. Ainsi un fuel agité n'a pas le même comportement qu'un fuel au repos.

Pour éviter cet état pâteux, on a fixé de température au dessous desquelles il n'y a pas d'écoulement. Ce critère, appelé point d'écoulement, est indiqué dans les publications des instituts de Normalisation. (En France, norme NFT 60-100)

d) Point éclair

Le point éclair correspond au point de température d'inflammabilité. Il se détermine expérimentalement.

Un produit est dit dangereux à partir d'un seuil de température d'inflammabilité fixé à 55°C.

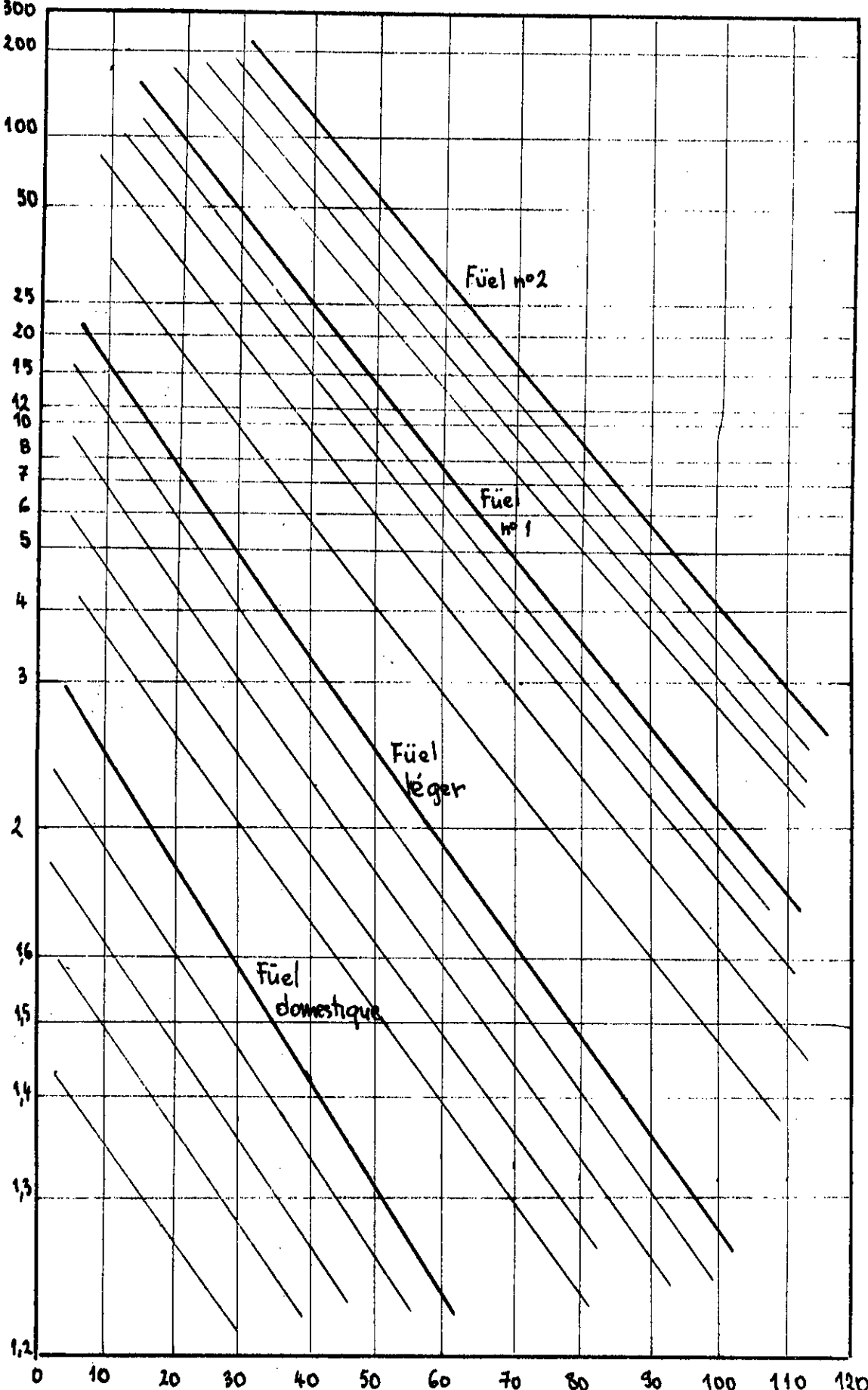
L'IFP rapporte l'expérience de M. GUILERMIC qui indique que le point éclair le plus haut déterminé expérimentalement est de 33°C pour le fuel n°1 et de 37°C pour le fuel n°2. (Norme NFT 60-105)

Diagramme de viscosite

(p. atm.)

E Cst R

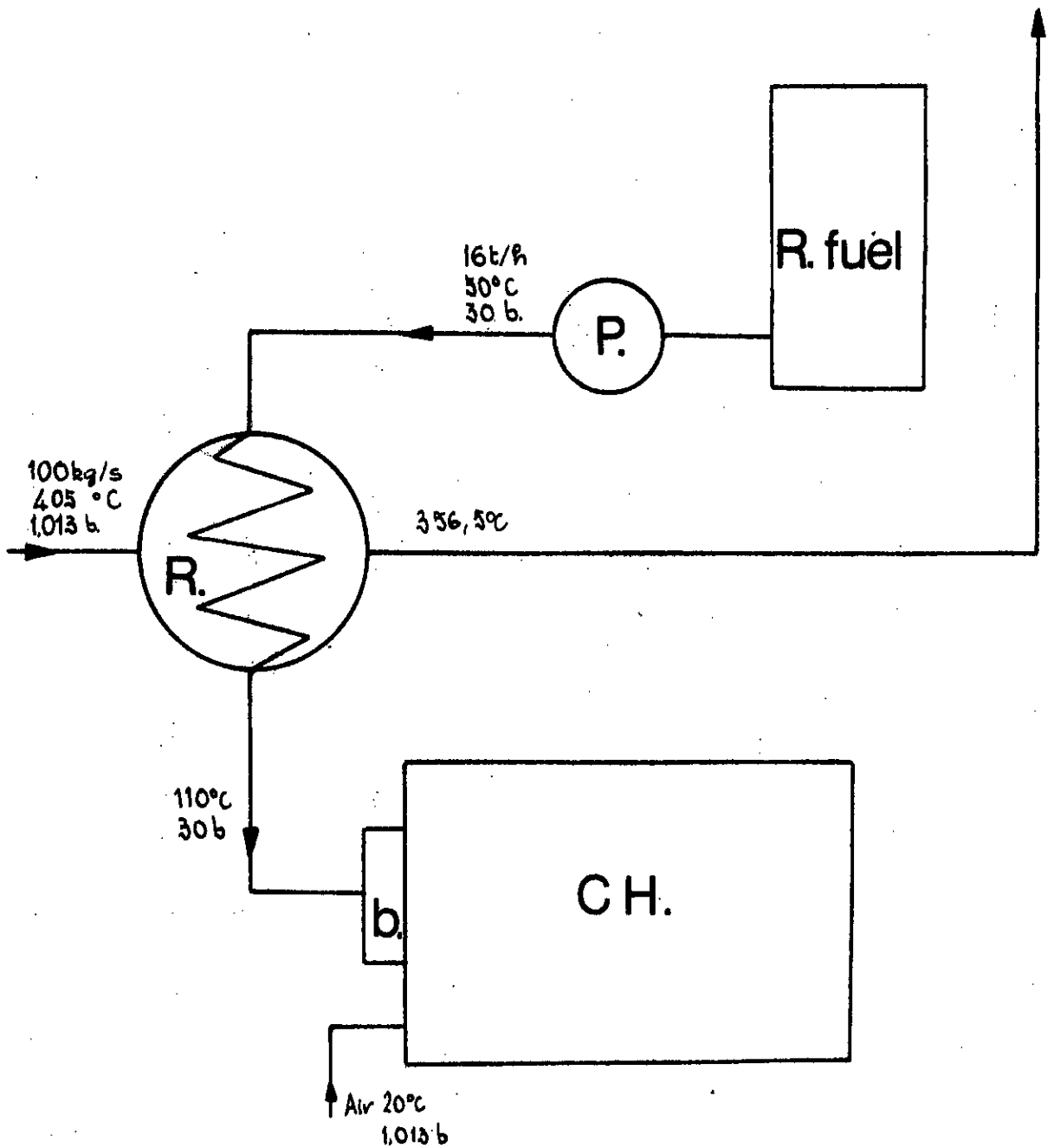
22.60	8650	300
15.10	6000	200
7.60	3120	100
3.80	1550	50
1.90	785	25
1.52	626	20
1.16	460	15
0.89	375	12
0.76	310	10
0.61	250	8
0.45	184	7
0.37	156	6
0.29	124	5
0.21	90	4
0.12	59	3
0.075	47	2
0.065	43	1.6
0.05	38.5	1.5
0.04	36	1.4
0.029	32	1.3
0.020	28	1.2



(°C)

IV.2. Calcul du récupérateur

1). Schéma et données générales



CH. Chaudière du groupe vapeur d'Alger port

b. brûleur

R. Récupérateur de fuel

R. fuel Réservoir de fuel (70 m³)

P. Pompe à fuel.

Le fuel entre dans l'échangeur à sa température de pompage, soit 50°C selon les normes. Le gaz d'échappement arrive à leur température de sortie du précédent échangeur soit 405°C .

Le préchauffage du fuel à sa température de pompage est assuré dans la bache intermédiaire de 70m^3 grâce à un prélèvement de vapeur assuré par le soutirage n°6 et circulant au fond du réservoir dans des serpentins.

Un système de régulation maintient les paramètres de température et de pression aux valeurs fixées.

IV 21. Echangeur fuel-gaz à tubes lisses

a) Position du problème

Soit à chauffer un débit de 16t/h de fuel oil n°2 de 50°C à 110°C au moyen de 36t/h⁽¹⁾ de gaz d'échappement (Θ = 405°C) provenant d'un échangeur d'efficacité 0,75 placé à la sortie d'une turbine à gaz BBC type 9.

Nous retiendrons un échangeur tubulaire horizontal où le fuel circule à l'intérieur des tubes et les gaz, à contre courant, à l'extérieur.

b) Température des gaz à la sortie de l'échangeur (t''g)

La quantité de chaleur cédée par les gaz d'échappement est égale à celle reçue par le fuel soit,

$$q_g \cdot c_g (t'_g - t''_g) = q_f \cdot c_f (t''_f - t'_f)$$
$$\Leftrightarrow t''_g = \frac{q_g \cdot c_g (t'_g) - q_f \cdot c_f (t''_f - t'_f)}{q_g \cdot c_g}$$

avec q_g : débit massique des gaz, q_f : débit massique du fuel,
 c_f : chaleur spécifique moyenne à pression constante du fuel
 c_g : " " " " " " " " de gaz

Application numérique : $t'_g = 405^\circ\text{C}$, $t''_f = 110^\circ\text{C}$, $t'_f = 50^\circ\text{C}$, $q_g = 36 \text{ t/h}$, $q_f = 16 \text{ t/h}$
 $c_g = 1,10 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ $c_f = 2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$

$$t''_g = \frac{36 \cdot 110 \cdot 405 - 16 \cdot 2 \cdot 60}{36 \cdot 1,10} = 356,5^\circ\text{C}$$

t''_g correspond ici au choix d'une température moyenne de 400°C pour les gaz.

En prenant $\Theta_m = \frac{316,5 + 405}{2} = 380,75^\circ\text{C}$, on trouve $t''_g = 354,6^\circ\text{C}$ soit

$\Theta_m = 379,8^\circ\text{C}$, ce qui est très acceptable.

$$t''_g = 354,6^\circ\text{C}$$

(1) c_g est calculé ici à partir de la formule empirique $c_g = 0,00025 \cdot t_{\text{moy}} + 1$ en kJ/kg°C. On trouve ainsi $c_g = 1,10 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ en prenant Θ_{moy} de gaz = 400°C. Pour plus de détail, voir le D3.3 note
(2) Pour de tel besoin, il n'est pas nécessaire de prendre la totalité du débit de gaz

c) température moyenne du fuel et des gaz ⁽¹⁾

$$t_{mf} = \frac{t'_f + t''_f}{2}$$

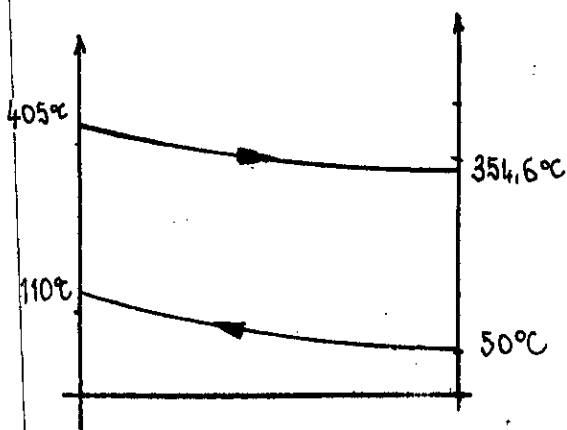
$$t_{mg} = \frac{t'_g + t''_g}{2}$$

Application numérique : $t'_f = 50^\circ\text{C}$, $t''_f = 110^\circ\text{C}$, $t'_g = 405^\circ\text{C}$, $t''_g = 354,6^\circ\text{C}$

$$t_{mf} = \frac{110 + 50}{2} = 80^\circ\text{C}$$

$$t_{mg} = \frac{405 + 354,6}{2} = 379,8^\circ\text{C}$$

d) Différence de température moyenne logarithmique



On peut à encore appliquer une formule simplifiée du calcul de la DTLM soit

$$DTLM = (t'_g + t''_g)^{\frac{1}{2}} - (t'_f + t''_f)^{\frac{1}{2}}$$

Application numérique : Idem que (c)

$$DTLM = 379,8 - 80 = 299,5^\circ\text{C}$$

e) Conductivité thermique des gaz et du fuel (λ_g et λ_f)

e₁. λ_g à $t_{mg} = 379,8^\circ\text{C}$

t_{mg} (°C)	λ_g (kcal/mh°C)
300	0,0416
400	0,0490

t_{mg} (°C)	λ_g (kcal/mh°C)
379,80	0,0421

e₂. λ_f à $t_{mf} = 80^\circ\text{C}$

Nous n'avons pas trouvé de tables numériques donnant λ en fonction de la température pour le fuel.

René GIBERT ⁽²⁾ rend compte de telles difficultés pour les produits peu courants

(1) même remarques que pour le III 214.

(2) "Genie chimique" tome 2 : transmission de la chaleur - éditeur Eyrolles 1963 - la formule qui est proposée par ce auteur est due à Weber et date de 1880.

et propose une formule dont il dit lui même qu'elle peut causer des erreurs de 5 à 50% ! La formule s'énonce

$$\lambda = 3,59 \cdot 10^{-3} c_p \left(\frac{\rho}{M} \right)^{1/3}$$

c_p : chaleur molaire

M : masse molaire

ρ : masse volumique

Mais il est encore plus laborieux de rechercher les facteurs de la formule. L'auteur indique également que la variation de λ pour les liquides est très faible en fonction de la température.

L'Institut Français du pétrole⁽¹⁾ énonce, sans autres précisions, que λ pour les fuels varie en générale de 0,104 à 0,102 kcal/mh°C. En tenant compte d'une application numérique proche de nos conditions⁽²⁾ et qui corrobore la référence précédente, nous décidons de prendre

$$\lambda = 0,112 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

f_1 - Viscosité cinématique du fuel et des gaz

f_{11} - Viscosité cinématique des gaz à $t_{mg} = 379,80^\circ\text{C}$

$T_{mg} (^\circ\text{C})$	$\nu_g \cdot 10^6 (m^2/s)$
300	45,8
400	60,4

$T_{mg} (^\circ\text{C})$	$\nu_g \cdot 10^6 (m^2/s)$
379,8	57,45

f_2 - Viscosité du fuel à $t_{mf} = 80^\circ\text{C}$

Il n'est pas possible d'utiliser le graphique du IV 1 du fait de la pression qui est ici de 30 bars. Nous prenons ν_f donné par la documentation de la Centrale soit

$$\nu_f = 3,80 \cdot 10^{-6} m^2/s$$

(1) Hypothèse contenue dans "Combustibles liquides" de l'IFP.

(2) Technique de l'Ingénieur - Mécanique - Chapitre sur la Convection.

g) diamètre hydraulique

Nous choisissons de tubes légèrement plus important qu'au chapitre III soit $d_{int} = 0,040 \text{ m}$ et $d_{ext} = 0,046 \text{ m}$. Ils sont disposés en quinconce avec des écarts axiaux déterminés graphiquement et valent

$$D_1 = 0,070 \text{ m}$$

$$D_2 = 0,035 \text{ m}$$

D'après la méthode du III 2, on trouve d_h vaut :

$$d_h = 0,0218 \text{ m}$$

h) Nature des écoulements - Nombre de Reynolds

$$Re_g = \frac{w_g \cdot d_h}{\nu_g}$$

$$Re_f = \frac{w_f \cdot d_f}{\nu_f}$$

Application numérique : Nous admettrons $w_f = 18 \text{ m/s}$ et $w_f = 0,5 \text{ m/s}$
 $\nu_f = 3,80 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ $\nu_g = 57,45 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 $d_h = 0,0218 \text{ m}$

$$Re_g = \frac{18 \cdot 0,0218 \cdot 10^6}{57,45} = 7209,74$$

$$Re_f = \frac{0,5 \cdot 0,040 \cdot 10^4}{3,80} = 52,63$$

$$\underline{Re_g = 7210} \quad \underline{Re_f = 53}$$

Soit donc un écoulement turbulent pour les fumées et un écoulement laminaire pour le fuel.

i) Coefficient de transfert de chaleur fuel - paroi et gaz paroi

i₁) Coefficient de transfert de chaleur gaz - paroi

Nous appliquons la même méthode qu'au chapitre III soit

$$\alpha_g = \frac{\lambda_g \cdot 0,018 \cdot Re_g^{0,8} Pr_g^{0,4}}{d_h}$$

Application numérique : $\lambda_g = 0,0421 \text{ kW/m}^2\text{K}$, $d_h = 0,0218 \text{ m}$, $Re_g = 7210$

$$Pr_g = 0,64$$

$$\alpha_g = \frac{0,0421 \cdot 0,018 \cdot 7210^{0,8} \cdot 0,64^{0,4}}{0,0218} = 37,47 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

12. Coefficient fuel-paroi

Nous appliquerons une formule rapportée par Gregorig et dû à H. Hausen (1943):

$$\frac{\alpha d}{\lambda} = Nu = 3,65 + \frac{0,0668 \frac{Re Pr d}{L}}{1 + 0,045 \frac{Re Pr d}{L}} \left(\frac{\eta_f}{\eta_p} \right)$$

avec η_f viscosité dynamique du fuel à sa temp. moyenne
 η_p " " " " " " de paroi

Le problème doit cependant satisfaire la condition:

$$10^{-5} < \frac{L}{Pr \cdot Re \cdot d} < 10$$

Reste à déterminer par l'application numérique la viscosité dynamique du fuel à sa température moyenne ($t_{mf} = 80^\circ$) et à sa température de paroi (t_p).

Il est impossible de calculer t_p à ce niveau du calcul puisque α_f n'est pas encore déterminé. Nous utiliserons un moyen simplifié en supposant $t_p = t_{mf} + 80^\circ$ soit $t_p = 160^\circ$.

soit (1) $\eta_{80} = 0,0179 \text{ PI}$ et $\eta_{160} = 0,00358 \text{ PI}$

Application numérique.

le calcul de Pr est donné par: $Pr = \frac{c_p \cdot \eta_f}{\lambda}$ avec ($c_p = 2000 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$,
 $\eta_f = 0,0179 \text{ PI}$ et $\lambda = 0,130 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ soit $Pr = \frac{2000 \cdot 0,0179}{0,130} = 275,38$

la condition devient: $l = 3 \text{ m}$, $Pr = 275,38$, $Re = 53$, $d = 0,040 \text{ m}$

$$\frac{3}{275,38 \cdot 53 \cdot 0,040} = 5,13 \cdot 10^{-3} \quad | \quad \text{OK}$$

Ces valeurs exprimées en Poiseuille (unité SI) ont été déduites par approximation successive à partir de quelques rares valeurs existantes dans la documentation

$$Nu = \left(3,65 + \frac{0,0668 \cdot \frac{275,38 \cdot 53 \cdot 0,040}{3}}{1 + 0,045 \cdot \frac{53 \cdot 275,38 \cdot 0,040}{3}} \right) \frac{0,0179}{0,00358} = 24,90$$

$$\alpha_f = \frac{0,112 \cdot 24,90}{0,040} = 69,7 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

g) Coefficient global de transfert de chaleur

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{d_g}{\alpha_f \cdot d_f} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{1}{h}}$$

Application numérique : $\alpha_g = 37,47 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, $\alpha_f = 69,7 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$, $\delta_m = 0,003 \text{ m}$
 $\lambda = 1000 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$, $\lambda_m = 18 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{37,47} + \frac{0,046}{0,040 \cdot 69,7} + \frac{3}{18000} + \frac{1}{1000}} = 22,64 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

h) quantité de chaleur échangée

$$Q = q_g \cdot c_p \cdot (t''_g - t'_g) \cdot 3600$$

Application numérique : $q_g = 100 \text{ kg/s}$, $c_p = 0,262 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$
 $t''_g = 354,6^\circ\text{C}$, $t'_g = 405^\circ\text{C}$

$$Q = 100 \cdot 3600 \cdot 0,262 (405 - 354,6) = 4,75 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$$

l) surface globale d'échange

$$S_g = \frac{Q}{K \cdot DTLM}$$

Application numérique : $Q = 4,75 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$ $K = 22,66$ $DTLM = 299,59$

$$S_g = \frac{4,75 \cdot 10^6}{22,66 \cdot 299,5} = 700,5 \text{ m}^2$$

m) Nombre de tubes

$$M = \frac{S_g}{S_{\text{tube}}} = \frac{S_g}{\pi d_p l}$$

Application numérique : $S_g = 700,5 \text{ m}^2$, $d_p = 0,046$. $l = 3$

$$M = \frac{700,5}{3,14 \cdot 0,046 \cdot 3} = 1616,58$$

Donc $M = 1617$ tubes

n) température réelle de paroi

t_{pf} est donnée par

$$t_{p \text{ fuel}} = t_{mf} + \frac{Q}{\alpha_f \cdot S}$$

Application numérique : $Q = 4,75 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$

$\alpha_f = 69,7 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ $S = 700,5 \text{ m}^2$

$$t_p = 80 + \frac{4750000}{69,7 \cdot 700,5} = 177,28^\circ\text{C}$$

Donc une différence d'environ 17°C par rapport au t_p choisi. Un calcul itératif est pratiquement impossible du fait de l'absence de données numériques suffisantes pour la viscosité du fuel.

IV.3. Conclusion

Le nombre de tube obtenu ne nécessite pas l'adjonction d'ailette car il n'est pas certain que l'économie réalisée soit supérieure aux dépenses liées à l'adjonction de ailettes.

Ce n'était pas le cas au chapitre III où le nombre de tubes lisses dépassaient 15000 alors que les ailettes le réduisait à près de 1000.

Le problème essentiel est ici celui de températures qui risquent de rendre l'installation extrêmement dangereuse en cas d'accident. Bien qu'il soit toujours possible de prévoir des systèmes de haute sécurité, il est préférable de ne pas s'embarquer de solutions délicates. D'autant qu'il s'agit d'installation devant fonctionner sur un site portuaire où un incendie provoquerait une véritable catastrophe.

C'est pourquoi, nous décidons de considérer le calcul de ce chapitre à titre indicatif seulement et de rejeter la solution au profit d'une autre moins dangereuse.

Dans ce sens, nous proposons de réchauffer le fuel par de la vapeur soulevée (à 100°C par exemple) ou bien encore d'utiliser les gaz d'échappement dans une petite chaudière de récupération qui produira de la vapeur à une température compatible avec le critère de sécurité.

Chapitre 5

CHAUDIERE de RECUPERATION

5. 1-2 3-4-5 - Calcul thermique préliminaire ————— P. 80

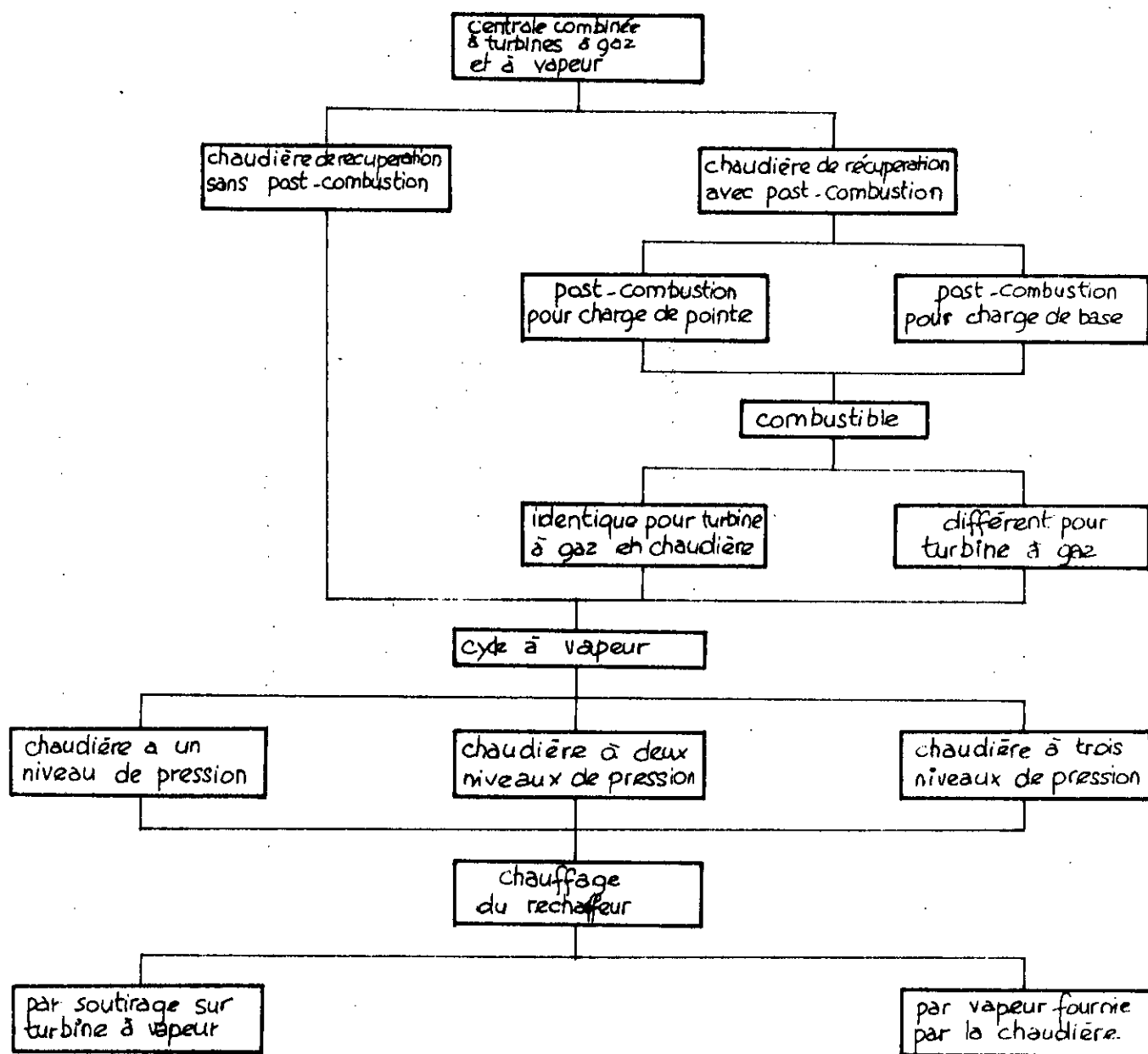
5 6 - Elements tubulaires ————— P. 88

**5. 7 - Echangeurs de la chaudiere avec post-
combustion ————— P. 90**

**5. 8 - Echangeurs de la chaudiere sans post-
combustion ————— P.109**

V 1. Variantes des centrales combinées

Nous étudions les différentes combinaisons possibles à partir du tableau synoptique suivant⁽¹⁾



Parmi les choix indiqués dans le tableau, des variantes supplémentaires pourront être introduites dans le calcul. Les chaufferies des anciennes centrales pourront être remplacées par une ou deux chaudières de récupération, et donc une ou deux turbines à gaz. On pourra également voir dans les deux cas, l'opportunité de l'apport d'une post-combustion. Par contre, d'autres décisions sont dictées par les données objectives des installations étudiées.

- Chaudières de récupération à un niveau de pression du fait de la conception des →

⁽¹⁾ tableau figurant dans le numéro 10/1978 de la revue "Brown Boveri".

CALCUL THERMIQUE PRELIMINAIRE

turbins à vapeur installés

- choix du gaz naturel comme combustible commun à la chaudière et à la turbine à gaz du fait de sa large disponibilité en Algérie et de ses qualités de propriété. Pour cette dernière qualité, la chaudière de récupération ne va pas subir l'encrassement et ne nécessitera pas, en conséquence, de dispositions constructives spéciales.

II.2. Chaleur reçue par la vapeur

		Alger Port	Oran et Annaba
Eau à l'entrée de l'économiseur	température (t_e)	236°C	180°C
	Enthalpie (H_e)	243,6 kcal/kg	182,2 kcal/kg
Eau en chaudière	température (t_v)	300,2°C	279,5°C
	Enthalpie totale par kg de vapeur saturée	655,8 kcal/kg	663,6 kcal/kg
	Enthalpie du liquide par kg de vapeur saturée	321,16 kcal/kg	294,7 kcal/kg
Vapeur surchauffée	Température (t_s)	540°C	500°C
	Pression (P_s)	88 bar	65 bar
	Enthalpie (H_s)	833,8 kcal/kg	804,85 kcal/kg
Chaleur d'échauffement dans l'économiseur	$H_{e_v} - H_e = \Delta H_e$	77,56 kcal/kg	112,5 kcal/kg
Chaleur de vaporisation	$H_v - H_{e_v} = \Delta H_v$	334,64 kcal/kg	368,9 kcal/kg
Chaleur de surchauffe	$H_s - H_v = \Delta H_s$	128 kcal/kg	141,25 kcal/kg
Chaleur totale reçue par la vapeur	$\Delta H_e + \Delta H_v + \Delta H_s$	590,2 kcal/kg	622,65 kcal/kg

La centrale d'Alger port avec un débit de vapeur de 217 t/h nécessite un apport de chaleur de

$$\Delta Q_a = 217000 \cdot 590,2 = 128073400 \text{ kcal/h}$$

Celle d'Oron et de Annaba avec un débit de 110 t/h nécessite

$$\Delta Q_o = 110000 \cdot 622,65 = 68491500 \text{ kcal/h}$$

2.3 Chaleur cédée par les fumées

Une turbine à gaz BBC type 9 débite des gaz d'échappement à 540°C de composition massique⁽¹⁾ : 11,12% de CO₂, 73,74% de N₂, 6,68% de O₂ et 8,46% de H₂O. La température de sortie des fumées est fixée à une valeur moyenne de 200°C.⁽²⁾

La chaleur cédée par les fumées (ΔQ_f) vaudra :

$$\Delta Q_f = \dot{m}_f \cdot c_p \cdot \Delta t \quad \dot{m}_f \text{ débit des fumées}$$

c_p , chaleur spécifique moyenne à pression constante, se calcule à partir de chaleurs spécifiques des composants des fumées⁽³⁾ à $\theta_{\text{moy}} = (540 + 200)/2 = 370^\circ\text{C}$

	% Massique	$c_{p_{200}}$ (kcal/kg °C)	$c_{p_{400}}$ (kcal/kg °C)	$c_{p_{370}}$ (kcal/kg °C)	$c_p \cdot \%$	$c_{p \text{ totale}}$
CO ₂	11,12	0,9487	0,9826	0,9724	0,1081	1,106
N ₂	73,74	1,0400	1,0675	1,0652	0,7707	
O ₂	6,68	0,9500	0,9651	0,9605	0,0641	
H ₂ O	8,46	1,9192	1,9477	1,9391	0,1640	

$$c_p = 1,106 \text{ kcal/kg }^\circ\text{C} = 0,2642 \text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$$

Avec $\dot{m}_f = 152 \text{ kg/h}$ et $\Delta t = 340^\circ\text{C}$, $\Delta Q = 3600 \cdot 152 \cdot 340 \cdot 0,2642 = 49153860 \text{ kcal/h}$

- (1) Composition donnée dans le projet sur la recuperation de la chaleur de gaz d'échappement d'une turbine BBC type 9. (page 41 chapitre E - ENP Juin 1978). En outre la température de sortie de 200°C correspond à une variante de TG type 9. Elle diffère de celle du III qui échappait à 220°C.
- (2) Indication du constructeur BBC (Revue BBC no 10-1978)
- (3) Valeurs relevées in "fondement de la thermique" de TCHERNOV (édition de Moscou 1971). Il existe une formule d'approximation donnant c_p : $c_p = 11,020025 \cdot t_{\text{moy}}$; dans notre cas cette formule donne $c_p = 0,2610 \text{ kcal/kg }^\circ\text{C}$, ce qui est acceptable. La formule est donnée par LEMASSON dans "Elements de construction" tome 9 (DUNOD-1966)

A ce niveau du calcul, on peut tirer 2 conclusions

- 2 tubiers à gaz et 2 chaudières de récupération peuvent remplacer une chaudière de la centrale d'Oran. ($2 \Delta Q_f > \Delta Q_0$)
- la post-combustion est inévitable à Alg. part du fait de l'égalité de températures de la vapeur vive et de fumées (540°)

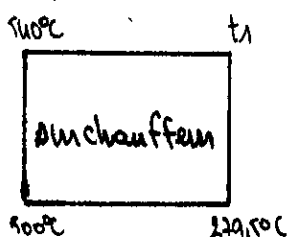
Avec ΔQ_0 , chaleur reçue par la vapeur et ΔQ_f , chaleur fournie, le rendement d'une chaudière de récupération sans post-combustion pour ORAN sera :

$$\eta_0 = \frac{\Delta Q_0}{\Delta Q_f} = \frac{68691500}{2.49153860} = 69,67\%$$

IV.4. Température intermédiaire d'une chaudière de récupération sans post-combustion pour ORAN et ANNABA

Le principe du calcul repose sur l'égalité de chaleurs échangées : chaleur reçue par la vapeur = chaleur cédée par les fumées

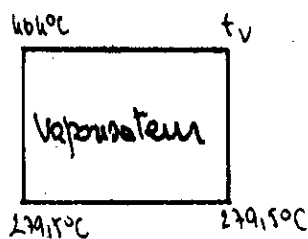
Débit de vapeur (m_v) : 55 t/h Débit de fumées $m_f = 152 \text{ kg/h}$ $\eta_0 = 69,67\%$



Chaleur de surchauffe : $\Delta H_s \cdot m_v = 141,25 \cdot 55000 = 7768750 \text{ kcal/h}$

C_p pour $\theta_m = 500^\circ\text{C}$: $c_p = 1 + 0,00025 \cdot 500 = 0,268 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

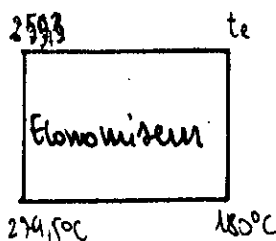
$$3600 \cdot 0,6967 \cdot 152 \cdot 0,268 (540 - t_1) = 7768750 \quad (\Rightarrow) \quad t_1 = 464^\circ\text{C}$$



Chaleur de vaporisation : $\Delta H_v \cdot m_v = 368,9 \cdot 55000 = 20289500 \text{ kcal/h}$

C_p pour $\theta_m = 366^\circ\text{C}$: $c_p = 1 + 0,00025 \cdot 366 = 0,260 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

$$3600 \cdot 0,6967 \cdot 152 \cdot 0,260 (464 - t_v) = 20289500 \quad (\Rightarrow) \quad t_v = 259,3^\circ\text{C}$$



Chaleur de l'économiseur : $\Delta H_e \cdot m_v = 112,5 \cdot 55000 = 6187500 \text{ kcal/h}$

C_p pour $\theta_m = 230^\circ\text{C}$: $c_p = 1 + 0,00025 \cdot 230 = 0,252 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

$$3600 \cdot 0,6967 \cdot 152 \cdot 0,252 (259,3 - t_e) = 6187500 \text{ kcal/h} \quad (\Rightarrow) \quad t_e = 194,9^\circ\text{C}$$

IV.5. Températures intermédiaires d'une chaudière de récupération avec post-combustion pour ORAN et ANNABA

En ayant recours à la post-combustion, il n'est pas nécessaire d'utiliser 2 turbines à gaz.

$$\Delta Q_0 = 68491500 \text{ kcal/h} \quad \Delta Q_p \text{ disponible} = 49153860 \text{ kcal/h}$$

Nous prenons un rendement supposé de 95% que nous vérifierons⁽¹⁾ par la suite.

$$\eta = \frac{\Delta Q_0}{\Delta Q_p} = 0,95 \quad \Leftrightarrow \Delta Q_p' = \frac{68491500}{0,95} = 72096315 \text{ kcal/h}$$

Il faut donc un apport de post-combustion de

$$\Delta Q_p'' = 72096315 - 49153860 = 22942455 \text{ kcal/h}$$

Nous utilisons du gaz naturel de pouvoir calorifique inférieur (2), $P_{ci} = 8250 \text{ kcal/kg}$ et de pouvoir comburivore (3) $A = 15,40 \text{ kg/kg}$. Pour apporter ces 22942455 kcal/h , il faut brûler un débit de gaz naturel m_g valant

$$m_g = \frac{22942455}{8250} = 2780,9 \text{ kg/h}$$

Vérification de l'approximation du rendement (post combustion)

Avec $A = 15,40 \text{ kg/kg}$, la masse de fumées⁽⁴⁾ m_{fp} vaudra

$$m_{fp} = (A + 1) m_g = 2780,9 \cdot 16,40 = 45592 \text{ kg/h}$$

(1) Pour le choix de cette valeur du rendement, plusieurs itérations hors-texte ont été réalisées.

(2) de P_{ci} est la quantité de chaleur, H_2O exclue, fournie par 1 kg de combustible; par souci de continuité, nous l'avons prise égale au P_{ci} choisie par le projet sur la recuperation (déjà citée). En fait, le calcul montre qu'il est plus important, environ 10.000 kcal/kg . Le combustible a pour formule fictive $C_{5,79}H_{21,5}N_{0,630}$.

(3) Le pouvoir comburivore d'un combustible est la masse d'air strictement nécessaire à la combustion d'un kg de combustible. Selon LEMASSON, (Machine, Librairie DELAGRAVE-1976), $A = x + y/4 + 3/2$ pour un combustible $C_xH_yO_3N_4$.

(4) Il existe une formule approximative donnant les pertes par cheminées (Nubert, Calcul thermique de chaudière Dunod 72). Nous n'avons pu vérifier sa justesse sans doute du fait qu'elle ne tient pas compte de l'apport de fumées comburantes chaudes.

A 200°C , avec $C_p = 0,25 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$, les pertes à la cheminée sont

$$P_{ch} = 45592 \cdot 200 \cdot 0,25 = 2\,287\,770,5 \text{ kcal/h}$$

Il n'y a pas de perte par imbrûlé du fait de l'excès d' O_2 dans la fumée. Avec des pertes par rayonnement et conduction estimées à 2%, les pertes totales seront

$$P_t = 0,02 \cdot \Delta Q''_f + P_{ch} = 0,02 \cdot 22942455 + 2\,287\,770,5$$

$$P_t = 2\,746\,619,5 \text{ kcal/h}$$

Avec un rendement de 95%, nous aurons pris $\Delta Q''_f = 22942455$ au lieu de $\Delta Q = \Delta Q_0 - \Delta Q_f$ soit

$$\Delta Q = 68491500 - 49153860 = 19337640 \text{ kcal/h}$$

c'est à dire des pertes P'_f valant

$$P'_f = 22942455 - 19337640 = 3604815 \text{ kcal/h}$$

Donc $P'_t = P_t + 858195,5 \text{ kcal/h}$. Cette légère surestimation des pertes constitue une marge de sécurité pour d'éventuelles pertes supplémentaires.

Avec l'apport de la combustion le débit total de fumées \dot{m}_{ft} sera la somme du débit initial de fumées de la turbine à gaz et du débit de combustible

$$\dot{m}_{ft} = \dot{m}_f + \dot{m}_g = 547200 + 2780,9 = 549980,9 \text{ kg/h}$$

Vérification de la suffisance d'oxygène

Dans le 547200 kg/h (152 kg/s) de fumées combustibles, il y a 6,68% d'oxygène, soit

$$\dot{m}_{\text{O}_2} = \frac{547200 \cdot 6,68}{100} = 36552,96 \text{ kg/h}$$

Or avec $A = 15,40 \text{ kg/hg}$, nous necessitons un debit d'air com-
burant de

$$m_a = 15,40 \cdot 2780,9 = 42825,86 \text{ kg/h}$$

Soit en sachant que dans chaque masse d'air, il y a $\frac{1}{5}$ d' O_2 ,
nous necessitons un debit d'oxygene m'_{O_2}

$$m'_{O_2} = \frac{42825,86}{5} = 8565,17 \text{ kg/h}$$

$m_{O_2} = 4,26 m'_{O_2}$, il n'y a donc pas de probleme de combu-
rant et il etait juste de supposer l'absence de pertes par
imbureté.

9) (Toutes les donnees sont reunies pour effectuer le calcul de tem-
peratures intermediaires.

Temperature de fumee au niveau du foyer

Elle s'obtient en posant l'egalite de chaleur recue par
les fumees et de la chaleur apportee par le combustible

$$22962655 = 569980,9 \cdot C_p \cdot (t_f - 540) \cdot 0,95$$

$\theta_m = 600$

avec $C_p = 0,274 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$, $t_f = 700,2^\circ\text{C}$

700,2

700

279,5

279,5

Rechauffeur

t_f

chaleur de suu chauffe : $161,25 \cdot 110000 = 15537500 \text{ kcal/h}$

C_p à $\theta_m = 600^\circ\text{C}$: $C_p = 0,27 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

$15537500 = 569980,9 \cdot 0,27 \cdot (700,2 - t_f) \cdot 0,95$ $\Rightarrow t_f = 590^\circ\text{C}$

590

279,5

279,5

Vaporisateur

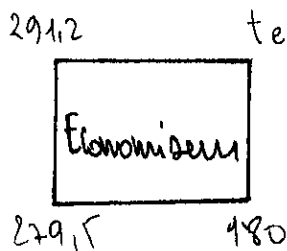
t_v

Chaleur de vaporisation : $368,9 \cdot 110000 = 40579000 \text{ kcal/h}$

C_p à $\theta_m = 430^\circ\text{C}$: $C_p = 0,26 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

$40579000 = 569980,9 \cdot 0,26 \cdot (590 - t_v) \cdot 0,95$

$(\Rightarrow) t_v = 291,2^\circ\text{C}$



Chaleur dans l'économiseur: $112,5 \cdot 110000 = 12375000 \text{ kcal/h}$
 c_p pour $\theta_m = 260^\circ\text{C}$ $c_p = 0,25 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

$$12.375.000 = 0,95 \cdot 0,25 \cdot 549980,9 (291,2 - t_e)$$

$$\Rightarrow t_e = 196,4^\circ\text{C}$$

V5. Températures intermédiaires d'une chaudière de récupération avec post-combustion pour ALGER. PORT (1)

Le calcul est du même type qu'au V4. Nous ne faisons figurer sur le texte que le résultats obtenus à partir des caractéristique d'Alger-port

La solution consiste à remplacer la chaudière à vapeur existante par 2 chaudières de récupération avec post combustion et 2 turbines à gaz BNC type 9.

Chaleur apportée par 1 turbine à gaz : 49153860 kcal/h

Débit de fumées : 152 kg/s

Débit de vapeur : $217/2 = 108,5 \text{ t/h}$

Rendement $\eta = 0,95$, $\Delta'' Q_f = 18253192 \text{ kcal/h}$

$m_g = 2215,50 \text{ kg/h}$

$m_{ft} = 549415,50 \text{ kg/h}$

$m'_{O_2} = 6823,74 \text{ kg/h}$, $m_{O_2} = 5,35 m_{O_2}$

$t_f = 669,5^\circ\text{C}$ $t_s = 609,7^\circ\text{C}$ $t_v = 342,1^\circ\text{C}$ $t_e = 194,1^\circ\text{C}$

(1) Il n'est pas envisagé pour l'instant de remplacement de la chaudière d'Alger port. Celle d'ORAN et de Annaba seront transformées, inévitablement. Il apparaît dans le calcul que l'on peut revenir pour le 3 centrole, le même type de centrale chaudière de récupération

V 6. Elements tubulaires de échangeuse

Nous retenons les mêmes caractéristiques mécaniques que celles utilisées précédemment.

Pour contre nous retenons les données géométriques de tube lisse utilisés dans la chaudière de récupération du projet de la centrale de Bab ezouar ; soit donc

$$d_{ext} = 46 \text{ mm} , d_{int} = 40 \text{ mm} , l = 3 \text{ m} .$$

Nous sommes tenus de prendre des ailettes circulaires du fait de la disposition horizontale des tubes et de l'écoulement ascendant des gaz fumées caloporteurs. Ainsi, il n'y a aucun obstacle à l'écoulement des fumées et de plus, l'échange de chaleur est accentué

Avec $x_E / R_g = 2$, on peut obtenir⁽¹⁾ une valeur du rendement en fonction de l'expression $x_n h$ où

$$h : \text{hauteur de l'ailette} , x_E = R_g + h , x_n = \sqrt{\frac{2\alpha_g}{\lambda_m \delta_e}}$$

où α_g : coefficient de transmission de chaleur fumées - paroi

λ : coefficient de conductivité du matériau

δ_e : épaisseur de l'ailette

Application numérique : $h = R_g / 2 = 46 / 2 = 23 \text{ mm}$

Les résultats postérieurs qui détermineront la valeur des coefficients de transmission de chaleur permettront de déduire la valeur du

(1) Il s'agit d'une détermination graphique à partir d'une série de courbes ($x_E / R_g = 1, 2, 3, 4$) avec le rendement des ailettes en ordonnée et l'expression $x_n h$ en abscisse. Il faut noter que l'expression x_n se retrouve dans le cours de Mr Stoyanov mais avec un coefficient de transfert de chaleur définie comme étant une valeur moyenne de la transmission de chaleur par convection. C'est pourquoi le x_n que nous avons utilisé dans le chapitre III est de la forme $x_n = \sqrt{\frac{2K_g}{\lambda \delta}}$ où K_g est le coefficient global d'échange. Les courbes sont rapportées par GREGORIS et sont dû à GARDNER.

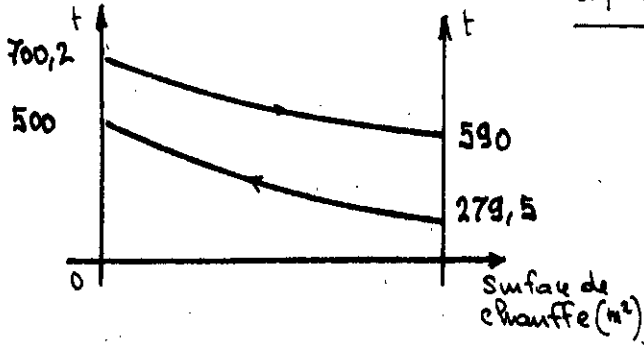
rendement de l'ailette.

A défaut de documentation, nous n'effectuerons pas de calcul d'optimisation pour les dimensions des ailettes. Mais on peut supposer que l'amélioration est du même ordre que celle constatée au § III.

V.7. Calcul des échangeurs de la chaudière de récupération avec post-combustion d'orau et de Anusbe

V 71. Surchauffeur

a) DTLM

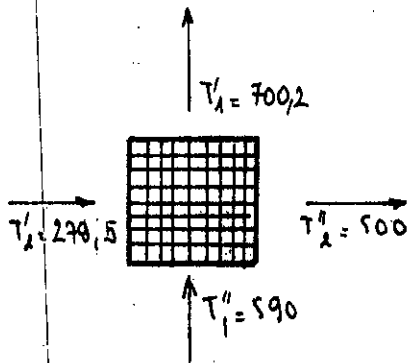
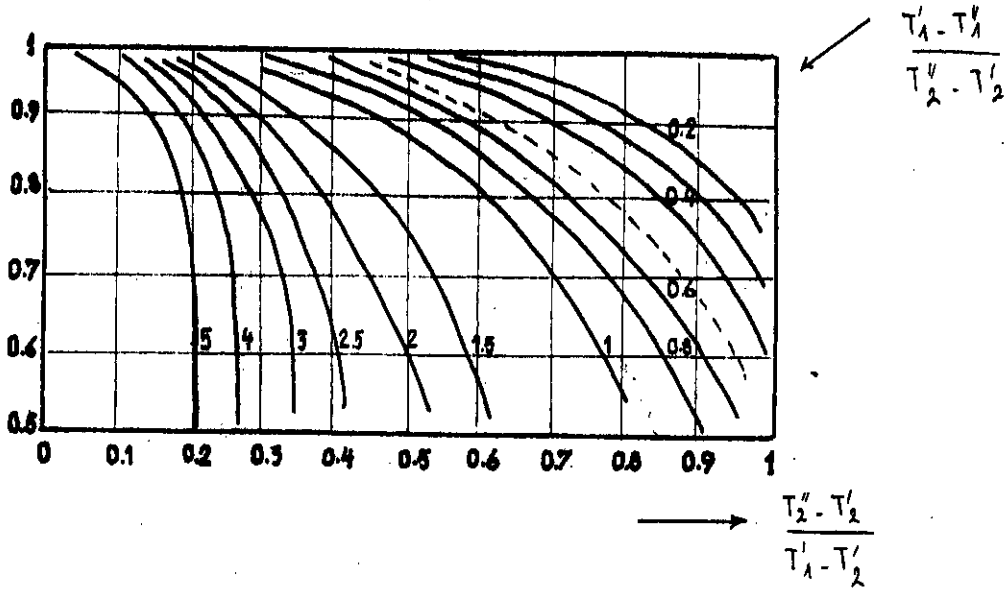


$$\Delta t_{min} = 700,2 - 500 = 200,2$$

$$\Delta t_{max} = 590 - 279,5 = 310,5$$

$$DTLM_g = \frac{310,5 - 200}{\ln \frac{310,5}{200}} = 251,21^\circ C$$

Une telle DTLM est valable pour des fluides circulant à contre courant. Pour le cas de courants croisés, il faut introduire un facteur multiplicatif de correction, x , donné par le graphique⁽¹⁾ suivant.



$$\frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'} = \frac{500 - 279,5}{700,2 - 279,5} = 0,52$$

$$\frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'} = \frac{700,2 - 590}{500 - 279,5} = 0,49$$

On lit $x = 0,95 \Rightarrow DTLM_g = 251,21 \cdot 0,95 = 238,64^\circ C$

(1) Graphes d'après BOWMAN, MUELLER et NAGLE rapportés par Grégorio in "Echangeurs de chaleur" Librairie Bessière 1965

b) Températures moyennes

On doit distinguer 2 types de températures moyennes, celle destinées aux calculs de nombres sans dimensions de formule de transfert de chaleur (θ_m) et celle auxquelles se rapportent les constantes physiques (t_m)

$$\theta_m = \frac{0,5(T_A + T_E) + T_W}{2} \quad T_m = \frac{T_A + T_E}{2} \quad (1)$$

T_A : Température d'entrée du fluide

T_E : Température de sortie du fluide

T_W : Température moyenne de la paroi bichée par le fluide

Pour les températures des parois, leur calcul est impossible sans la détermination préalable des coefficients de transfert de chaleur. On admet cependant (2):

$$T_{\text{paroi}} = T_{\text{eau}} + 15 \text{ à } 20^\circ\text{C} \text{ pour les chaudières}$$

$$T_{\text{paroi}} = T_{\text{vapeur}} + 50 \text{ à } 100^\circ\text{C} \text{ pour le surchauffeur}$$

Côté fluide condensable, les ouvrages sont pratiquement muets sur toute approximation de températures de paroi. Cela est dû au fait que le coefficient de transfert vapeur-paroi est généralement très élevé (3) et donc, d'une part négligeable devant

(1) On retrouve ces formules dans un grand nombre d'ouvrages. Certain, cependant, néglige totalement la température de paroi (c'est le cas de calculs du projet sur la récupération de chaleur déjà citée). GREGORIG indique à ce propos que les formules de températures moyennes ne sont que des estimations empiriques et qu'elles ne sont basées sur aucune base théorique solide.

(2) LEMASSON in "Element de construction" tome 9 et NUBERT in "calculs thermiques des chaudières".

(3) On a, en effet, $\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ et $\frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$ pratiquement négligeable devant $\frac{1}{\alpha_1}$, et d'autre part $\theta_{p_2} = \theta_2 + \theta/\alpha_2$ soit $\theta_{p_2} = \theta_2$ si α_2 très grand comme c'est le cas

devant le coefficient de transfert fumée-paroi et d'autre part entraîne une différence négligeable entre la température du fluide et celle de la paroi intérieure du tube.

Application numérique :

$$t_{mf} = \frac{700,2 + 590}{2} = 645,10^{\circ}\text{C} \quad t_{mv} = \frac{500 + 279,7}{2} = 389,75$$

$$t_{p_{ext}} = t_{mv} + 75 = 389,75 + 75 = 464,75^{\circ}\text{C}$$

$$t_{p_{int}} = t_{mv} = 389,75^{\circ}\text{C}$$

$$\theta_{mf} = \frac{645,10 + 464,75}{2} = 554,92 \quad \theta_{mv} = \frac{389,75 + 389,75}{2} = 389,75^{\circ}\text{C}$$

Donc

$$\underline{t_{mf} = 645,10^{\circ}\text{C}} \quad \underline{\theta_{mf} = 554,92^{\circ}\text{C}} \quad \underline{t_{mv} = 389,75^{\circ}\text{C}} \quad \underline{\theta_{mv} = 389,75^{\circ}\text{C}}$$

c) viscosités cinématiques des fumées et des vapeurs

ν_f et ν_v en m^2/s , (unité SI) sont recherchés aux températures θ_{mf} et θ_{mv} . Pour les fumées, nous utilisons les tableaux de GHIA⁽¹⁾ et pour les vapeurs, la documentation numérique de "Technique de l'Ingénieur".

θ_{mf}	$\nu_f \cdot 10^6 (\text{m}^2/\text{s})$
500	78,3
600	96,8

θ_{mf}	$\nu_f \cdot 10^6 (\text{m}^2/\text{s})$
554,92	88,8

(1) in "Echanges de chaleur" - Annexe 1.

(2) Fascicule de Mécanique, tome I - "Valeurs utiles aux techniciens". Notons que l'unité SI de la viscosité dynamique est le poiseuille (PI).

La viscosité dynamique de la vapeur sera

θ_{mv}	$10^5 \eta_v$	
380	2,40	2,46
390	2,43	2,50
P	50	100

θ_{mv}	$10^5 \eta_v$	
389,75	2,42	2,49
P	50	100

θ_{mv}	$10^5 \eta_v$	
389,75	2,44	
P	65	

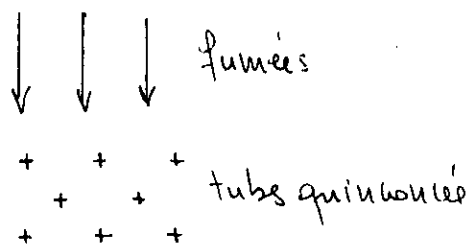
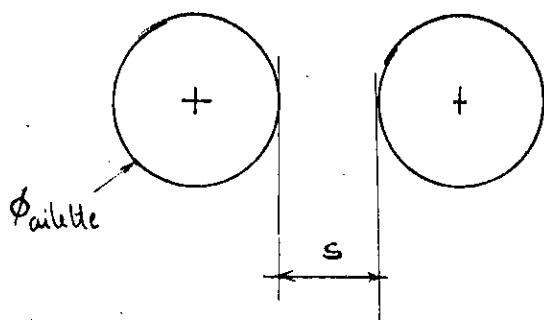
En posant $\nu_v = \frac{\eta_v}{\rho}$, ν_v est déduit par les tableaux suivant

P	65
350	0,03852
400	0,04340
θ_{mv}	Volume massique

P	65			
389,75	0,04239	23,5851	2,44	1,03
θ_{mv}	Volume massique	Masse volumique	$10^5 \eta_v$	$10^6 \nu_v$

d) Diamètre hydraulique⁽¹⁾ des fumées

Les fumées s'écoulent à l'extérieur des tubes disposés en quinconce et transversalement.



S: section d'écoulement des fumées

(1) : Nous ne pouvons reprendre la formule utilisée dans le projet sur la récupération de la chaleur de gaz d'échappement (déjà citée) car elle ne s'applique au cas de tube quinconce traversés dans leur sens de la longueur. On ici la traversée des fumées se fait transversalement

Selon Demanor, ⁽¹⁾ et pour un tel écoulement, mais avec un tube lisse, il faudrait prendre $d_h = d_g$.

En l'absence de données géométriques possibles sur l'enceinte de la chaudière, il est impossible de rechercher le d_h à partir de sa formule de définition ⁽²⁾, soit

$$d_h = \frac{4V}{S}$$

V: Volume libre de la conduite

S: Surface baignée.

Nous décidons de prendre les données de Demanor 'élargie' au x diamètres des ailettes soit donc

$$d_h = \phi_{\text{ailette}} = d_g + 2.23 = 4.6 + 4.6 = 9.2 \text{ mm.}$$

$$\underline{d_h = 0,0092 \text{ m}}$$

e) Nature de l'écoulements - Nombre de Reynolds

$$Re_f = \frac{w_f \cdot d_h}{\nu_f}$$

$$Re_v = \frac{w_v \cdot d_v}{\nu_v}$$

Soit ³ $w_f = 20 \text{ m/s}$ et $w_v = 10 \text{ m/s}$.

Application numérique $d_h = 0,0092 \text{ m}$, $d_v = 0,040 \text{ m}$ $\nu_f = 1,03 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 $\nu_v = 88,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re_f = \frac{20 \cdot 0,0092 \cdot 1000}{88,8 \cdot 10^{-3}} = 20720,72$$

$$Re_v = \frac{10 \cdot 0,040 \cdot 1000}{1,03 \cdot 10^{-3}} = 388349,17$$

$$\underline{Re_f = 20721}$$

$$\underline{Re_v = 388350}$$

Soit un écoulement turbulent dans les 2 cas

(1) Il s'agit en fait du diamètre utilisé dans une formule donnant le coefficient d'échange de chaleur fumée - paroi avec un écoulement de fumée extérieur et trous verticaux aux tube. Nous en avons déduit qu'il ne pouvait s'agir que du diamètre hydraulique.

(2) Formule donnée par Grigoriou (Echangeur de chaleur)

(3) Par souci de continuité, nous faisons le même hypothèse de vitesse que le projet sur la température de chaleur

f. Coefficient de transfert de chaleur par convection

f.1. Coefficient vapeur-pair (α_v) (1)

α_v est donné par

$$\alpha_v = h \frac{v^{0,75}}{d^{0,25}} A$$

α_v en $\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

v : vitesse de la vapeur en m/h

d : diamètre du tube en m .

A est déterminée en fonction de θ_{mv} par un tableau fourni par l'auteur de la référence. Pour la vapeur surchauffée, un tableau annexe indique la correction à apporter en fonction de la pression.

θ_{mv} ($^\circ\text{C}$)	A
200	0,140
400	0,119

θ_{mv} ($^\circ\text{C}$)	A
387,75	0,120

P_{vapeur}	Correctif
600	26
800	32

P_{vapeur}	Correctif
650	27,5

A
3,30

Application numérique: $h = 0,04$, $v = 10 \text{ m/s} = 36000 \text{ m/h}$, $d = 0,040 \text{ m}$

$$\alpha_v = 0,04 \cdot \frac{36000^{0,75}}{(0,040)^{0,25}} \cdot 3,30 = 771,41 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

f.2. Coefficient fumée-pair (α_f)

Nous ferons le calcul de α_f suivant 3 méthodes (2).

Selon Lemmon, nous reprendrons la même formule du f , mais avec de correctifs différents.

(1) Pour le calcul de α_v , nous utiliserons les indications de "Éléments de construction" de Lemmon (tome 9). Nous avons fait le choix parmi 3 références. La 2^{ème} est contenue dans un compte-rendu de colloque datant de 1954 ("Utilisation rationnelle de la vapeur d'eau") mais qui de l'avis même de ses participants ne présente pas de conclusions suffisantes de crédibilité. La 3^{ème} référence est contenue dans "Calcul thermique des chaudières" (1921) mais fait intervenir des paramètres inconnus à ce stade du calcul.

(2) Les 3 références sont dans l'ordre: a) éléments de construction - tome 9 - Lemmon, b) "La convection dans les tubes" de Marshall (1921) et c) le projet sur la récupération de chaleur (déjà cité).

Pour A, l'auteur de la référence recommande de multiplier A par 1,02 pour les cas de fumées de combustion.

θ_{mf} (°C)	A	θ_{mf} (°C)	A	A corrigé
400	0,119			
600	0,087	554,92	0,094	0,096

Application numérique: $v_f = 20 \text{ m/s} = 72000 \text{ m/h}$, $d_h = 0,092 \text{ m}$, $A = 0,107$

$$\alpha_f = 0,075 \cdot \frac{72000^{0,75}}{(0,092)^{0,25}} \cdot 0,096 = 57,46 \text{ kW/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Selon Marshall

$$\alpha_f = \frac{0,018 \cdot \lambda_f \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4}}{d_h}$$

à partir de $Nu_f = 0,018 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4}$ et avec $Nu_f = \frac{d_h \cdot \alpha_f}{\lambda_f}$.

θ_{mf} (°)	λ_f kcal/mK	Pr_f
500	0,0564	0,63
600	0,0638	0,62

θ_{mf}	λ_f kcal/mK	Pr_f
554,92	0,0604	0,62

Application numérique: $\lambda_f = 0,0604$, $Pr_f = 0,62$, $d_h = 0,092 \text{ m}$, $Re_f = 20721$

$$\alpha_f = \frac{0,0604 \cdot 0,018 \cdot 20721^{0,8} \cdot 0,62^{0,4}}{0,092} = 27,70 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Selon projet

$$\alpha_f = 0,25 \cdot 1,3 \cdot Re_f^{0,6} \cdot \frac{\lambda_f}{d_h} \quad \text{avec } C = 1,3$$

$$= 0,25 \cdot 1,3 \cdot 20721^{0,6} \cdot 0,0604 \cdot \frac{1}{0,092} = 82,98 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Il existe peu d'éléments concrets permettant le choix d'une méthode optimum de détermination du α_g .

Nous rejetons la méthode du α_g de Marshall d'une part parce que ses valeurs sont trop différentes des 2 autres et d'autre part parce que les travaux de l'auteur de la référence ne se sont jamais orientés sur le calcul thermique de chaudière. (1)

C'est pourquoi le choix doit s'effectuer entre les méthodes 1 et 3. Par souci d'homogénéité avec le calcul du α_v et en l'absence d'une connaissance précise de la référence utilisée par le projet sur la récupération de chaleur, nous décidons d'opter pour le α_g de dimension

$$\alpha_g = 57,46 \text{ : } \text{Kw/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

g) détermination de l'épaisseur d'ailette δ - Calcul de ψ

La recherche de δ se fera à l'aide du graphique de GARDNER rapporté par GREGORIS.

ψ est défini comme le rapport des surfaces (S') ailettes et de mêmes surfaces supposées lisses (S).

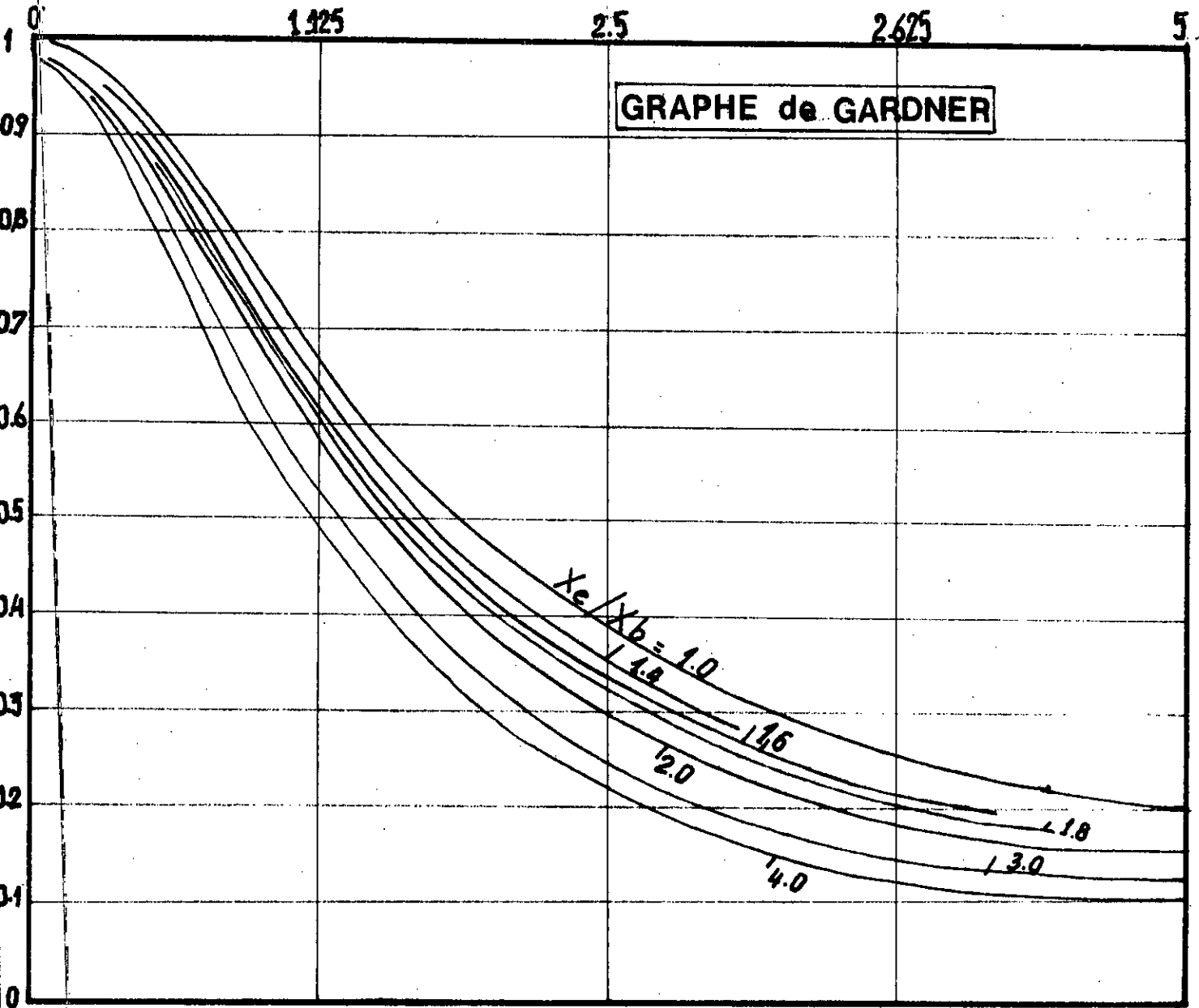
Au niveau d'un tube : $S = n \text{ } d_g \text{ } l$

En prenant 20 ailettes :

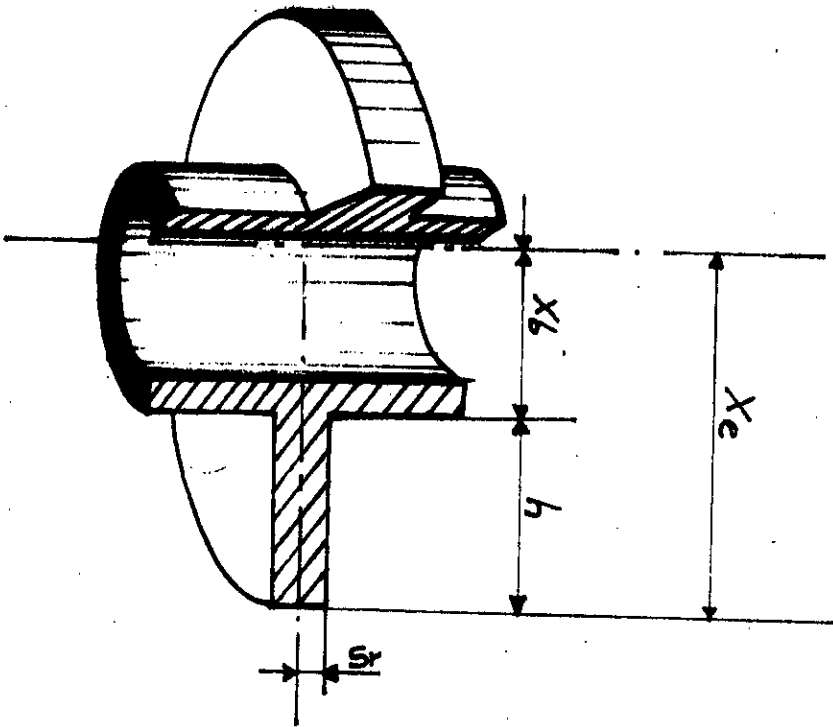
$$S' = 20 \pi \left(d_{ai} \delta + \frac{d_{ai}^2 - d_g^2}{4} \right) + n d_g (l - 20\delta)$$

$$\text{soit } \psi = \frac{20(d_{ai} \delta + \frac{1}{2}(d_{ai}^2 - d_g^2)) + d_g(l - 20\delta)}{d_g l}$$

xnh →



↑ D_R



aillette circulaire droite

Il s'agit de faire un choix moyen donnant pour une épaisseur choisie de l'ailette, un rendement intéressant.

Pour cela nous prendrons δ valant successivement 5, 10, 15, 20 et 25 mm. Notons que de la $\phi \bar{U} 6$ nous avons choisi $\frac{x_e}{R_p} = 2$

$\delta_{(mm)}$	$x_n (m^{-1})$	x_n^h	$th(x_n^h)$	$\Delta\theta$	$\eta \%$
5	35,73	0,82	0,67	0,15	63,3
10	25,26	0,58	0,52	0,06	78,6
15	20,63	0,47	0,43	0,04	84,0
20	17,86	0,41	0,38	0,03	87,8
25	15,98	0,36	0,34	0,02	89,6

$\Delta\theta$ représente la différence entre $th(x_n^h)$ et x_n^h . D'après GHIA, on peut admettre que la température est constante sur toute l'ailette et donc égale à la température de la paroi si $th(x_n^h) = x_n^h$.

Décision : un trop bon rendement entraînant des dispositifs constructives coûteuses, nous prendrons $\delta = 10\text{mm}$ avec $\eta = 78,6\%$ et un $\Delta\theta$ pratiquement négligeable.

Application numérique : $d_{ai} = 0,092\text{m}$, $d_g = 0,046\text{m}$, $\delta = 0,01$, $l = 3\text{m}$

$$\Psi = \frac{2 \cdot (0,092 \cdot 0,01 + \frac{0,092^2 - 0,046^2}{2}) + 0,046(3-0,2)}{3 \cdot 0,046}$$

$$\underline{\Psi = 1,52}$$

h) coefficient globale d'échange de chaleur

K_g est donné par

$$K_g = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f \cdot \psi} + \frac{d_f}{d_v \cdot \alpha_v} + \frac{1}{\psi \cdot h} + \frac{\delta}{\lambda}}$$

Application numérique: $\psi = 1,52$, $\alpha_f = 57,46$, $\alpha_v = 771,41 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
 $\lambda = 18 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$, $h = 1000 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$, $d_f = 0,046 \text{ m}$, $d_v = 0,040 \text{ m}$

$$K_g = \frac{1}{\frac{1}{57,46 \cdot 1,52} + \frac{0,046}{0,040 \cdot 771,41} + \frac{1}{1,52 \cdot 1000} + \frac{6,5}{18000}} = 72,9 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

i) surface d'échange globale

S_g est donné par

$$S_g = \frac{Q}{K_g \cdot \text{DTLM}}$$

Application numérique: $Q = 15137500 \text{ kcal/h}$, $K_g = 72,9 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
 $\text{DTLM} = 238,64$

$$S_g = \frac{15137500}{238,64 \cdot 72,9} = 870,12 \text{ m}^2$$

j) Nombre de tube

$$N = \frac{S_g}{20\pi \left(d_{ai} \delta + \frac{d_{ai}^2 - d_p^2}{2} \right) + n d_p (l - 20\delta)}$$

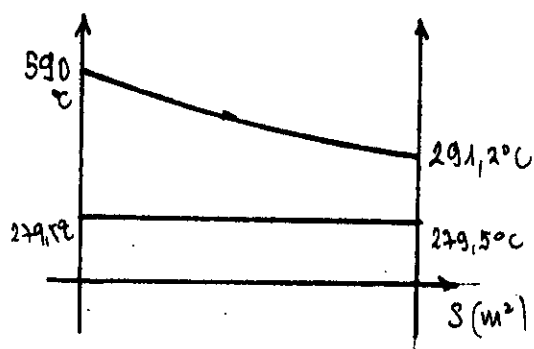
Application numérique: $S_g = 870,12 \text{ m}^2$, $d_{ai} = 0,042 \text{ m}$, $d_p = 0,046 \text{ m}$, $\delta = 0,010 \text{ m}$.

$$N = \frac{870,12}{20\pi \left(0,042 \cdot 0,010 + \frac{0,042^2 - 0,046^2}{2} \right) + 3,14 \cdot 0,046 (3 - 0,2)} = 1316,66$$

avec $N = 1317$ tubes à ailettes

Ex 72. Vaporisation

a) DTLM_v



$$\Delta t_{\max} = 310,5$$

$$\Delta t_{\min} = 11,70$$

$$DTLM_v = \frac{310,5 - 11,70}{\ln \frac{310,5}{11,70}} = 91,22^\circ\text{C}$$

b) Températures moyennes

En utilisant les mêmes indications qu'au ϕ Ex 71 b, on trouve :

$$t_{mf} = \frac{590 + 291,2}{2} = 440,6^\circ\text{C} \quad t_{mv} = 279,5^\circ\text{C}$$

$$t_{p_{\text{exterieur}}} = t_{mv} + 20 = 279,5 + 20 = 299,5^\circ\text{C}$$

$$t_{p_{\text{interieur}}} = t_{mv} = 279,5^\circ\text{C}$$

$$\theta_{mf} = \frac{440,6 + 299,5}{2} = 370,05^\circ\text{C}$$

$$\theta_{mv} = \frac{279,5 + 279,5}{2} = 279,5$$

Not en résumé

$$\theta_{mf} = 370,05^\circ\text{C}$$

$$\theta_{mv} = 279,5^\circ\text{C}$$

$$t_{mv} = 279,5^\circ\text{C}$$

$$t_{mf} = 440,6^\circ\text{C}$$

c) Coefficient de transfert de chaleur

c₁) Coefficient eau-pair (α_e)

α_e a toujours une valeur très élevée ⁽¹⁾ de l'ordre de $10^4 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$. $\frac{1}{\alpha_e}$ sera donc négligeable devant $\frac{1}{\alpha_p}$ dans le calcul du coefficient global de transfert de chaleur par convection (k_p). L'importance de α_e est justifiée par la turbulence produite par les bulles de vapeur.

(1) Dans le projet sur la vaporisation de chaleur $\alpha_e > 35000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ devant $\alpha_v \approx 300 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$.

c₂ - Coefficient fumée - pari (α_f)

Nous adopterons la même ligne de conduite que pour le surchauffeur en prenant la formule de Lemasson pour les gaz de combustion. Même vitesse et même diamètre pour les échangeurs.

$$\alpha_f = 0,075 \cdot A \cdot \frac{N_f^{0,25}}{d_h^{0,25}}$$

A est obtenu par les tableaux suivants comme au § 7.1 f 2

θ_{mf}	A
200	0,140
400	0,119

θ_{mf}	A
370,05	0,122

A
0,124

Application numérique : $A = 0,124$, $N_p = 72000 \text{ m/h}$, $d_h = 0,092 \text{ m}$.

$$\alpha_f = 0,075 \cdot 0,124 \cdot \frac{72000^{0,25}}{0,092^{0,25}} = 74,22 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

d) épaisseur d'ailette - calcul de ψ

Nous suivons la même méthode qu'au § 7.1 g. En prenant le même valeur successive de δ et $x_E/r_{cp} = 2$, le tableau utilisant le graphique de Gardner devient

δ_{mm}	x_{m-1}	x_h	$t_g h(x_h)$	$\Delta \theta$	$\eta\%$
5	40,61	0,93	0,73	0,20	62,0
10	28,71	0,66	0,58	0,08	74,5
15	23,44	0,53	0,48	0,05	81,3
20	20,30	0,46	0,42	0,04	84,3
25	18,16	0,41	0,38	0,03	89,0

d_h et nombre d'ailette conservées. Pour les mêmes raisons qu'au § 7.1, nous prenons $\delta = 15 \text{ mm}$ soit un rendement d'ailette de 81,3%

Calcul de Ψ :

$$d_{ai} = 0,092 \text{ m} \quad d_e = 0,046 \text{ m} \quad \delta = 0,015 \text{ m} \quad D = 3 \text{ m}$$

$$\Psi = \frac{20 \left(0,092 \cdot 0,015 + \frac{0,092^2 - 0,046^2}{2} \right) + 0,046 \cdot (3 - 0,3)}{3 \cdot 0,046} = 1,55$$

e) Coefficient globale de transmission de chaleur

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f \cdot \Psi} + \frac{1}{\Psi \cdot h} + \frac{\delta}{\lambda}}$$

Application numérique: $\alpha_f = 91,11 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$, $\Psi = 1,55$, $h = 1000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$
 $\lambda = 18 \text{ kcal/m h}^\circ\text{C}$, $\delta = 0,0065 \text{ m}$, α_e négligé

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{91,11 \cdot 1,55} + \frac{1}{1000 \cdot 1,55} + \frac{0,0065}{18}} = 123,66 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$$

f) Surface globale d'échange

$$S_p = \frac{Q}{K_p \cdot \Delta T_{LMV}}$$

Application numérique: $K_p = 123,66 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$, $\Delta T_{LMV} = 91,22^\circ\text{C}$
 $Q = 40579000$

$$S_p = \frac{40579000}{123,66 \cdot 91,22} = 3597,34 \text{ m}^2$$

g) nombre de tube (M)

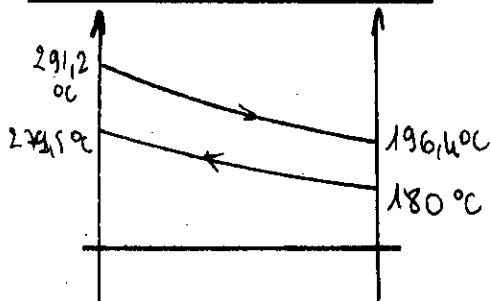
$$M = \frac{S_g}{S_{\text{ailette}}} = \frac{S_p}{20\pi(d_{ai}\delta + \frac{d_{ai}^2 - d_p^2}{2}) + n d_p (l - 20\delta)}$$

Application numérique : $d_{ai} = 0,092\text{m}$, $d_p = 0,046\text{m}$, $l = 3\text{m}$, $\delta = 0,015\text{m}$

$$S_g = 3597,34\text{m}^2$$

$$M = \frac{3597,34}{62,8(0,092 \cdot 0,015 + \frac{0,092^2 - 0,046^2}{2}) + 3,14 \cdot 0,046(3 - 0,3)}$$

$$M = 5331,44 \text{ tubes}$$

soit $M = 5332$ tubes ailettes'U 73. Economiseura) DTLM e

$$\Delta t_{\max} = 16,4 \text{ °C}$$

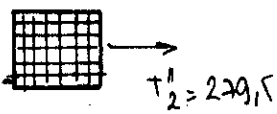
$$\Delta t_{\min} = 11,70 \text{ °C}$$

$$\text{DTLM} = \frac{16,4 - 11,70}{\ln \frac{16,4}{11,70}} = 13,91$$

$$T_1' = 291,2$$

A l'aide du graphique du § U 71 a, x est obtenu à partir de

$$\frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'} = \frac{279,5 - 180}{291,2 - 180} = 0,89 \text{ et } \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'} = \frac{291,2 - 196,4}{279,5 - 180} = 0,95$$



$$T_2' = 279,5$$

soit $x = 0,5$. soit la correction la plus forte possible indiquée par le graphique.

$$\Rightarrow \underline{\text{DTLM} = 6,95 \text{ °C}}$$

b) température moyenne

$$t_{mf} = \frac{291,2 + 196,4}{2} = 243,80^\circ\text{C}$$

$$t_{me} = \frac{180 + 279,5}{2} = 229,75^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{ext}} = t_{me} + 20 = 229,75 + 20 = 249,75^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{int}} = t_{me} = 229,75^\circ\text{C}$$

$$\Theta_{mf} = \frac{243,80 + 249,75}{2} = 246,77^\circ\text{C}$$

$$\Theta_{me} = \frac{229,75 + 229,75}{2} = 229,75^\circ\text{C}$$

on a donc

$$\underline{\Theta_{mf} = 246,77^\circ\text{C}}, \quad \underline{\Theta_{me} = 229,75^\circ\text{C}}, \quad \underline{t_{mf} = 243,80^\circ\text{C}}, \quad \underline{t_{me} = 229,75^\circ\text{C}}$$

c) Coefficient de transfert de chaleur

α_e - Coefficient eau-pair (α_e)

α_e est là aussi très important devant α_f ; néanmoins, le calcul étant plus rapide, nous le calculerons suivant la méthode rapportée par le projet sur la récupération de chaleur soit,

$$\alpha_e = \frac{2100 \cdot We^{0,8}}{\nu_e^{0,3} d_e^{0,2}} \quad \text{pour } Re \rightarrow 10000.$$

avec ν_e : viscosité cinématique en centistokes
 d_e : diamètre interne. Même tube que précédemment soit $d_e = 0,040\text{m}$

We : vitesse de l'eau. Ici $We = 0,2\text{ m/s}$.

Viscosité cinématique de l'eau à $\Theta_{me} = 229,75^\circ\text{C}$

$\Theta_{me} (^\circ\text{C})$	$\nu_e (\text{ct})$
220	0,1488
240	0,1422

$\Theta_{me} (^\circ\text{C})$	$\nu_e (\text{ct})$
229,75	0,1455

(1) tableau recueilli dans l'ouvrage de Grégorig "Echangeurs de chaleur".

Application numérique: $w_e = 0,2 \text{ m/s}$, $d_e = 0,040 \text{ m}$, $\nu_e = 0,1455 \text{ st} = 0,1455 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re = \frac{0,2 \cdot 0,040}{0,1455 \cdot 10^{-6}} = 56982,81 > 10000.$$

$$\alpha_e = \frac{2100 \cdot 0,2^{0,8}}{0,1455^{0,3} \cdot 0,040^{0,2}} = 1964,28 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

c₂ - Coefficient frottement pari (α_f)

α_f toujours déterminé par la méthode de dimension. α_f vitesse et toujours prise la même valeur. Meins dispositifs pour le diamètre hydraulique.

θ_{mf} (°C)	A	θ_{mf} (°C)	A	A _c
200	0,140			0,139
400	0,119	229,75	0,136	

Application numérique: $A = 0,139$, $w_f = 72000 \text{ m/h}$, $d_h = 0,092 \text{ m}$.

$$\alpha_f = 0,139 \cdot 0,075 \cdot \frac{72000^{0,75}}{0,092^{0,25}} = 83,20 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

d) épaisseur d'ailette - calcul de ψ

Comme au § 71g, avec $x_e/r_g = 2$ et les mêmes variations de δ , le tableau et le graphique de Gardner indiqués. Nous prenons toujours le même nombre d'ailettes soit $n = 20$.

δ (mm)	$x_n \text{ m}^{-1}$	$x_n h$	$\text{tg}h(x_n h)$	$\Delta\theta$	ψ %
5	42,99	0,98	0,75	0,23	59,3
10	30,40	0,69	0,59	0,10	72,6
15	24,82	0,57	0,51	0,06	79,0
20	21,49	0,49	0,45	0,04	83,3
25	19,22	0,44	0,41	0,03	84,6

Nous choisissons une épaisseur δ de 20mm soit un rendement de 83,3% et un $\Delta\theta$ de $\frac{4}{100}$.

Calcul de ψ : $d_{ai} = 0,092m$, $d_g = 0,046m$, $\delta = 0,020m$, $l = 3m$

$$\psi = \frac{20(0,092 \cdot 0,020 + \frac{0,092^2 - 0,046^2}{2}) + 0,046(3 - 0,4)}{3 \cdot 0,046} = 1,59$$

e) Coefficient global d'échange de chaleur

$$K_g = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f \psi} + \frac{d_f}{\lambda} + \frac{1}{\psi h} + \frac{\delta}{\lambda}}$$

Application numérique : $\alpha_f = 83,20 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ $\psi = 1,59$ $h = 1000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$
 $\delta = 0,0065m$ $\lambda = 18 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$ $d_f = 0,046m$ $d_e = 0,040$
 $\alpha_e = 1964,28 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

$$K_g = 109,55 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

f) Surface globale d'échange

$$S_g = \frac{Q}{K \cdot \Delta T M_e}$$

Application numérique : $K_g = 109,55 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ $\Delta T M_e = 5,95^\circ\text{C}$
 $Q = 12375000 \text{ kcal/h}$

$$S_g = \frac{12375000}{109,55 \cdot 5,95} = 16253,54 \text{ m}^2$$

g) Nombre de tube (N)

$$N = \frac{S_g}{20\pi \left(d_{ai} \delta + \frac{d_{ai}^2 - d_g^2}{2} \right) + \pi d_g (l \cdot 205)}$$

Application numérique : $d_{ai} = 0,092m$, $d_g = 0,046m$, $l = 3m$, $\delta = 0,020m$

$$N = \frac{16253,54}{62,8 \left(0,092 \cdot 0,02 + \frac{0,092^2 - 0,046^2}{2} \right) + 3,14 \cdot 0,046 \cdot 2,16} = 23568,56$$

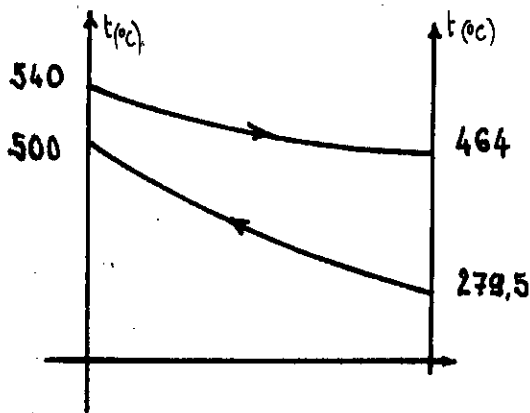
soit $M = 23570$ tubes, ce qui est excessif. Ce chiffre peut être atteint en augmentant le nombre d'ailettes par tube.

Un autre moyen de l'atténuer nécessite une température de l'eau entrant dans l'économiseur plus importante. Mais cela n'est possible qu'en reconsidérant l'ensemble de l'installation et notamment en restructurant les soutirages et les chauffeuses intermédiaires.

§ 8. Chaudière de récupération sans post-combustion pour ORAN et ANNABA (1)

§ 8.1. Surchauffeur

a. DTLMS



$$\underline{\underline{DTLMS = 95,06^\circ\text{C}}}$$

b) Températures moyenne

$$\underline{\underline{\theta_{mf} = 483,37^\circ\text{C}}}$$

$$\underline{\underline{\theta_{mv} = 389,75^\circ\text{C}}}$$

$$\underline{\underline{t_{mf} = 502^\circ\text{C}}}$$

$$\underline{\underline{t_{mv} = 389,75^\circ\text{C}}}$$

c) Viscosités cinématiques

$$\underline{\underline{\nu_f = 73,65 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}}$$

$$\underline{\underline{\nu_v = 1,03 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}}$$

d) Diamètre hydraulique - vitesses. Nature de l'écoulement

$d_h = 0,092 \text{ m}$ suivant le même raisonnement que précédemment.

Même choix de vitesse soit $w_v = 10 \text{ m/s}$ et $w_f = 20 \text{ m/s}$.

$$\underline{\underline{Re_f = 24984}}$$

$$\underline{\underline{Re_v = 388350}}$$

Écoulements turbulents

e) Coefficient de transfert de chaleur par convection

e₁) Coefficient vapeur - paroi (α_v)

α_v inchangé doit: $\underline{\underline{\alpha_v = 771,41 \text{ kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}}$

(1) Les formules et le plan de calcul sont ceux utilisés au § 7. Par souci de concision, nous ne reproduisons que le calcul, données numériques et schémas indispensables.

e₂ - Coefficient fumée - paroi

$$A = 0,107 \quad v_f = 72000 \text{ m/h} \quad d_p = 0,092 \text{ m}$$

$$\alpha_f = 0,075 \cdot \frac{72000^{0,75}}{(0,092)^{0,25}} \cdot 0,107 = 64,04 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$$

f. épaisseur d'ailette δ - Calcul de ψ

Nous prenons également 20 ailettes et $x_\varepsilon / R_g = 2$

δ_{mm}	$x_n \text{ m}^{-1}$	$x_n h$	$\text{tgh}(x_n h)$	$\Delta\theta$	$\eta \%$
5	37,72	0,86	0,69	0,17	65,3
10	26,67	0,61	0,54	0,07	78,1
15	21,78	0,50	0,46	0,04	82,0
20	18,86	0,43	0,40	0,03	86,3
25	16,87	0,38	0,36	0,02	88,1

Choix de $\delta = 15 \text{ mm}$ soit $\eta = 82\%$ et $\Delta\theta = 0,04$.

$$\psi = 1,55$$

g) Coefficient global de transfert de chaleur par convection (k_g)

$$\psi = 1,55, \alpha_f = 64,04 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}, \alpha_v = 771,61 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}, \lambda = 18 \text{ kcal/m h}^\circ \text{C}, R = 1000 \text{ kcal/m h}^\circ \text{C}$$

$$d_f = 0,046 \text{ m} \quad d_v = 0,040 \text{ m}$$

$$k_g = 80,02 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$$

h) Surface globale d'échange

S_g est donné par la même formule soit avec $Q_s = 7768750 \text{ kcal/h}$

$$S_g = \frac{7768750}{80,02 \cdot 95,06} = 1019,01 \text{ m}^2$$

i) Nombre de tube

$$N = 1510 \text{ tubes ailettes}$$

Nous arrivons à ce résultat en prenant $\delta = 0,015 \text{ m}$ correspondant à un rendement sensiblement identique à celui obtenu pour les ailettes de la chaudière

avec post combustion.

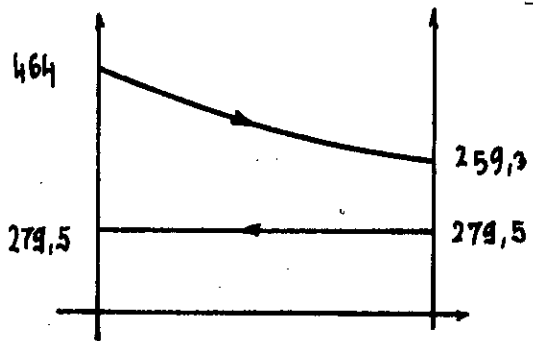
Avec $\delta = 0,010$, soit la même épaisseur d'ailette, la variation du rendement est faible et le nombre de tube sera :

$$\Psi = 1,52 \quad K_p = 7868 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}, \quad S_p = 1038,69 \text{ m}^2$$

$$N = 1572 \text{ tube}$$

II 8.2. Vaporisateur

a) DTLM_v



$$\underline{DTLM_v = 74,27}$$

b) Température moyenne

$$t_{mf} = 361,65^\circ\text{C}$$

$$t_{mv} = 279,5^\circ\text{C}$$

$$\theta_{mv} = 279,5^\circ\text{C}$$

$$\theta_{mf} = 330,57^\circ\text{C}$$

c) Coefficient de transfert de chaleur

α_e est négligé pour les mêmes raisons que précédemment.

$$\alpha_f \text{ avec } A = 0,128 \text{ vaut : } \underline{\alpha_f = 76,61 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

d) épaisseur d'ailette - calcul de Ψ

δ	x_{m-1}	x_h	$f_{gh}(x_h)$	$\Delta\theta$	η %
5	41,26	0,94	0,73	0,21	61,3
10	29,17	0,67	0,58	0,09	74,6
15	23,82	0,54	0,50	0,04	81,3
20	20,63	0,47	0,44	0,03	84,0
25	18,45	0,42	0,40	0,02	88,1

choix de $\delta = 0,015 \text{ m}$ (\Rightarrow) $\eta = 81,3\%$ et $\Delta\theta = 0,04$.

$$\Psi = 1,55$$

e) Coefficient global de transfert de chaleur

$$\alpha_f = 76,61 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}, \quad \psi = 1,55, \quad \delta = 0,0065 \text{ m}, \quad \lambda = 18 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}, \quad \alpha_e \text{ négligeable}$$

$$K_{eq} = 106,08 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

f) Surface globale d'échange

$$S_g = 2575,27 \text{ m}^2$$

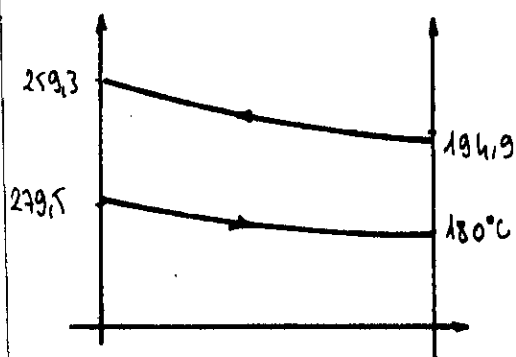
g) Nombre de tubes

$$M = 3816, \text{ tubes ailetés}$$

IV 83. Economiseurs

a) DTLM_e ⁽¹⁾

$$DTLM_e = 17,41^\circ\text{C}$$



b) température moyenne

$$t_{mf} = 227,10^\circ\text{C}$$

$$t_{mu} = 229,75^\circ\text{C}$$

$$\theta_{mu} = 229,75^\circ\text{C}$$

$$\theta_{mf} = 238,42^\circ\text{C}$$

c) Coefficient de transfert de chaleur

c₁. Coefficient eau-air

$$\text{avec } \gamma_e = 0,1427 \cdot \text{ct.}, \quad \alpha_e = 1973,71 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

c₂. Coefficient fumée-air

$$\text{avec } A = 0,127, \quad \alpha_f = 76,01 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

(1) pour ce chapitre nous considérons les écoulements eau-fumée à contre courant donc le DTLM_e ne nécessite pas de correction.

d). épaisseur d'ailette. ψ

113

δ (mm)	x (m ⁻¹)	xh	$\text{tg}(xh)$	$\Delta\theta$	η %
5	41,09	0,94	0,73	0,21	61,3
10	29,09	0,66	0,58	0,08	75
15	23,72	0,54	0,49	0,05	81,3
20	20,54	0,47	0,43	0,04	84,6
25	18,37	0,42	0,39	0,03	87,3

Pour $\delta = 15$ mm ($\Rightarrow \eta = 81,3\%$) $\Delta\theta = 0,05$

$$\psi = 1,55$$

e). Coefficient global de transfert de chaleur

$$K_g = 99,28 \text{ kcal/m}^2 \text{ h.}^\circ\text{C}$$

f). Surface d'échange

$$S_g = 3579,76 \text{ m}^2$$

g). Nombre de tube

$$N = 5306 \text{ tubes}$$

Chapitre 6

CONCLUSION

1

Le travail que nous venons de réaliser n'est pas exhaustif; il est une contribution à l'effort global déployé par SONELGAZ pour couvrir l'ensemble des besoins en énergie électrique.

Voici, ci-après, quelques chiffres illustrant cet effort.

ELECTRICITE

	Unité	1976	1977
Production SONELGAZ	GWH	3720,2	4135,7
Thermique, Turbine à gaz		3277,7	3800,9
Hydraulique		379,4	261,3
Diesel		63,1	73,5
Puissance maximale appelée sur le réseau	MW	662,4	726,2

GAZ

	Unité	1976	1977
Livraison par SONATRACH	MTh.		
aux usines G.N.L.		57939,0	51585
à la pétrochimie		5610,9	4041,2
à la SONELGAZ		16070,3	18903,3
Livraison par SONELGAZ pour	MTh.		
distribution public		3088,5	3228,9
Usines thermiques		8329,5	9147,8
Clients industriels		4593,8	5830,0
Station de compression		27,0	48,0

2

Par rapport au projet sur la centrale thermique de Bab-
ezouar, notre travail se distingue par le fait qu'il
prend appui sur des centrales à vapeur existante alors
que le premier travail proposait l'adjonction d'un groupe
vapeur à un groupe gaz installé.

Dans les 2 cas, la turbine à gaz conserve ses capacités
d'adaptation tant pour le travail d'appoint que pour la
production de base.

3

Le présent travail veut contribuer à éclaircir le problème
essentiel de l'utilisation optimum de nos capacités nationales de
production.

Au seuil d'une décennie qui s'annonce difficile, il convient
d'encourager la technologie nationale à développer toute
les possibilités d'économie de l'énergie.

Il est faux, et dangereux, de considérer notre pays comme
étant à l'abri des problèmes de sources d'énergie. En con-
siderant le rapport $\frac{\text{matière première}}{\text{période de 1980 à 2000}}$, nous

sommes même parmi les pays les plus avantagés dans
le monde. Mais si par contre nous étendons la période de
seulement 1 siècle soit de 1980 à 2100, il est pratique-
ment certain que notre position chuterait spectaculaire-
ment.

C'est justement de tels calculs prospectifs qui font d'un

païs comme les USA l'un des premiers importateurs de pétrole et de gaz naturel alors même qu'il possède des réserves souterraines parmi les plus importantes du monde.

Nous proposons à la SONEGAS de mettre fin au fonctionnement en circuit ouvert des turbines à gaz déjà existantes à travers le pays

Il faut arrêter le gaspillage de "calorifiques combustibles" des turbines à gaz et étudier avec les demandeurs industriels d'énergie le meilleur moyen de récupération comme

- les fours à pain
- la fabrication de briques
- etc...

Dans ce sens, une commission mixte ENPA-SONEGAS pourrait déterminer les principales données de recherche et le conseil scientifique du département pourrait répartir le travail en projet de fin d'étude, exposé de magistère, journées et séminaires d'étude.

4

Le projet ne comporte pas d'étude constructive approfondies. Néanmoins, l'examen des dimensions de différents matériels utilisés a montré que l'intégration sur site ne posait aucun problème.

On peut voir cela clairement sur la planche présentant les aspects constructifs généraux.

En l'absence de données constructives définitives, et aussi

par manque de temps, il n'a pas été possible de faire le calcul des pertes de charge.

5

Au sujet du chapitre II, nous décidons de faire le choix de l'adoption à la place de chaque chaudière de 2 turbines à gaz et de 2 chaudières de récupération sans post-combustion. Ce qui portera la puissance de près de 30 MW à près de 100 MW.

Nous avons vu sur la planche de aspects constructifs généraux que le problème de la longueur ne se pose pas. La longueur de l'installation ajoutée est inférieure au 12 m disponibles dans les anciennes chaufferies puisqu'une turbine à gaz BBC type 9 à une longueur n'excédant pas 4 m.

En outre le projeteur peut autant qu'il le désire faire varier les différents paramètres du gabarit car il est toujours possible de réaliser des compensations en hauteur. Seuls les dimensions de la turbine à gaz sont, en principe, difficile à transformer.

En conséquence, il est possible de conclure que la solution peut être réalisée sur le terrain.

Un autre argument en faveur de notre décision est déterminé par les dimensions de l'économiseur de la solution avec post-combustion - 25000 tubes contre 5000 pour la solution sans post-combustion. Mais pour cette dernière nous avons adopté un écoulement eau-fumée à contre-courant.

6

Les améliorations du rendement de la turbine à gaz en fonction de l'efficacité de l'échangeurs sont significatives - plus de 6% supplémentaires pour un efficacité de 80% de récupération.

Un effort supplémentaire de documentation, avec notamment la BBC serait utile pour achever le calcul économique pour le calcul du prix de revient et sa comparaison avec le coût chiffré du gain en rendement.

7

Pour le calcul de chaudière, nous nous sommes intéressés au seul problème de puissance; Un calcul plus approfondi pourrait montrer les incidences sur le rendement comme il est indiqué dans les données statistiques du premier chapitre.

8

Pour l'échangeur fuel-fumée, le spécialiste qui ont été consulté ont confirmé la supériorité d'une chaudière de récupération de faible puissance sur un échangeur relié à l'échappement d'une turbine à gaz.

Dans tous les cas, ce sont les critères de sécurité qui doivent être privilégiés à toute autre considération.

Chapitre 7

SOURCES D'INFORMATION

- | | |
|-----------------------|-------|
| 1. Ouvrages | P.121 |
| 2. Revues | P.124 |
| 3. Cours et documents | P.133 |

Ouvrages techniques

- 1 — Transmission de la chaleur et thermodynamique - F. KREITH -
Masson et compagnie. (1967)
- 2 — Mécanique appliquée - Tome 1 et 2 - R. THIBAUT - A. DE BOECK (1978)
- 3 — Centrales thermiques - collection "que sais-je" (1965)
- 4 — Thermodynamique de la turbine à gaz - CHAMBADAL - Herman éditeur
(1969)
- 5 — La turbine à gaz - ROUFFIGNAC - Editeur Technip - (1970)
- 6 — L'Algérie en quelques chiffres - Secrétariat d'état au Plan - (1978)
- 7 — Le gaz naturel - Association technique de l'industrie du gaz en France (1970)
- 8 — Récupérateurs et régénérateurs de chaleur GHIA - Eyrolles; (1970)
- 9 — Recommandation pour le contrôle et l'entretien des équipements utilisant le gaz naturel - A.T.I.G (1964)
- 10 — Journée de l'utilisation rationnelle de la vapeur d'eau - IFCE - (1955)
- 11 — Équipement thermique des usines génératrices d'énergie - J. RICARD
Dunod. (1962)
- 12 — Echangeurs de chaleur - GREGORIG - librairie polytechnique BERANGER (1965)
- 13 — Les fondements de la thermique et de l'hydraulique - A. TCHERNOV et
N. BESSREBRENNIKOV - Édition de Moscou (1971)
- 14 — Les machines transformatrices d'énergie - LENASSON - librairie Delagrave (1963)

15 — Thermodynamique technique - HOUBERECHTS -

16 — Tables et diagramme de thermodynamique - K. RAZNJEVIC - Eyrolles (1970)

17 — Calculs thermiques des chaudières - FETK NUBER - Dunod (1972)

18 — Turbine à gaz et à vapeur - L. VIVIER - Albin Michel (1965)

19 — Les combustibles liquides - Edition TECHNIP - France

Articles de Revues techniques

B - bruits industriels

- 1----- Acoustique des installations thermiques - *La technique moderne* -
-Janvier 1975.
- 2----- Le bruit dans l'Industrie - *Revue générale de Thermique* - n° 182
et 183 - N° d'Avril-Sept. 1976 - N° de Novembre 1979.
- 3----- Le bruit et la sécurité - *Revue de la sécurité* - n° 150 Octobre 1978.
- 4----- Les silencieux industriels - *La technique moderne* - Mars 1975.
- 5----- Bruits et turbo-machine - *Entropie*, n° 51 - 1973.
- 6----- Le décibel en chaîne - *Industrie et technique* - n° 348.
- 7----- Bruits et électricité - *La technique moderne*, Janvier 1962.
- 8----- Point de vue de l'EDF - *Revue de l'EDF* - Mars 1965.
- 9----- *La technique moderne* - N° 4, Avril 1974 - N° 5, Mai 1972 - N° 1,
Janvier 1977 - N° 10 Octobre 1971.
- 10----- *Revue générale de Thermique* - N° 97, 1970.
- 11----- *La recherche* - N° 33, Avril 1973.
- 12----- *Sciences et avenir* - N° 300.

C - centrale thermique

- 13----- Exemple d'extension d'une centrale thermique - *Revue SULZER*
Février 1971.
- 14----- Plan et schéma généraux d'une centrale - *Electricité* - n° 117.
- 15----- Exemple de présentation d'une centrale - *Revue Française de*
l'électricité - n° 233.
- 16----- Les centrales dans le monde - *Electricité* - n° 158, Juin 1974.
- 17----- L'éclairage dans les centrales thermiques - *La Technique moderne* -
Octobre 1972
- 18----- Evolution des centrales thermiques Françaises - *La Technique mo-*
derne - Mars 1963

C - Cycles mixtes Gaz-Vapeur

- 35 --- Intéret des cycles gaz-vapeur - *La Technique Moderne* - N°9 Sept. 72
- 36 --- Récupération de la chaleur des gaz d'échappement d'une turbine à gaz. - *Revue SULZER* - Mars 1973.
- 37 --- Exemple de l'installation de Drogenstrux - *Electricité* - N° 166. Juin 1978
- 38 --- Association de turbines à gaz et de turbines à vapeur *Revue générale de thermique* - N° 127, 128, 132.
- 39 --- Journées d'étude sur les cycles gaz-vapeur - *La technique moderne* - Octobre 1962
- 40 --- Refroidissement, chaleur latente et récupération - *la technique moderne* - Novembre 1961
- 41 --- Cycles combinés et centrales thermique - *Revue BBC* - Janvier 1974
Août et Septembre 1975.
- 42 --- Rendements et cycles mixtes - *Chaleur et Industrie* - N° 352, 1954
N°348, 349, 1954
- 43 --- Association de turbines à gaz et des turbines à vapeur - *Techniques de l'énergie* - Juin 1979
- 44 --- Les centrales de production d'énergie et de chaleur à cycle combiné
Entropie N° 71, 1976
- 45 --- Optimisation des cycles mixtes - *Revue générale de thermique* - N° 144
- 46 --- *Revue générale de thermique* - N° 99
- 47 --- *Chaleur et Industrie* - Mai 1935
- 48 --- *Revue Brown bovery Compagnie (BBC)* - Septembre 1973
- 49 --- Contribution à la technique de l'emploi combiné des turbines à vapeur et à gaz. - *Revue BBC* - Décembre 1960
- 50 --- Situation actuelle et développement futur de centrales à cycle mixte. Centrales combinées standardisées BBC. Etude de change partielles.
- 51 --- *Revue BBC* - Octobre 1978 (n°10, tome 65).

- 19 - Dossier sur les centrales thermiques - N° spécial de la technique moderne - Mars 1962.
- 20 - Les centrales thermiques en 1963 - La Technique Moderne - Avril 1963
- 21 - Journées d'étude sur les centrales - La Technique Moderne - Janvier 63
- 22 - Descriptions de Centrales - La Technique moderne - Juin 1970, Octobre 1969, Juillet 1969

C Chaudière

- 23 - Evolution des chaudières - La Technique moderne Janvier 1971
- 24 - Souffre et chaudière - Entropie - n°66, 1974
- 25 - Dossier sur les chaudières - N° Spécial de la Revue SULZER - 1968
- 26 - Réchauffeur d'air à tube en verre sur un générateur de 3600/h
La Technique moderne - Mai 1968.
- 27 - Amélioration de la transmission dans les tubes par addition d'éléments spéciaux - Revue SULZER - 1967
- 28 - Tubes à ailette. Revue générale de Thermique - N° 14 et 15, 1963
- 29 - La Technique Moderne - N° 8, 1976

C Combustion

- 30 - Puissance et combustion - Revue générale de thermique - N° 130
- 31 - Combustion mixte : fuel - gaz naturel - La Technique Moderne
Juillet 1975
- 32 - Combustible et chaudière - Chaleur et Industrie N° 342 1954
- 33 - Diagramme de combustion - Revue générale de Thermique - N° 77, 1968
- 34 - Economie et opacité du combustible - La Technique moderne -
Janvier 1975

D - Distribution de l'électricité

- 52 Conférences techniques internationales sur le réseau électrique
La Technique Moderne - N°10 Octobre 1963
- 53 Les lignes à haute tension - La Technique Moderne - N°9 Septembre 74
- 54 Calcul et transport - La Technique Moderne - Juin 1961
- 55 Production et transport de l'électricité - Revue Française de l'Electricité
n°200

D Divers

- 56 Probus d'un biologiste ; de Jean Rostand 'Electricité' N° 115
- 57 Calculs économiques. Chauffage, Froid et Plomberie (CFP) - N°297
Aout et Septembre 1977
- 58 Air, Froid et Industrie - La Technique Moderne - Aout et Septembre 1969
- 59 Economie et chaleur. Ventilation et Conditionnement d'air - n°10 Oct 73
- 60 Adoucissement de l'eau ; Dégazage - La technique moderne - n°10 Sept 1968

E - Economie d'énergie

- 61 Economie d'énergie et récupération de chaleur La technique moderne -
Janvier 1975
- 62 Les bases théoriques de la récupération de chaleur Chaleur et Indus-
-trie - Numero 366, 1956
- 63 Etude des échangeurs compacts - Chauffage, Froid et Plomberie - 1974
- 64 Chauffage, Froid et Plomberie - N° 238 et 239 1972
- 65 Etude de la convection - Chauff. Froid et Plomberie - 1970
- 66 Etude comparative de récupérateurs - Chaleur et Industrie - N° 367, 1956
- 67 Revue générale de Thermique - N° 170, 1976
- 68 Récupérateur à rayonnement - Chaleur et Industrie - N°368, 1956

E - Energie

- 69 - Hydrogène et Energie - *Sciences et Technique* - N°56, Janvier 1979
- 70 - L'avenir de l'énergie - *Sciences et Technique* - N°46 et N°52
- 71 - Energies futurs - *Sciences, progrès et découvertes* - Janvier et Mai 1972
- 72 - Le charbon de l'an 2000 - *Recherche* - N°61, Décembre 1974
- 73 - L'énergie géothermique - *Recherche* - N°49 Octobre 1974
- 74 - Exemple de présentation d'une politique énergétique. *La Technique Moderne* - N°16, Octobre 1973
- 75 - Energie TOTALE - *La Technique Moderne* - Janvier 1976
- 76 - Electricité et Industrie *Electricité* N°170, Octobre 1978
- 77 - Hydrogène et énergie - *Entropie* - N°55, 1974
- 78 - Problèmes de l'énergie - *La technique Moderne* - N°7, Janvier 1976
- 79 - Hydrogène et énergie *La technique Moderne* - N°9 Septembre 1974

E Environnement

- 80 - Sources froide et centrale - *Electricité* - N°156
- 81 - de pollution dans les centrales - *La Technique Moderne* - Février 1961
- 82 - Pollution et chauffage - *La Technique Moderne* - Janvier 1975
- 83 - Environnement et techniques - *La Technique Moderne* - Mars 1975
- 84 - Energie électrique et environnement - *La Technique Moderne* - Janvier 1973 et Mai 1972
- 85 - La Pollution et l'E.D.F. - *La Technique Moderne* - Février 1961
- 86 - Source froide et circuit de refroidissement des centrales - *La technique Moderne* - Oct. 72 et Octobre 73

G Gaz naturel

- 87 Réserve mondiale de gaz naturel - Génie Industriel - N° 73
- 88 "Du gaz, c'est naturel" - Industrie et technique - N° 380
- 89 Le gaz naturel - Science et Avenir N° 203
- 90 Génie Industriel - N° 73
- 91 Etude sur le gaz naturel Algérien - Pétrole et gaz arabe - N° 244
- 92 L'utilisation du gaz naturel - La Technique Moderne - Décembre 1963
- 93 Industrie et technique - N° 139

I Informatique et régulation

- 94 Régulation de l'alimentation des chaudières - La technique moderne - Février 1974
- 95 Ordinateurs et contrôle thermique - Electricité - N° 16,1
- 96 Régulation des chaudières - La technique moderne - Janvier 1970
- 97 Télé-information et automatisation de processus - La technique Moderne - Mars 1970
- 98 Automatisme Industriel - La technique Moderne - Janvier, fév. 69
- 99 - Identification de processus industriels - Utilisation en commande numérique - La technique moderne - Mars 70
- 100 Calculateur pour contrôle thermique - Revue Brown Boveri Company - Septembre 1975
- 101 Automatisation dans les contrôles - La technique Moderne - Mars 1962
- 102 Emploi de calculateurs pour la production et le transport de l'électricité - La technique Moderne - Juin 1961
- 103 Traitement de l'information pour contrôles - La technique moderne - Septembre 1975

T Thermodynamique

- 104 La thermodynamique et la crise de l'énergie. *Sciences et technique* - N° 38
- 105 Les cycles générateurs d'énergie de l'eau bouillante. *Revue C.E.M.* - n° 80
- 106 Historique de la thermodynamique. *Recherche* - N° 68 et N° 69
- 107 "Faire mentir Carnot." *Sciences, Progrès et Découvertes* - Juillet 1971
- 108 Rendement et cycle. *Revue générale de Thermique* - N° 150, 151, 152 et 153
- 109 Thermodynamique - Entropie - N° 75 et N° 70, Mai et Juin
- 110 Systématique des cycles thermodynamique. *Entropie* - N° 49, 1973
- 111 Entropie et thermodynamique - *Entropie* - N° 57, 1974
- 112 Thermodynamique et axiomes. - *Entropie* - N° 65 et N° 59

T Turbine à gaz

- 113 Turbine à gaz et production électrique. *Sciences, Progrès et Découvertes* - Octobre 1970.
- 114 Turbine à gaz. *Revue CEM.* N° 72 Décembre 1971.
- 115 Turbine à gaz et réacteur. *Sciences, Progrès et Découvertes* - Janvier 1970
- 116 Turbine à gaz de centrale. *La Technique Moderne* - N° 105 Octobre 1973
- 117 Turbine à gaz et dessalinisation de l'eau de mer. *La Technique Moderne.* N° 9. Septembre 1974
- 118 Calcul et éléments constructifs de disques de turbines à gaz. *Revue générale de Mécanique.* Septembre 1951
- 119 L'utilisation de générateurs à piston libre pour l'alimentation des turbines à gaz de centrales. *Revue générale de l'électricité* - 1957
- 120 Schéma d'une installation compacte de turbine à gaz. *Energy and Development.* N° 1 Mars 1978.

- 121 Développement de la turbine à gaz et recherche biomécanique
- Revue Française de l'électricité - N° 240
- 122 Exemple d'étude de turbine à gaz - Revue générale de Thermique - N° 131
- 123 Expérimentation de turbines à gaz - La Technique Moderne - Janvier 1970
- 124 Turbine à gaz - Technique de l'énergie - N° 27 Juin 1979
- 125 Evolution et développement de turbines à gaz - Entropie N° 71, 1976
- 126 Entropie - N° 45 et 46, 1972
- 127 Turbine à gaz et évolution - Entropie N° 51, 1973 - N° 79, 1978

T Turbine à vapeur

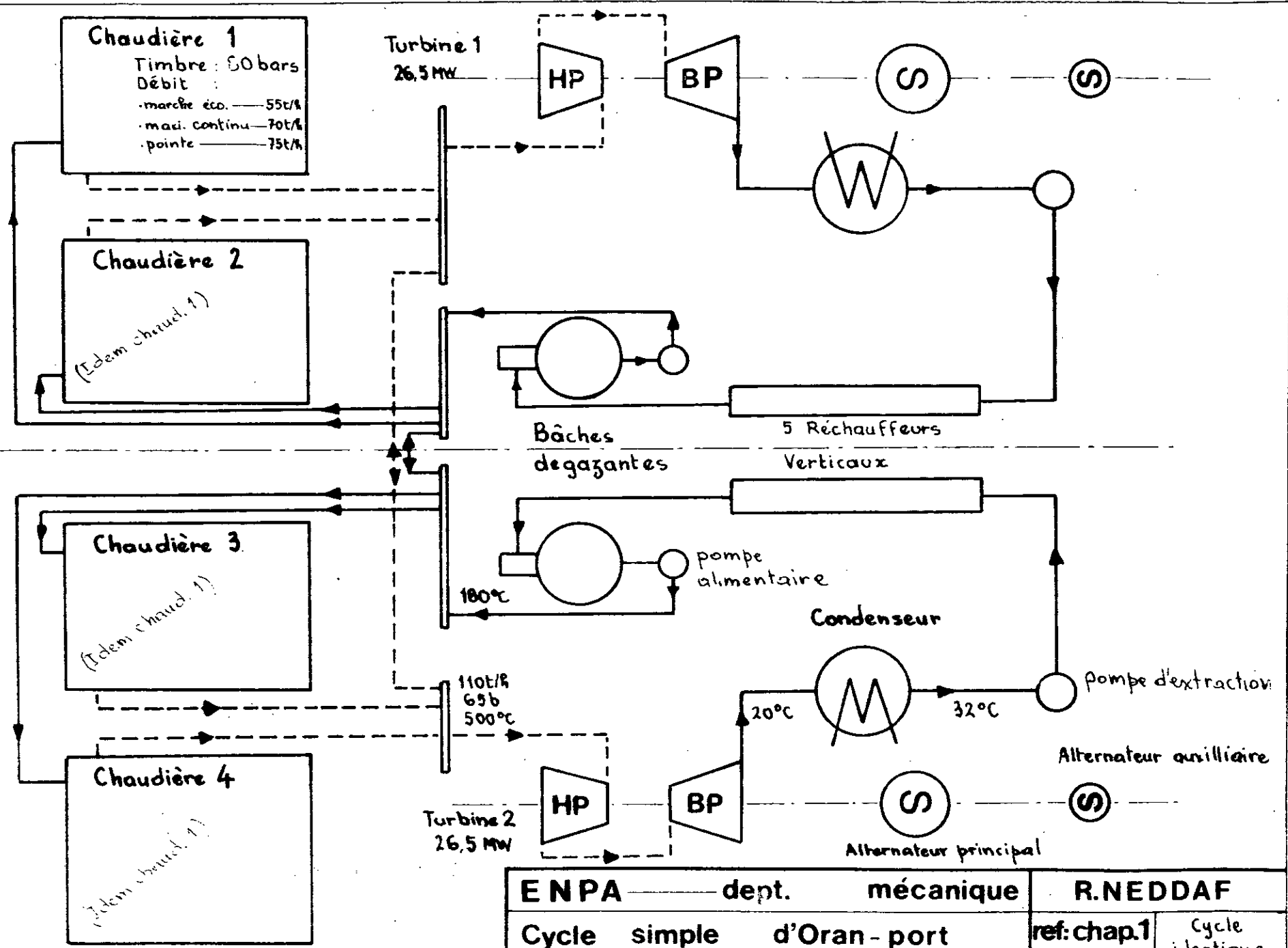
- 128 Nouvelles conceptions de turbines à vapeur - La technique moderne
N° 1 et 2 - Janvier 1979
- 129 Problème de développement de générateurs de vapeur à circulation
forcée - Revue générale de Mécanique - Jan. 1954
- 130 Exemple d'étude de turbine à vapeur - Revue générale de Thermique
N° 131.
- 131 Généralités sur les installations à vapeur - La Technique Moderne - Janvier 70
- 132 Machines à vapeur de conception modulaire - La Technique Moderne - 1/70
- 133 Débouchés de turbines industrielles - La technique Moderne - Janvier 70
- 134 Fondation (génie civil) de turbines à vapeur - La technique Moderne - Novembre 61
- 135 Turbines à vapeur pour centrale à charge moyenne et de pointe - Revue
Brown-Boveri-Compagny - Août-Septembre 1975
- 136 Palier de turbo-groupe à vapeur - Revue BBC - Mars 1975

Cours et Documents

- 1 --- Cours et recueil d'exercices de THERMIQUE de Mr
STOYANOV
- 2 Cours de machines thermiques de Mr DIMITROV
- 3 Cours de Thermodynamique de Mr MILLET
- 4 Dossier sur les centrales combinées de la B.B.C.
- 5 --- Brochure de présentation de la Centrale d'Alger/201
de la SONELGAZ
- 6 Brochure de présentation de centrales allemandes et de
Annuaire de la SONELGAZ

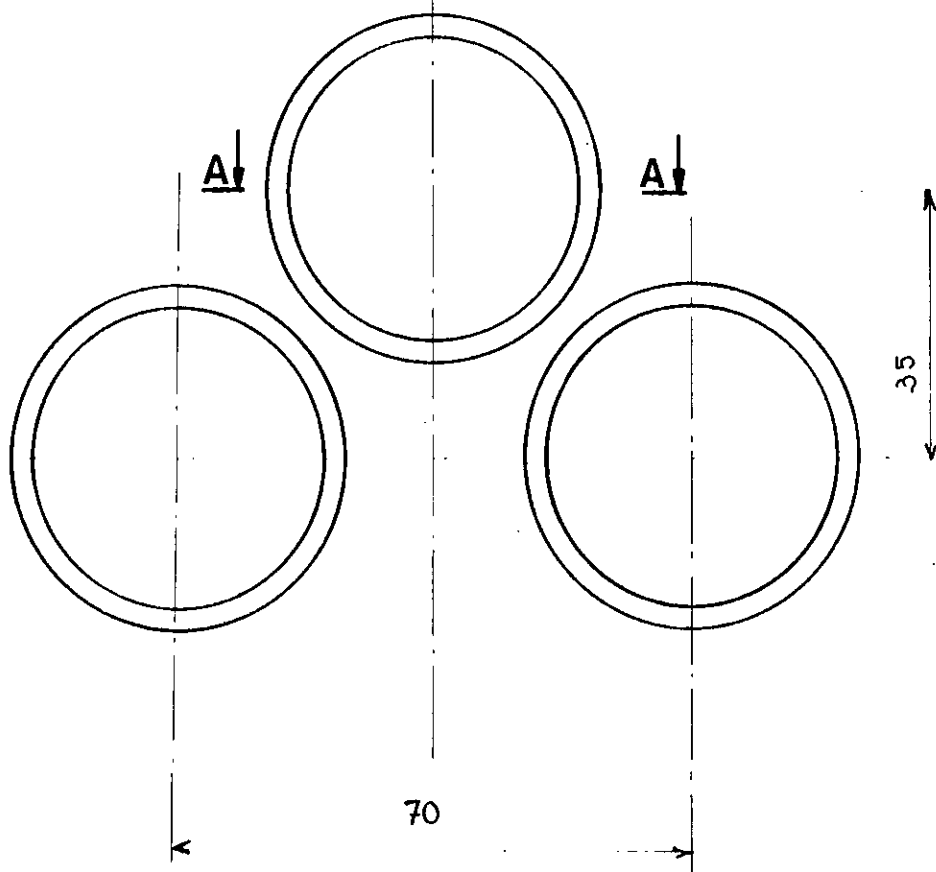
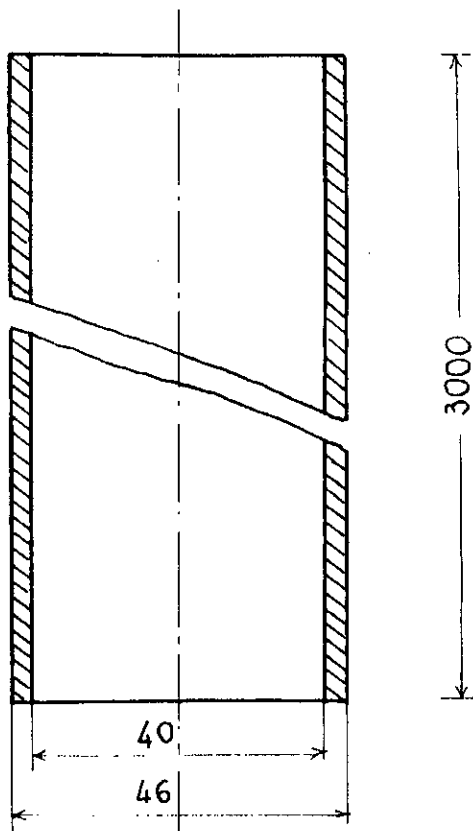
Tranche 1

Tranche 2



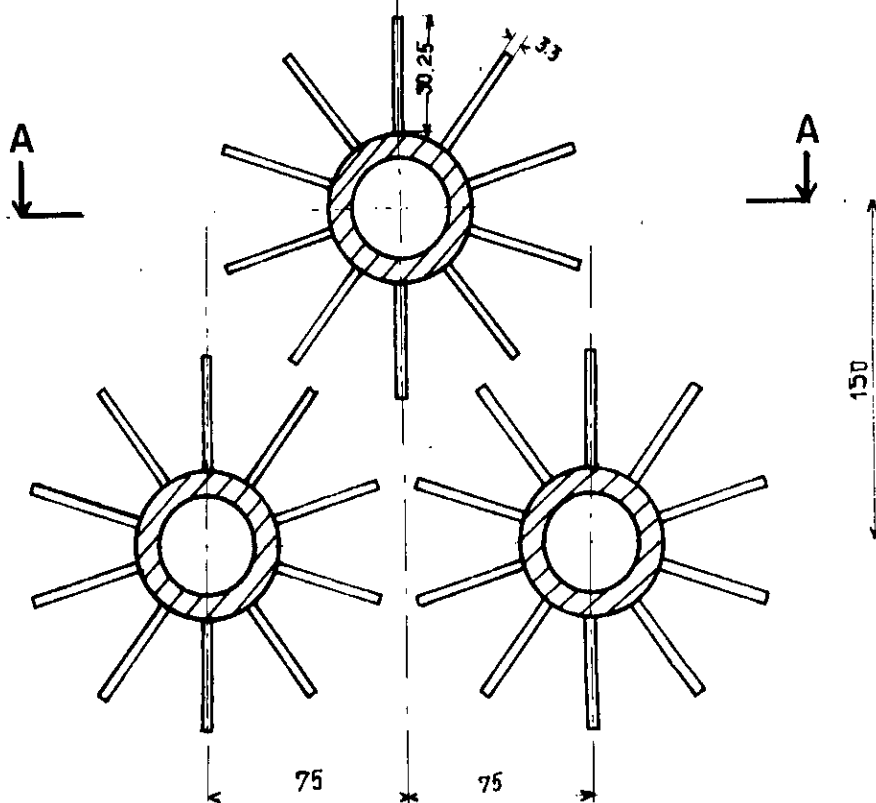
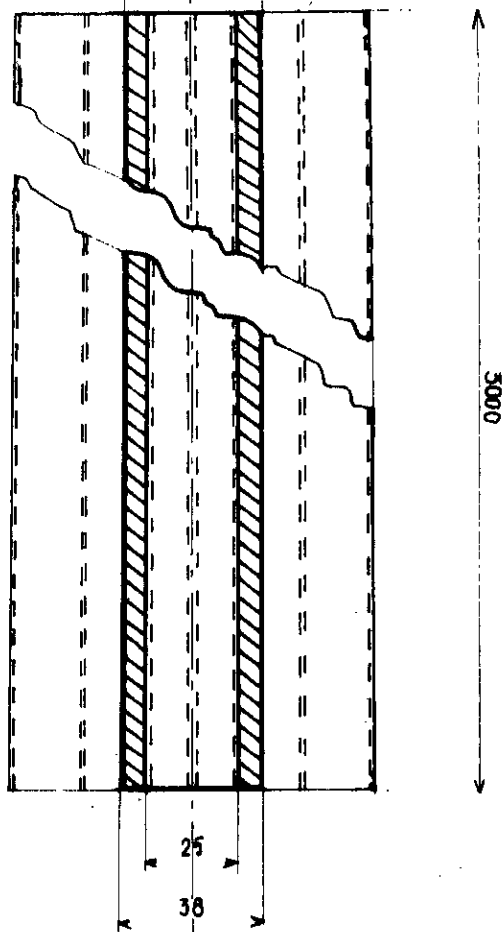
ENPA		dept.	mécanique	R.NEDDAF	
Cycle	simple	d'Oran - port		ref: chap.1	Cycle identique pour Annaba
Circuit	Eau + v _c peur			janv.80	

AA

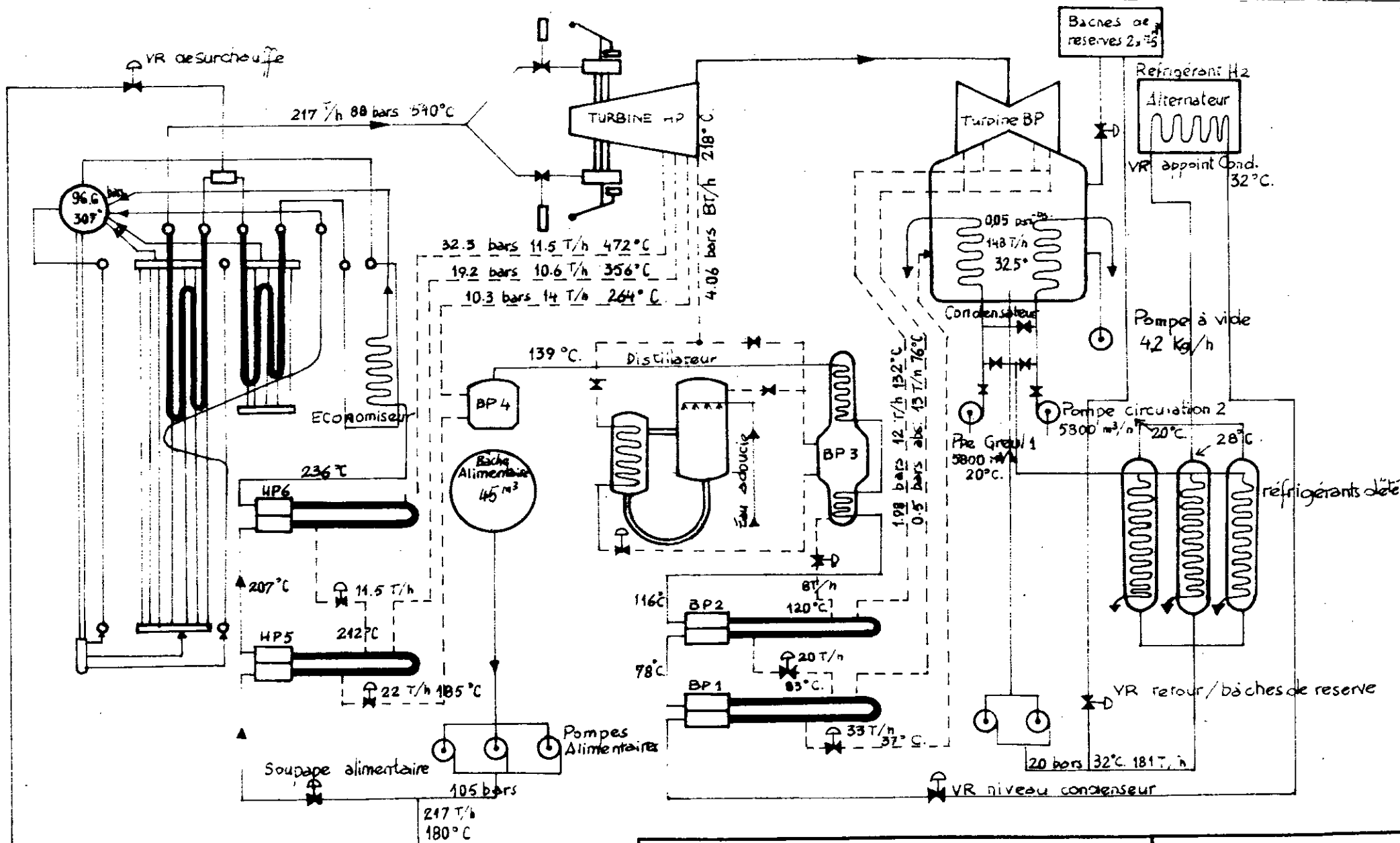


ENPA	DEPT. MECANIQUE	R. NEDDAF	
Cellule de 3 Tubes lisses quinconcés de l'échangeur Fuel-Fumée		ECH: 1	Ref:
		JAN. 80	CHAP.5

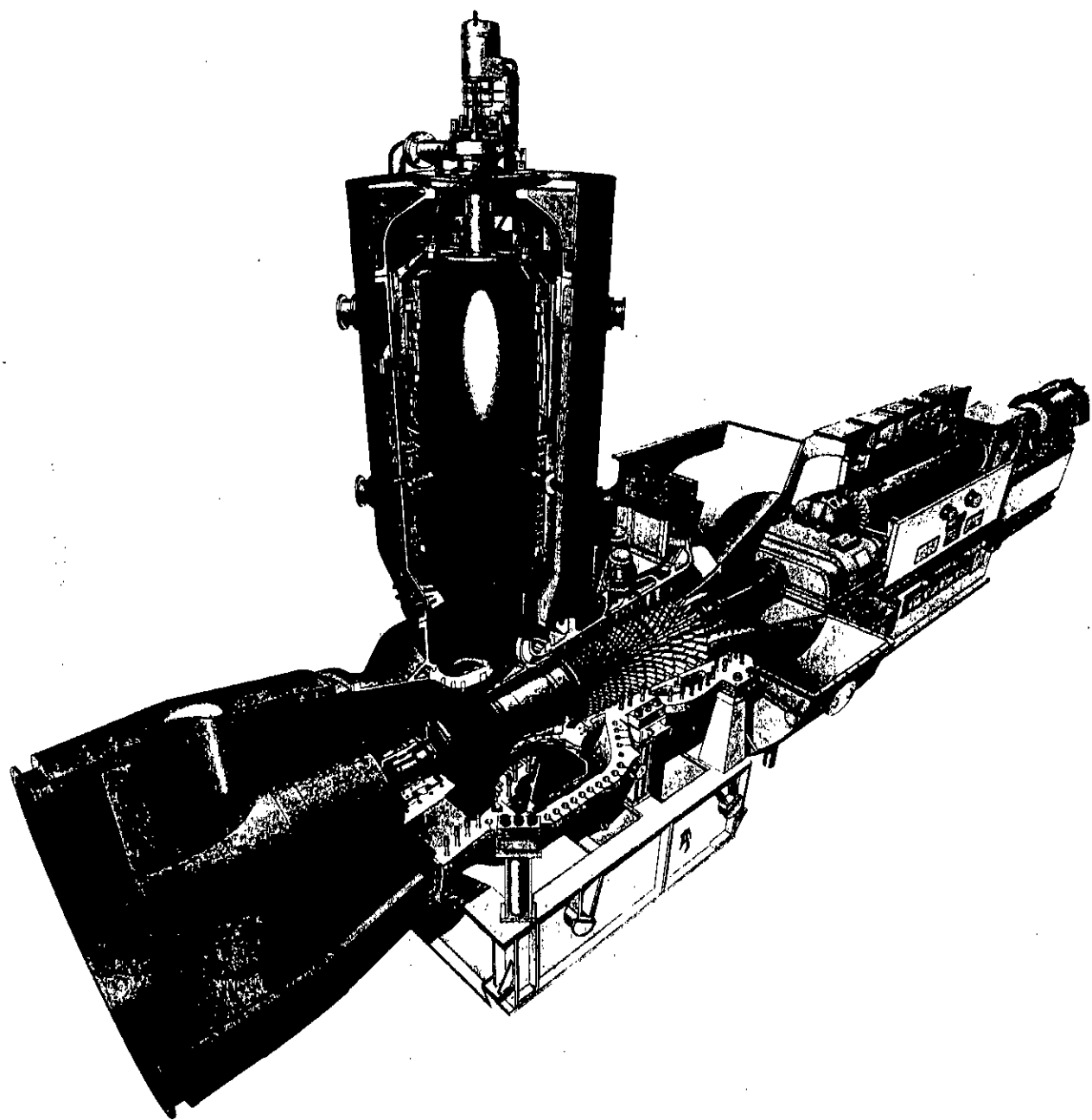
Coupe: A-A



ENPA—	dept. mecanique	R. NEDDAF	
Cellule de trois tubes ailetés quiconcés		Ech:0,5	Réf:
		janv. 80	III 2121

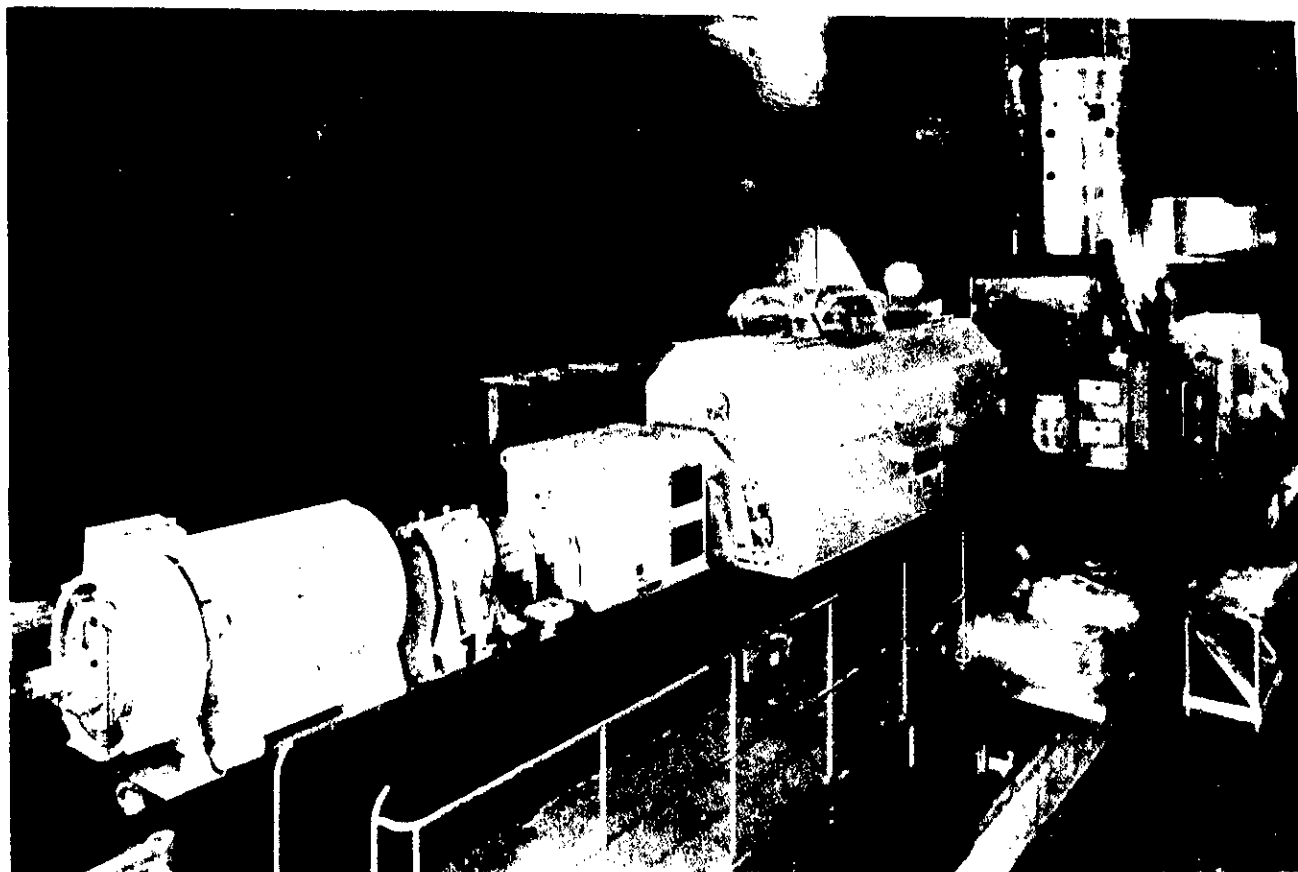


ENPA - dept. mécanique	R. NEDDAF
Cycle simple d'Alger-port	ref, chap: 1
Circuit- Eau-vapeur	janv. 80



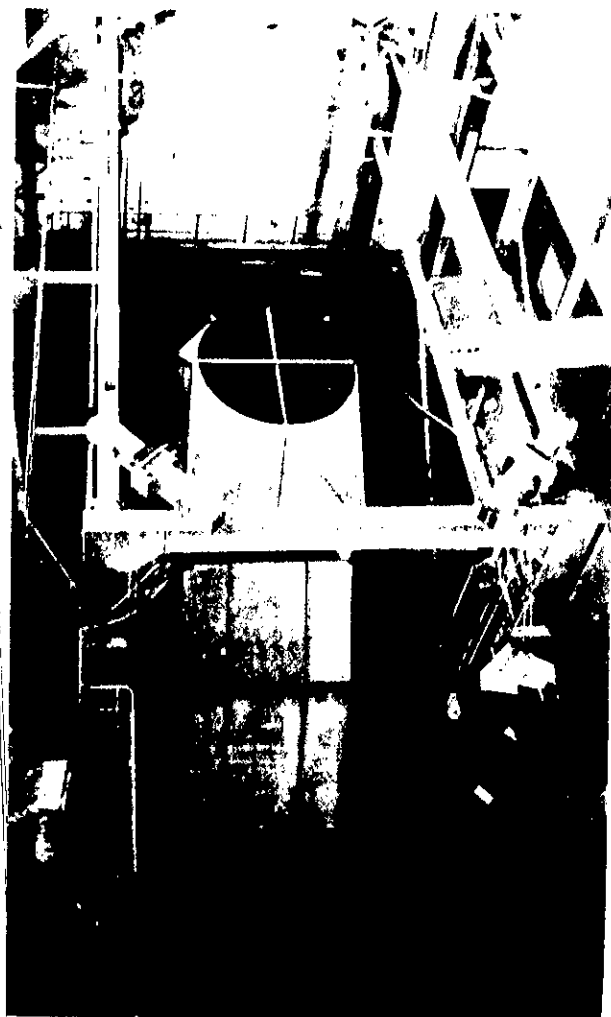
Coupe d'une turbine à gaz BBC type 9

De droite à gauche: Alternateur, réducteur, compresseur, turbine avec chambre de combustion, diffuseur d'échappement



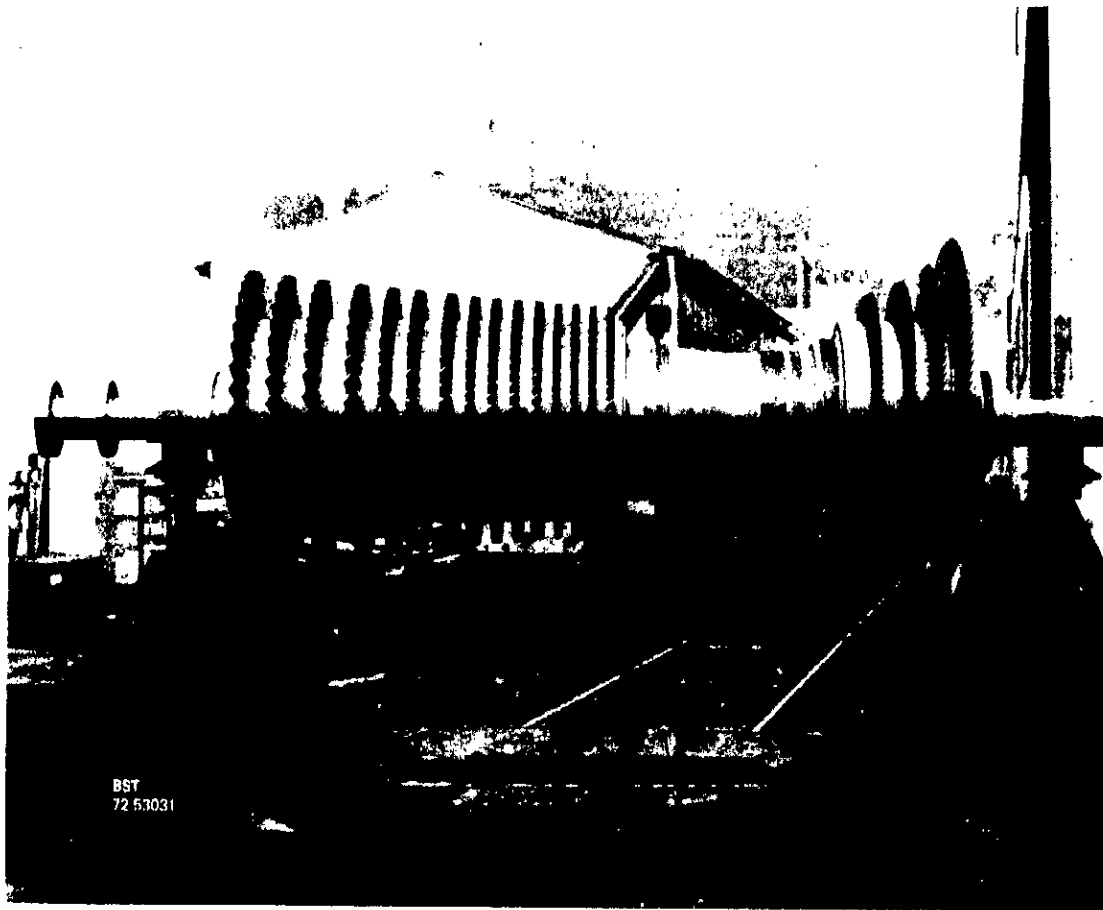
Turbine à gaz type 9D en cours de montage

↑ En premier plan, on voit le groupe moteur de lancement / excitatrice ; Au milieu on distingue l'alternateur et à l'arrière plus la turbine à gaz avec la chambre de combustion.

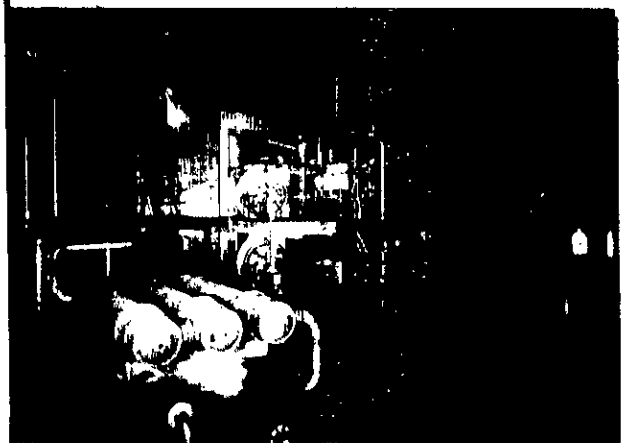
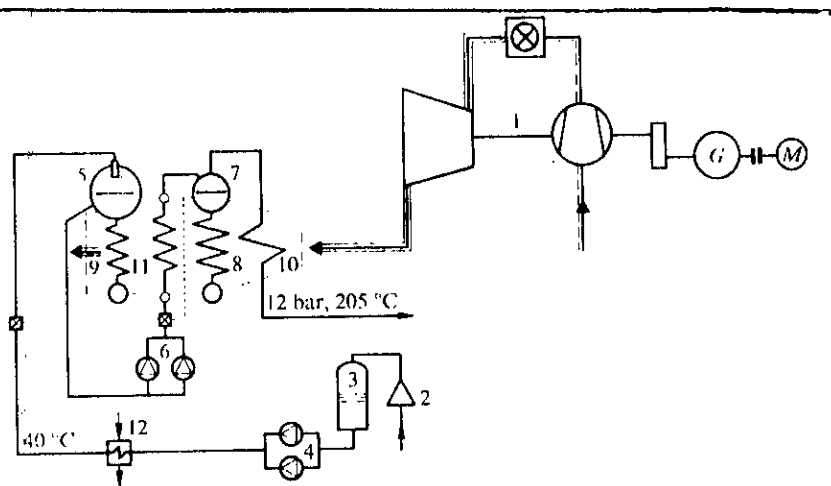


Chaudière de récupération en cours de montage

← la partie supérieure de la chaudière munie d'un escalier et levée en vue de sa mise en place.



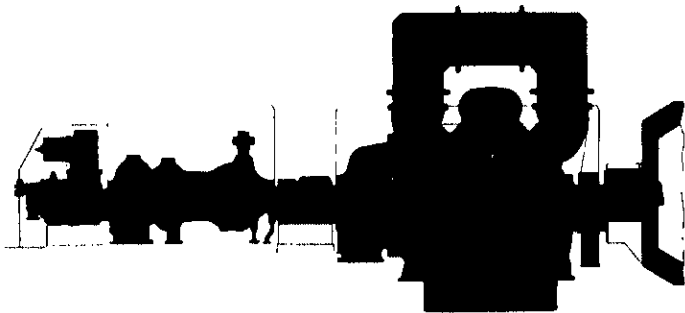
Rotor de turbine à gaz BBC type 9
sur wagon de transport en usine



Schema de principe et photo d'une chambre de
recupération SULZER. Installation dans une
centrale suissse.



①



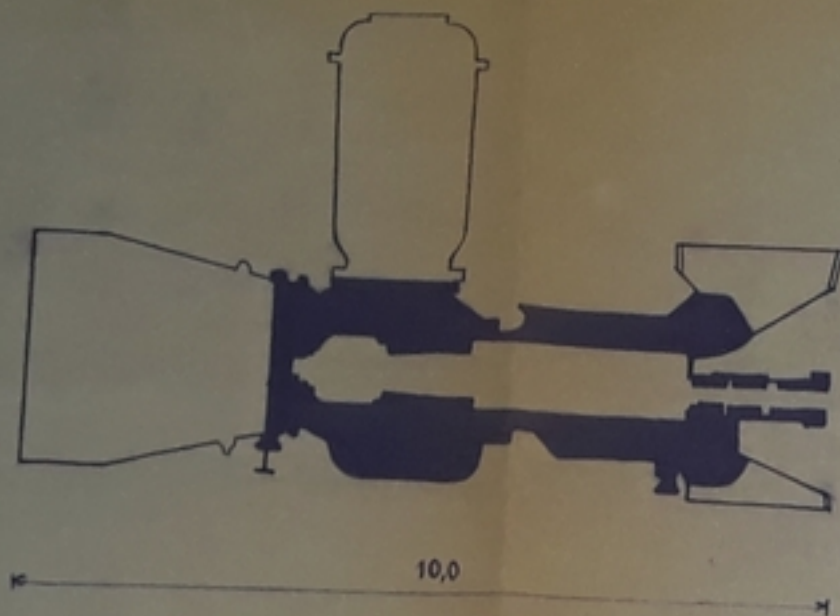
②



③

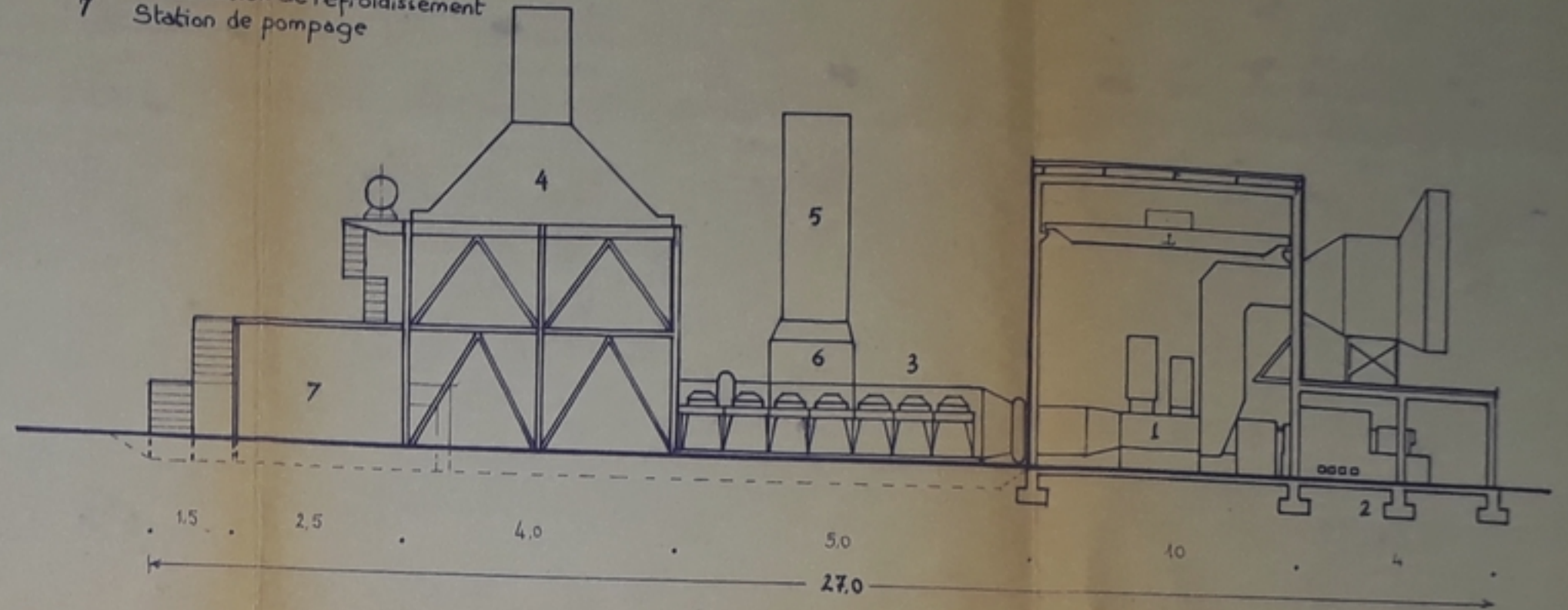
Etapes de développement des turbines
à condensation

- | | | |
|----|------|----------------------------|
| 1. | 1930 | $P \approx 50 \text{ MW}$ |
| 2. | 1955 | $P \approx 66 \text{ MW}$ |
| 3. | 1975 | $P \approx 150 \text{ MW}$ |

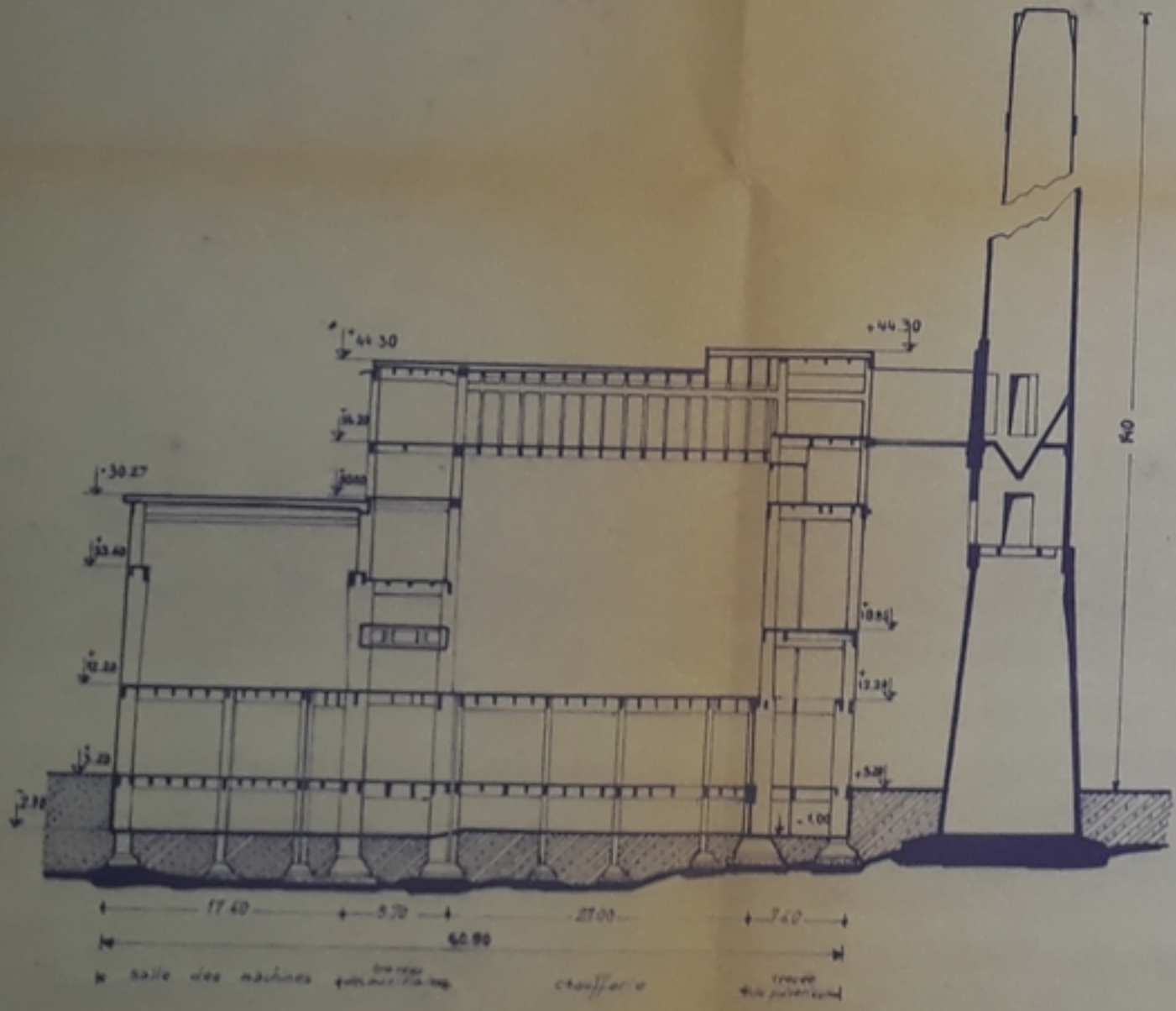


Turbine à gaz "BBC" type 9

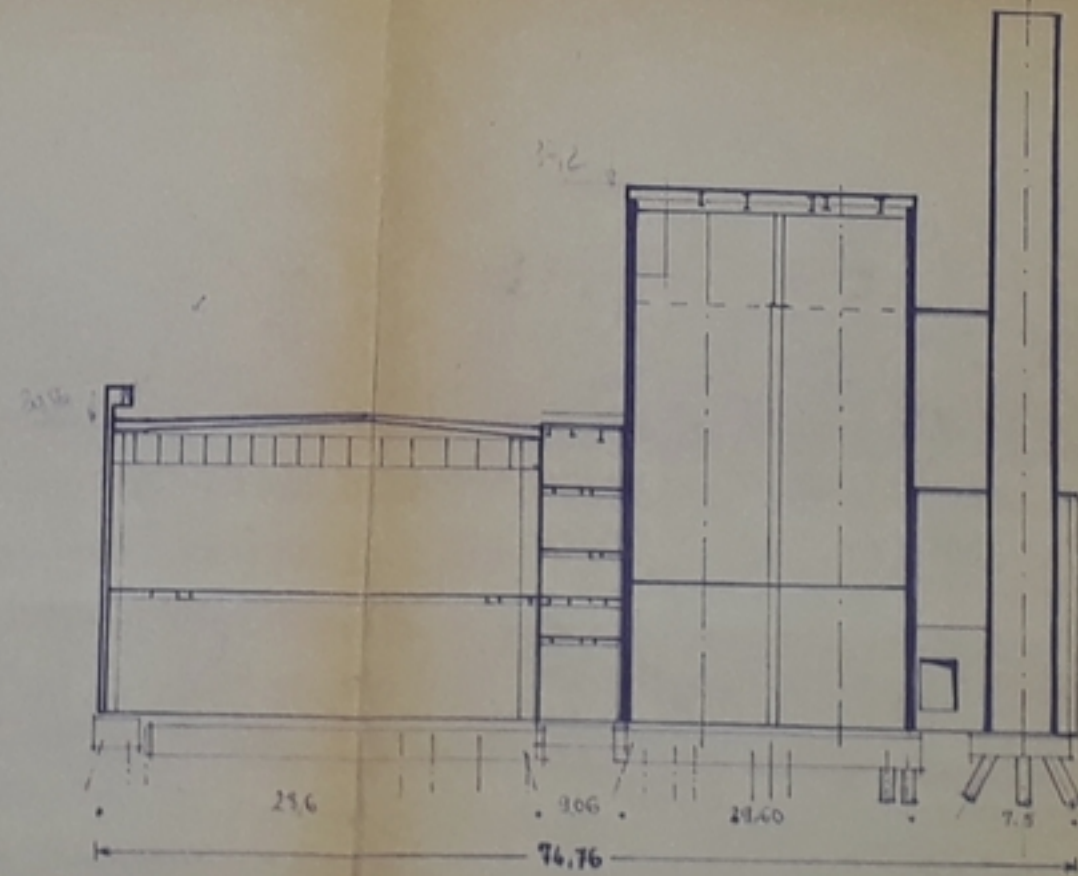
- 1 Turbine à gaz
- 2 Alternateur
- 3 Silencieux
- 4 Chaudière de récupération
- 5 By-pass de cheminée
- 6 Installation de refroidissement
- 7 Station de pompage



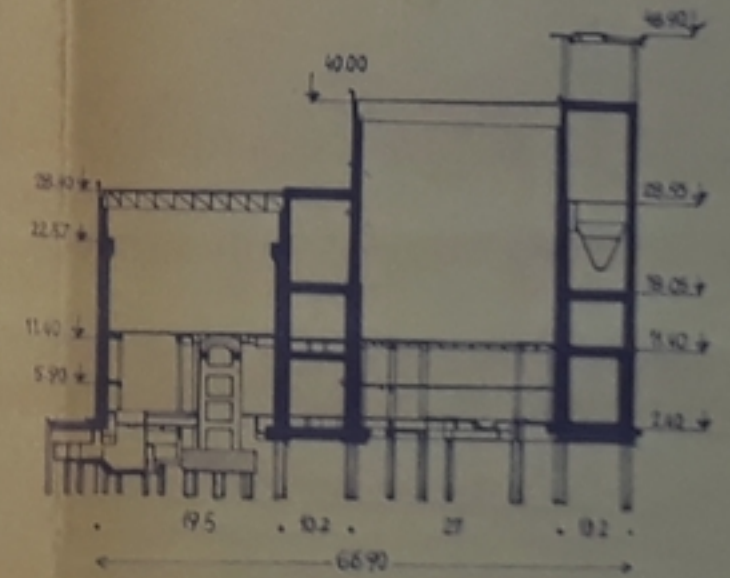
Turbine à gaz et Chaudière de récupération



Oran-port



Alger-port

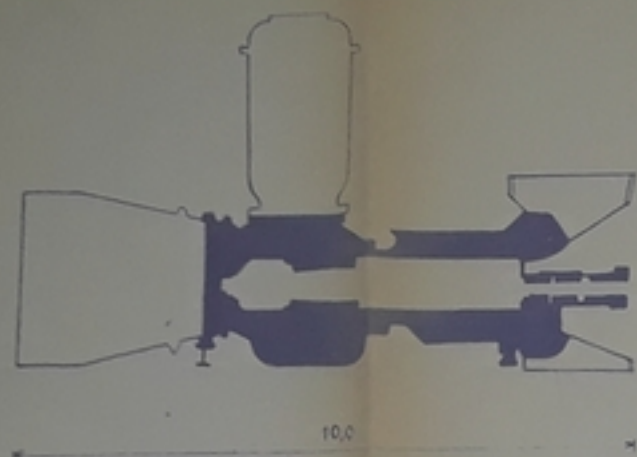


Annaba-port

PM 015 80

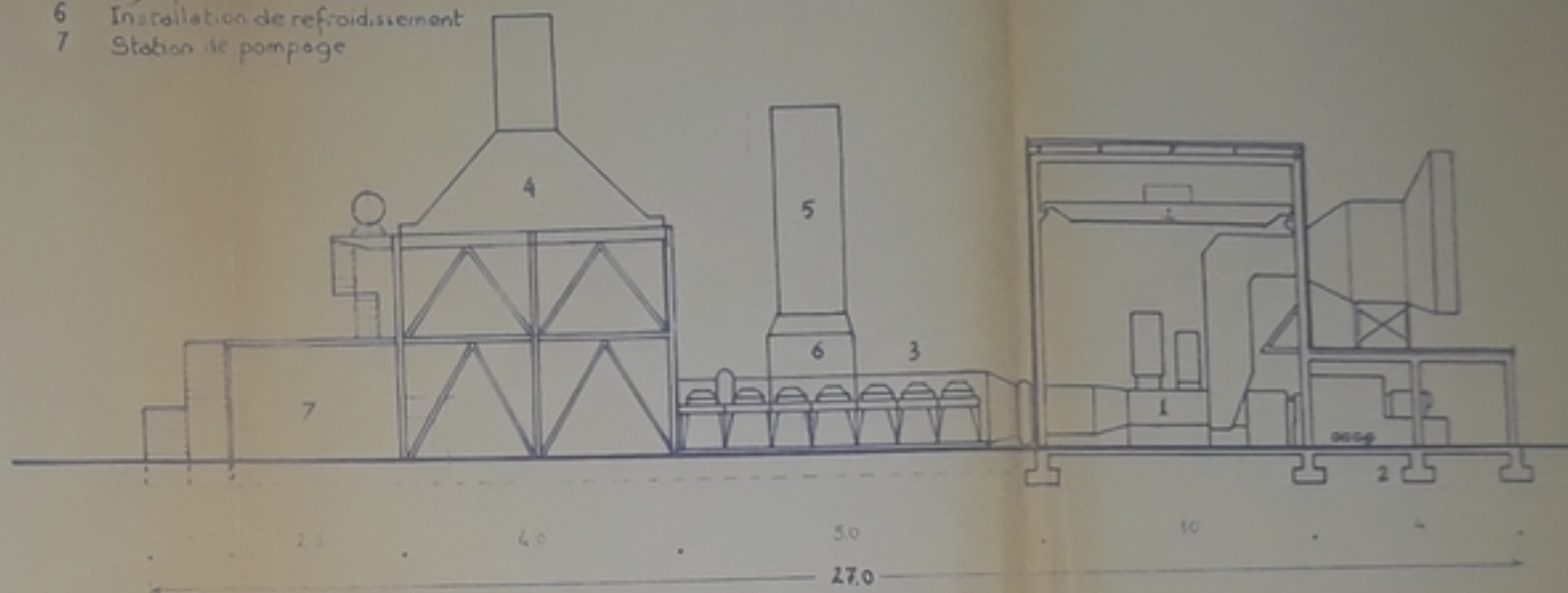
Annexe A-

ENPA	dept. mécanique	R. NEDDAF
Aspects constructifs et sites d'installation du matériel		JAN. 80

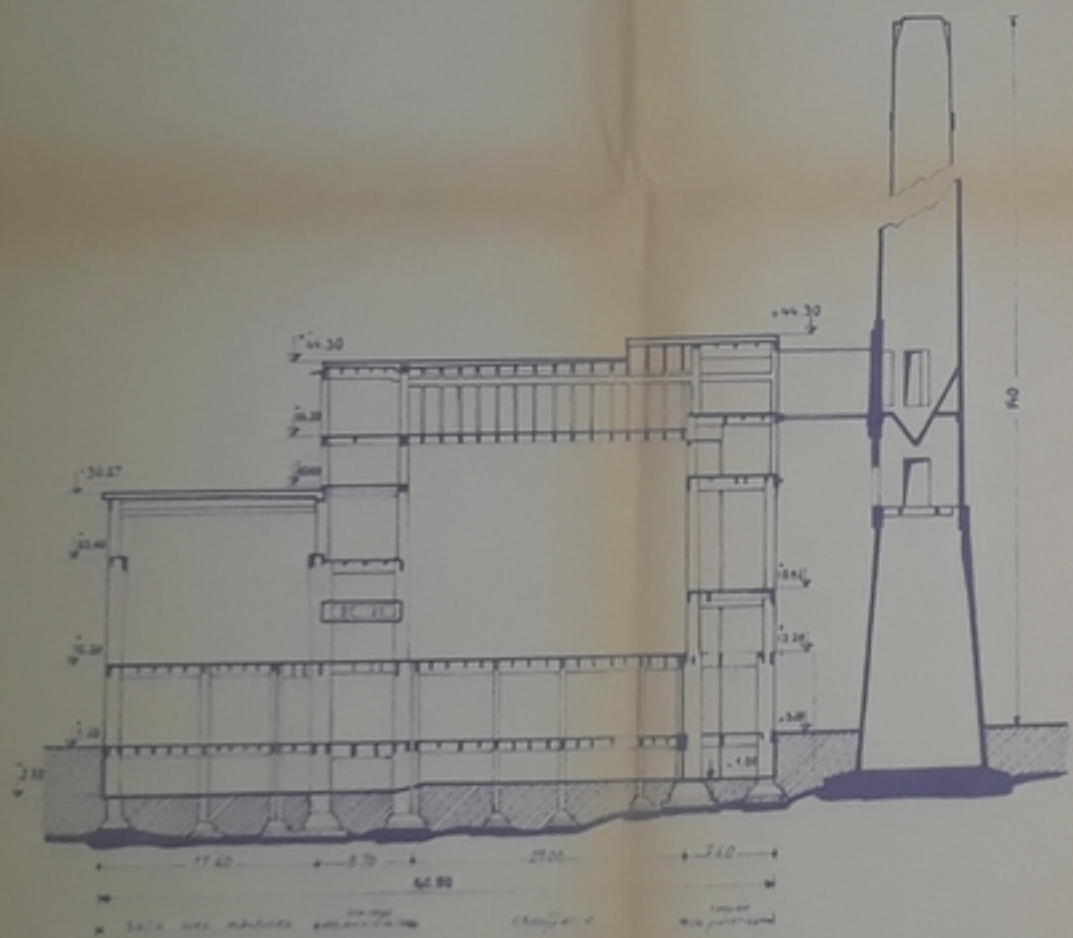


Turbine à gaz "BBC" type 9

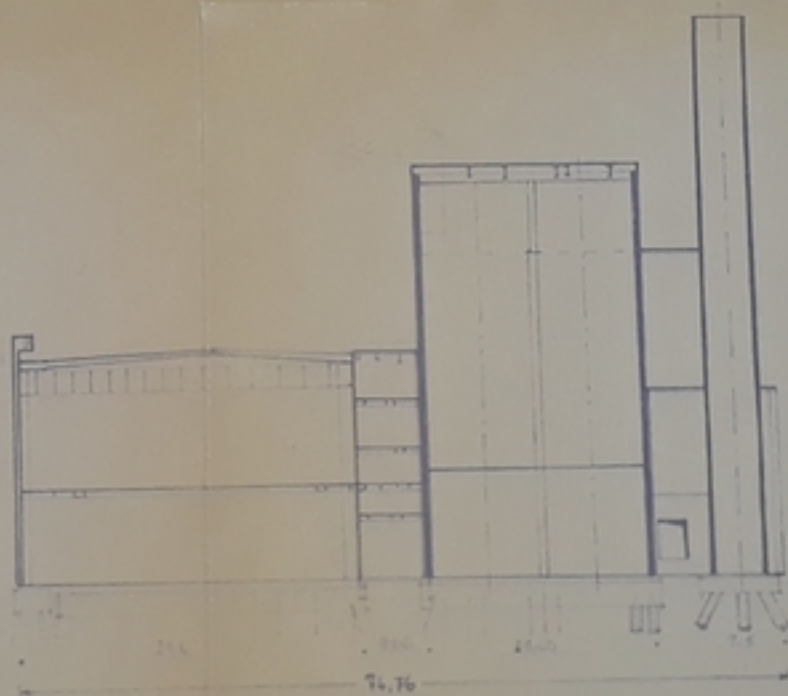
- 1 Turbine à gaz
- 2 Alternateur
- 3 Silencieux
- 4 Chaudière de récupération
- 5 By-pass de cheminée
- 6 Installation de refroidissement
- 7 Station de pompage



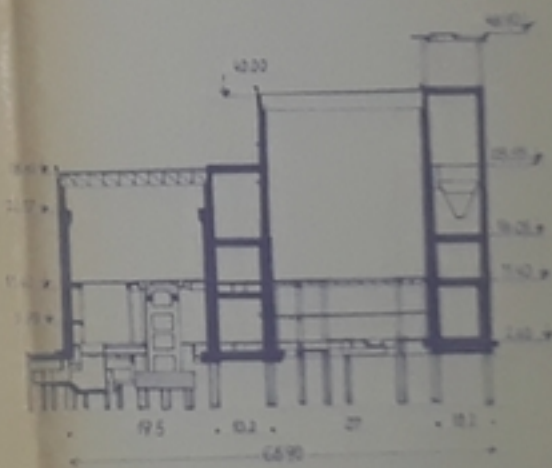
Turbine à gaz et Chaudière de récupération



Oran-port



Alger-port



Annaba-port

PM015 80

Annexe - 2 -

ENPA	dept. mécanique	R. NEDDAF
Aspects constructifs et sites d'installation du matériel		JAN. 80

