

6/8

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique

2 ex

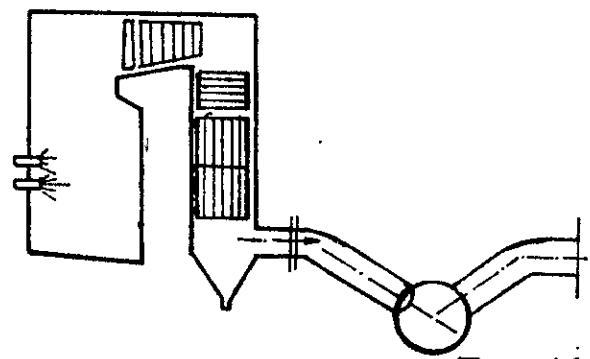
U. S. T. H. B.

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES.

GENERATEUR DE VAPEUR



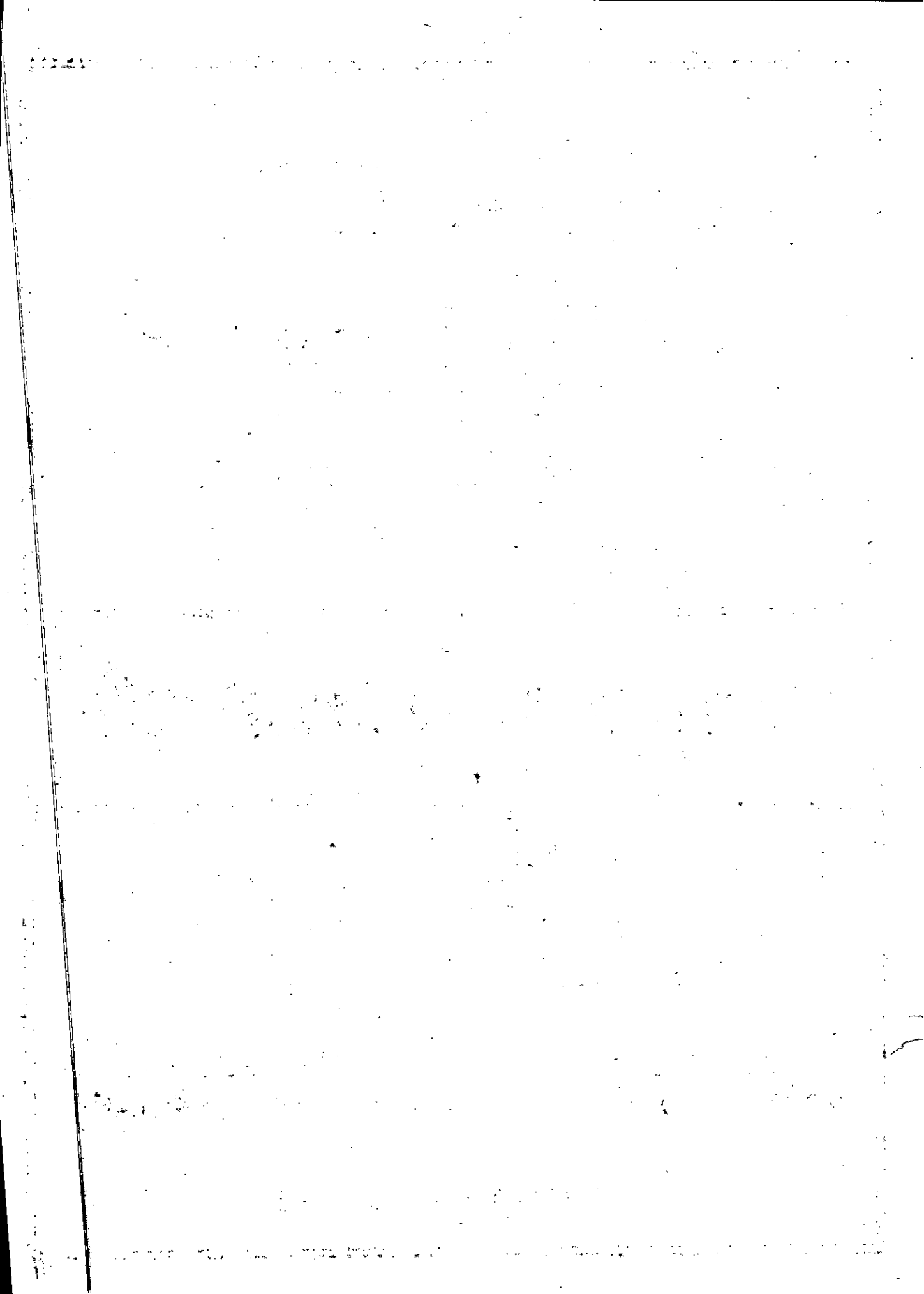
Proposé par :-

Etudié par :-

M^r Y. YAKIMOV

KHELIL SOLTANI

PROMOTION JUIN 1981



Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique

U. S. T. H. B.

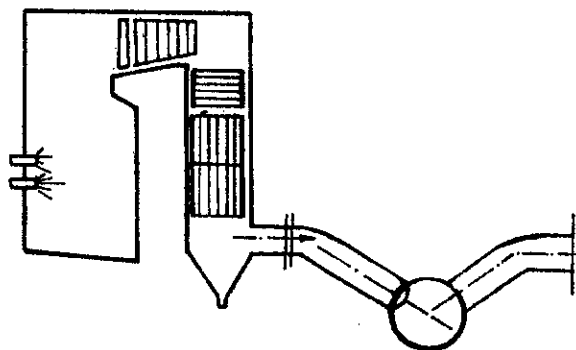
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES.



GENERATEUR DE VAPEUR



Proposé par :-

M^r Y. YAKIMOV

Etudié par :-

KHELIL SOLTANI

PROMOTION JUIN 1981

20
La formation que les cadres reçoivent à l'Université leur est nécessaire mais non suffisante pour l'accès à la maîtrise totale de la Science et de la Technologie.

Encore faut-il qu'ils utilisent leurs connaissances à la solution des problèmes concrets et vécus que posent l'implantation et le fonctionnement des Industries dans les circonstances spécifiques du Pays."

Charte Nationale.

DEDICACE

Dédicace.

En tant que de ce travail, j'aimerais
bien remercier M^r. Y. YAKIMOV, Professeur à
l'E.N.P.A, d'avoir bien voulu diriger
cette étude.

Ma reconnaissance à tous ceux qui
ont contribué à ma formation d'Ingénieur.

Je dédie cette modeste étude à ma
famille et à tous mes amis.

Khélil Soltani

SOMMAIRE

Avant propos

Introduction

généralités

- Combustible: 1. Caractéristique
2. Excès d'air

Chapitre I

CHAMBRE de COMBUSTION -

- 1 Calcul thermique de la chambre de Combustion
- 2 Construction du diagramme Enthalpique ($\gamma-t$).
- 3 Tableau des produits de Combustion
- 4 Bilan thermique
- 5 Rendement du Générateur
- 6 Consommation de Combustible
- 7 Volume de la chambre de Combustion
- 8 Température théorique de la chambre de Combustion.
- 9 Température des gaz brûlés à la sortie de la chambre de Combustion
- 10 Dimensionnement de la chambre de Combustion
- 11 Répartition des écrans.
- 12 Détermination du nombre de tubes sur les écrans.

Chapitre II

FAISCEAU EVAPORISATEUR -

Chapitre III

REPARTITION PRELIMINAIRE

- Surchauffeur de Vapeur
- Réchauffeur d'air
- Economiseur.

CHAPITRE IV

SURCHAUFFEUR de VAPEUR

1. Généralités
2. 1^{re} Partie du Surchauffeur de Vapeur
3. 2^e Partie du Surchauffeur de Vapeur

Chapitre V

ECONOMISEURS

1. Généralités
2. Calcul d'un Economiseur.

Chapitre VI

RECHAUFFEUR D'AIR

1. Généralités
2. Calculs d'orientation
3. Calcul d'un Réchauffeur d'air

Chapitre VII

CALCULS AERODYNAMIQUES

1. Pertes de charge dans le Générateur
2. Tirage
3. Pertes de charge dans la cheminée
4. Choix du Ventilateur
5. Conclusion

Conclusions générales

Bibliographie

1. Equipement thermique des Usines génératrices de l'électricité (J. Ric)
2. Cours magistraux de M.Y. YAKIMOV (GENERATEUR DE VAPEUR).
3. Calcul thermique des chaudières T&K NUBER

DEFINITION:-

Un générateur de vapeur ou chaudière à vapeur est un appareil destiné à produire une certaine quantité horaire de vapeur, à une pression et à une température déterminées -

Enoncer à la fois pression et température, suppose qu'il s'agit, non pas de vapeur saturée, mais de vapeur surchauffée.

HISTORIQUE:-

Autrefois on caractérisait les Générateurs de vapeur par leur surface de chauffe et surtout leur pression maximale (ou timbre).

Actuellement, avec les progrès réalisés dans la conception et la construction, les chaudières à vapeur se caractérisent par la production horaire de vapeur en t/h (tonnes/heure) et leur capacité calorifique (en Kcal/h).

EVOLUTION DES CHAUDIERES:-

Avant la première guerre mondiale, la production horaire de vapeur ne dépassait guère l'ordre de quelques centaines de kg de vapeur, et la pression se situait alors aux environs de 10 à 12 kg/cm².

Les installations de chaudières détruites pendant la première guerre mondiale, furent remplacées, conformément aux progrès techniques de l'époque à savoir :-

- Généralisation des foyers mécaniques à chaînes ou à poussoirs, à la place des grilles à main.
- Emploi de la surchauffe à des températures et des pressions plus élevées.
- Amélioration de la récupération de la chaleur des gaz de fumée par les économiseurs.
- Début d'emploi du réchauffeur d'air et développement du tirage forcé.
- Les chambres de combustion à chauffe au charbon pulvérisé se développèrent et leurs dimensions devinrent beaucoup plus importantes.
- Les tubes d'écran d'eau firent leur apparition, mais ils étaient seulement dans une maçonnerie destinée à les refroidir.

Aujourd'hui, la chaudière est constituée surtout par des tubes d'écrans d'eau où les échanges de chaleur se font surtout par rayonnement.

L'isolation thermique de la chaudière est constituée par un calorifuge extérieur à la paroi, fait par des tubes jointifs des écrans et une tôle d'étanchéité.

Presque tous les éléments sont soudés : réservoirs, collecteurs, tubes ...

Si la pression n'est pas tellement élevée, la circulation de l'eau est naturelle, mais si les pressions sont plus importantes, il est nécessaire d'avoir un tirage forcé grâce à une ou plusieurs pompes.

Les échanges importants par rayonnement dans les grandes chaudières nécessitent une eau d'alimentation rigoureusement soignée, autrement dit purifiée. La négligence dans certains cas, de ce facteur important, entraînent généralement des avaries très coûteuses.

qui se manifestent par des éclatements de tubes.

L'utilisation du charbon comme combustible, donne généralement des cendres et des poussières et provoque l'encrassement des tubes, ce qui réduit le rendement de la chaudière.

Avec un combustible liquide, le dépôt de cendre est négligeable mais la viscosité du fluide reste un facteur dont il faut en tenir compte, car un liquide très visqueux, ne permet pas d'obtenir à la fois une finesse de pulvérisation suffisante et un fonctionnement ininterrompu de l'appareillage de combustion.

Le combustible le plus commode reste le GAZ qu'on dénomme parfois "COMBUSTIBLE NOBLE".

Le combustible gazeux possède de nombreux avantages sur les combustibles liquides.

Le gaz est facile à transporter au moyen de canalisations, et à répartir entre des usagers très dispersés.

On peut le brûler avec un rendement très élevé, même dans des appareils consommateurs très petits. La combustion du GAZ ne donne aucun résidu solide (cendres, scories, suies, etc...), il ne contamine pas l'environnement par des impuretés ou des imbrûlés.

Il est facile de régler le débit de GAZ en fonction de la charge et le réglage peut être rendu facilement automatique. Il brûle plus facilement car il est à l'état atomisé et ne nécessite pas une pulvérisation.

La suppression de la période dite d'allumage, c'est à dire une période de mise en marche, est également un avantage précieux du GAZ.

Enfin les gaz naturels sont les combustibles qui coûtent le moins cher. Pour une même quantité de chaleur leur extraction coûte moins que celle de la houille et du pétrole.

L'Algérie qui recèle d'énormes gisements de GAZ NATUREL, l'utilise en tant que combustible pour la plupart de ses centrales, le fuel lourd n°2 est seulement, utilisé pour des essais périodiques ou comme "fluide de secours".

Aussi le GAZ NATUREL Algérien a une très faible teneur en soufre ce qui évite la corrosion du réchauffeur de l'air.

INTRODUCTION :-

Les chaudières sont constituées d'échangeurs thermiques. Les gaz chauds provenant de la combustion doivent céder leur chaleur, à travers la paroi des échangeurs, à l'eau dans les écrans et économiseurs, et à la vapeur dans le surchauffeur.

A côté de la fonction mécanique que doit assurer la construction, intervient à tout instant la fonction thermique. C'est cette dernière fonction qui fait le sujet de cette étude.

GENERALITES :-

Les plus grands GÉNÉRATEURS de vapeur se rencontrent dans les centrales thermiques productrices d'Énergie électrique. La vapeur surchauffée fournie à une pression et une température bien déterminées, fait tourner une TURBINE qui entraîne l'alternateur à une vitesse bien précise. Cette vitesse dont dépend la fréquence du courant alternatif délivré aux bornes de l'alternateur, est réglée

par la quantité de vapeur surchauffée admise dans la turbine.

Les turbines étant d'une construction très précise et surtout d'un prix très élevé, nécessitent une alimentation en vapeur très soignée au point de vue température et pression. De ces paramètres dépend le rendement de la machine.

Dans le générateur que nous allons étudier, on recherchera la meilleure utilisation des calories dégagées par la combustion, d'où un rendement élevé.

LA COMBUSTION :-

Nous ne donnerons ici que les éléments essentiels d'un chapitre important du cours de physique et de chimie industrielles, éléments suffisants pour établir les calculs d'un projet de chaudière.

Nous avons à connaître la quantité de chaleur libérée par la combustion donc les caractéristiques, la composition du combustible.

Il s'agit ensuite de l'écoulement des fumées à travers la chaudière, les auxiliaires et finalement la cheminée : température et pression aux différents points du parcours, donc masse volumique et volume massique de ces fumées doivent être connus.

On définirait la combustion comme suit :-

La combustion est l'ensemble des combinaisons chimiques qui se produisent, dans certaines conditions, en dégageant de la chaleur quand on met en présence un combustible et un comburant.

Le combustible peut être liquide, solide ou gazeux.

Le comburant est généralement de l'air.

Ces matières se composent d'éléments inertes qui n'entrent pas dans la réaction de combustion et d'éléments actifs qui se combinent en dégageant de la chaleur.

Combustion théorique :-

La combustion se fait sans défaut ni excès d'air, donc avec la masse d'air strictement nécessaire notée V_a .

Combustion réelle :-

La combustion se fait avec un excès d'air, donc combustion oxydante, sans production d'oxyde de carbone (CO).

$$\text{Excès d'air} = \frac{\text{Volume d'air introduit dans le foyer}}{\text{Volume d'air strictement nécessaire.}}$$

Description du générateur de vapeur.

- Le générateur de vapeur est constitué de 3 parties principales :
- le ballon avec colonnes d'alimentation.
 - la chambre de combustion.
 - le carneau où se trouvent le faisceau évaporateur, le surchauffeur de vapeur, l'économiseur, le réchauffeur d'air ainsi que le ventilateur de tirage des fumées.

Toutes les parties du générateur qui sont soumises à une température supérieure à la température d'évacuation des gaz, sont isolés thermiquement.

L'isolation est réalisée par des panneaux de laine minérale. Celle-ci étant protégée des intempéries par un casing extérieur étanche à l'eau de pluie et effectué en tôle galvanisée.

Le ballon se trouve dans l'ambiance extérieure. Il permet la séparation de la vapeur saturée et de l'eau.

La chambre de combustion est munie de six brûleurs à gaz et fuel oil. Elle est constituée par des écrans de tubes.

Juste après le faisceau évaporateur se trouve le surchauffeur qui est constitué de deux parties. Comme son nom l'indique, il permet d'obtenir de la vapeur surchauffée à une température de 510°C .

Entre les deux parties se trouvent un régulateur de température.

Par contre le faisceau évaporateur, lui, fournit de la vapeur saturée au Ballon.

L'économiseur lui autant que le réchauffeur d'air, est un récupérateur d'énergie calorifique.

L'alimentation en eau de la chaudière se fait à partir de l'Économiseur. Le réchauffeur d'air élève la température de l'air où ce dernier servira à la combustion.

Méthode de calcul

Les calculs thermiques dans le générateur de vapeur se font à partir des données contraignantes qui nous sont imposées surtout par les résistances mécaniques et thermiques des tubes.

Les tubes des éléments ne peuvent supporter des températures supérieures à la limite imposée par le fluage des métaux utilisés.

Dans le réchauffeur d'air par exemple, la température d'évacuation des gaz de combustion est liée à la température de rosée de l'eau, sinon il se crée une corrosion qui détériore les tubes.

Pour pouvoir calculer convenablement les caractéristiques des éléments, notamment la température des gaz brûlés; on use de la méthode suivante:

— On commence par calculer la chaleur de combustion, le daisseau évaporateur et le surchauffeur.

— Ensuite on calcule le réchauffeur d'air et l'Economiseur. Le point de liaison sera la température des gaz à l'entrée de l'Economiseur.

La température des gaz brûlés à l'entrée de l'Economiseur doit être égale à la température de sortie du Surchauffeur de vapeur.

CIRCULATION :-

circuit d'eau et de vapeur :-

Le circuit d'eau et de vapeur est le suivant :

La chaudière étant alimentée par l'économiseur. L'eau, après avoir traversée l'économiseur, se dirige dans le ballon. Par des colonnes d'alimentation, elle est distribuée dans les écrans de la chambre de combustion.

Elle commence à se vaporiser pour se diriger ensuite dans le ballon, seule l'eau, ou la vapeur humide contenue dans l'écran arrière passe dans le faisceau évaporateur pour se transformer en vapeur saturée sèche, ensuite pour aller dans le ballon. Là se fera la séparation de la vapeur et de l'eau.

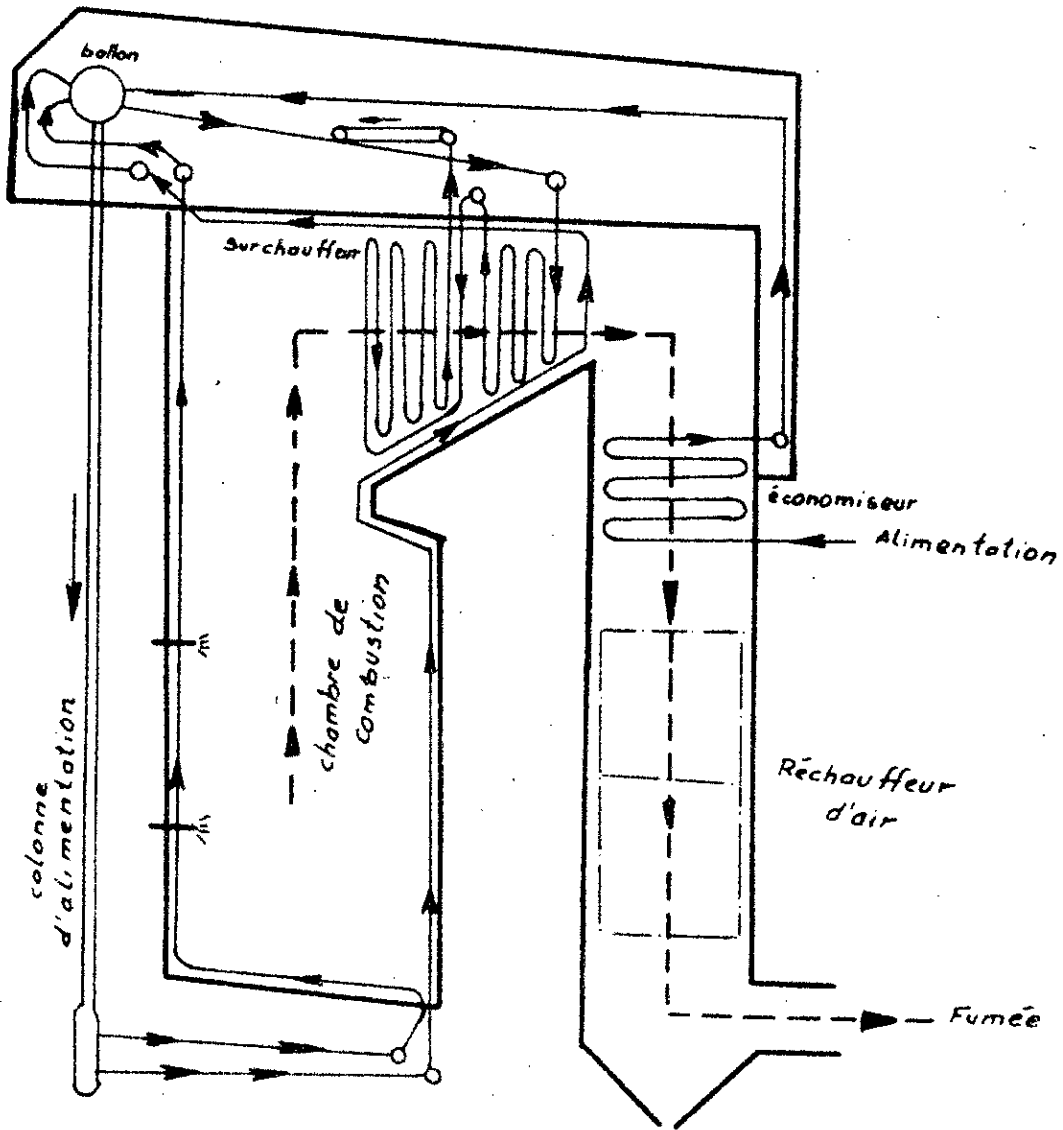
La vapeur saturée séchée ira finalement dans le surchauffeur pour être surchauffée. A la sortie du surchauffeur, elle est orientée vers son lieu d'utilisation.

CIRCULATION NATURELLE :-

La chaudière est à circulation naturelle. En effet, le ballon et les colonnes d'alimentation se trouvant à l'extérieur de la chambre de combustion, l'eau d'alimentation conserve sa température et subit donc la loi de la pesanteur.

L'eau, dans les tubes des écrans, recevant la chaleur de la combustion à sa descente, qui diminue, elle s'élève vers le ballon et est alors remplacée par l'eau des colonnes d'alimentation.

CIRCULATION



— EAU (VAPEUR)

--- FUMÉES

Chapitre 1

CHAMIBRE DE COMIBUSTION

5
L'air utilisé pour la combustion est pris à l'intérieur du bâtiment à une température $t_a = 25^\circ\text{C}$ et avec une humidité $d_g = 10\text{g}/\text{m}^3$.

EXCÈS D'AIR :-

- chambre de combustion $\alpha = 1,10$
- sortie du faisceau $\alpha = 1,125$
- sortie du surchauffeur $\alpha = 1,15$
- sortie de l'Economiseur $\alpha = 1,18$
- sortie du réchauffeur d'air $\alpha = 1,23$.

Le gaz naturel est fourni à une température de 20°C , sa chaleur sensible est négligeable.

ETUDE THERMIQUE DU GENERATEUR :-

Données :-

$D = 120 \text{ t/h}$	$t_{ea} = 215^\circ\text{C}$	$t_{ev} = 160^\circ\text{C}$
$t_o = 500^\circ\text{C}$	$P_{ea} = 115 \text{ kg/cm}^2$	$t_{ar} = 260^\circ\text{C}$
$P_o = 110 \text{ kg/cm}^2$	(eau d'alim ⁿ)	$r = 1,5\%$

(vapeur surchauffée)

Dans l'étude qui suit les volumes sont ramenés à 0°C et 760 mm Hg .

La chaudière est à circulation naturelle, c'est à dire que l'eau descend dans les collecteurs d'écrans puis est chauffée à l'intérieur du foyer, et par différence de densité monte vers le réservoir situé au dessus de la chambre de combustion.

La chaudière est conçue pour fonctionner au Gaz Naturel avec le mazout comme combustible de secours.

Le combustible utilisé est donc le gaz naturel de Harri-R'Mel.

Les caractéristiques du Gaz naturel :-

Composition chimique :-

Méthane	$\text{CH}_4 = 83,21\%$
Ethane	$\text{C}_2\text{H}_6 = 7,05\%$
Propane	$\text{C}_3\text{H}_8 = 2,04\%$
Isobutane	$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,84\%$
Isopentane } Pentane }	$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,29\%$

6

Héxane	$C_6H_{14} =$	0,14 %
Azote	$N_2 =$	6,06 %
Gas carbonique	$CO_2 =$	0,20 %
Hélium	$He =$	0,16 %
		<hr/> 100 %

Masse spécifique : $\delta = 0,796 \text{ Kg/m}^3$

Pouvoir calorifique inférieur : $P_{ci} = 9036 \text{ Kcal/m}^3$

La chaudière aura une production de 120 tonnes par heure de vapeur surchauffée à 500°C et 110 Kg/cm^2 .

La température de l'eau d'alimentation est de 215°C , la pression dans le réservoir est de 115 Kg/cm^2 . L'eau d'alimentation est traitée.

CALCUL THERMIQUE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION:-

Volume d'air théoriquement nécessaire à la combustion :-

$$V_a^\circ = 0,0476 \left[0,5(CO) + 0,5(H_2) + 2(CH_4) + \sum (m + \frac{n}{4})(C_mH_n) - O_2 \right] \frac{m^3}{m^3}$$

$$= 0,0476 \left[0,5 \times 0 + 0,5 \times 0 + 2 \times 83,21 + (2 + \frac{6}{4}) 7,05 + (3 + \frac{8}{4}) 2,04 + (4 + \frac{10}{4}) 0,84 + (5 + \frac{12}{4}) 0,29 + (6 + \frac{14}{4}) 0,14 = \right.$$

$$V_a^\circ = 10,015 \frac{m^3}{m^3} \text{ de combustible}$$

Remarque : Le combustible gazeux est pris avec une humidité supposée nulle (sinon on devrait diviser le résultat trouvé par $(1 + \frac{d}{80,4})$ avec d en m^3).

Volume théorique des gaz diatomiques :-

$$V_{R_2}^\circ = 0,79 V_a^\circ + \frac{N_2 + He}{100} = 0,79 \times 10,015 + \frac{6,06 + 0,16}{100} = 7,974 \frac{m^3}{m^3.c}$$

Volume de CO_2 dans une combustion complète :- (3 atomes)

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 \left[\text{CO}_2^{(g)} + \text{CO}^{(g)} + \text{H}_2\text{S}^{(g)} + \text{CH}_4^{(g)} + \sum C_m H_n^{(g)} \right] \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3 \text{ comb.}}$$

$$= 0,01 \left[0,20 + 83,21 + 7,05 + 2,04 + 0,84 + 0,29 + 0,14 \right] = 0,9377$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,9377 \text{ m}^3/\text{m}^3$$

- Volume théorique des gaz secs :-

$$V_{\text{gs}}^\circ = V_{\text{RO}_2}^\circ + V_{\text{R}_2}^\circ = 0,9377 + 7,974 = 8,9117 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ comb.}$$

Volume théorique de vapeur d'eau :-

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^\circ = 0,01 \left[\text{H}_2^{(g)} + \text{H}_2\text{S} + 2,004 \text{CH}_4^{(g)} + \sum \frac{n}{2} C_m H_n^{(g)} + \frac{d_g}{0,804 \times 10} \right] + \frac{0,1293}{0,804 \times 10^3} \times V_a \cdot d_f$$

$d_g = 0$ (humidité du combustible)

$d_f = 10 \text{ g}/\text{m}^3$: humidité de l'air comburant.

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^\circ = 0,01 \left[2,004 \times 83,21 + \frac{6}{2} \times 7,05 + \frac{8}{2} \times 2,04 + \frac{10}{2} \times 0,84 + \frac{18}{2} \times 0,29 + \frac{14}{2} \times 0,14 \right] + \frac{0,1293}{0,804 \times 1000} \times 10,015 \times 10$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^\circ = 2,046 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ combustible.}$$

Construction du diagramme enthalpique des gaz brûlés :- (9.4)

avec :

Chaleur sensible des gaz brûlés :-

$$Q_g = V_g \cdot C_g \cdot t_g \quad (\text{Kcal}/\text{kg de combustible}).$$

V_g : volume complet des gaz. ($\text{m}^3/\text{kg de Comb.}$)

C_g : chaleur spécifique de tous les produits de combustion qui se trouvent sous une pression constante ($\text{Kcal}/\text{m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$)

t_g : température dans un point donné de l'installation

La chaleur sensible des gaz brûlés peut être calculée comme la somme des chaleurs sensibles des gaz avec deux atomes

et gaz avec 3 atomes, c'est-à-dire :-

$$J_g = V_g \cdot C_g \cdot t_g = V_{RO_2} (C \cdot t_g)_{RO_2} + V_{R_2} (C \cdot t_g)_{R_2} + V_{H_2O} (C \cdot t_g)_{H_2O} \frac{\text{Kcal}}{\text{kg} \cdot \text{C}} \quad (1)$$

Le volume des gaz avec 3 atomes (compte tenu des pertes par imbrûlés solides P_{is}).

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = 0,0185 (C^p + 0,37 S_{CV}^b) \frac{100 - P_{is}}{100} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg comb.}} \right]$$

De même pour le volume des gaz avec deux atomes :-

$$V_{R_2} = V_{N_2} + V_{O_2} = \left[0,79 V_a^o + 0,008 N^b + (d_i - 1) V_a^o \right] \frac{100 - P_{is}}{100} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

Volume de vapeur d'eau, compte tenu de l'humidité de l'air et des pertes par imbrûlés P_{is} .

$$V_{H_2O} = 0,0124 \left[(9 H^b + 0,1 V_a^o d_i d_a) \frac{100 - P_{is}}{100} + W^b \right] \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg comb.}} \right)$$

Pour simplifier les calculs de la formule (1) on peut prendre la chaleur spécifique de RO_2 comme celle de CO_2 et celle de R_2 comme celle de N_2 .

^{p. 9 - dans p. 10}
(voir tableau des valeurs pour la construction du diagramme (T-t).

(voir p. 9 tab)

100	"	0,5008	0,4696	"	0,3235	2,5796	"	0,3920	0,8020	"	0,3338	"	0,4179	4,2691	2988
200	"	0,4895	0,4590	"	0,3203	2,5540	"	0,3856	0,7890	"	0,3303	"	0,4135	4,2155	2529
300	"	0,4769	0,4472	"	0,3173	2,5301	"	0,3796	0,7767	"	0,3268	"	0,4091	4,1631	2082
400	"	0,4895	0,4590	"	0,3203	2,5540	"	0,3856	0,7890	0,15	0,3303	"	0,4962	4,2982	2579
500	"	0,4769	0,4472	"	0,3173	2,5301	"	0,3796	0,7767	"	0,3268	"	0,4909	4,2449	2123
600	"	0,4628	0,4340	"	0,3146	2,5086	"	0,3739	0,7650	"	0,3235	"	0,4860	4,1936	1678
700	"	0,4463	0,4191	"	0,3122	2,4895	"	0,3684	0,7537	"	0,3206	"	0,4816	4,1439	1243
800	"	0,4628	0,4340	"	0,3146	2,5086	"	0,3739	0,7650	0,18	0,3235	"	0,5852	4,2902	1716
900	"	0,4469	0,4181	"	0,3122	2,4895	"	0,3684	0,7537	"	0,3206	"	0,5780	4,2403	1272
1000	"	0,4290	0,4023	"	0,3106	2,4767	"	0,3635	0,7437	"	0,3181	"	0,5734	4,1961	839
1100	"	0,4092	0,3837	"	0,3093	2,4664	"	0,3596	0,7357	"	0,3163	"	0,5702	4,1815	418
1200	"	0,4469	0,4191	"	0,3142	2,4895	"	0,3684	0,7537	0,23	0,3206	"	0,7385	4,4008	1320
1300	"	0,4290	0,4023	"	0,3106	2,4767	"	0,3635	0,7437	"	0,3181	"	0,7327	4,3554	871
1400	"	0,4092	0,3837	"	0,3093	2,4664	"	0,3596	0,7357	"	0,3163	"	0,7286	4,3144	432

t (°C)	V_{RO_2} $\frac{m^3}{m^3 \text{ air}}$	C_{RO_2} $\frac{\text{Kcal}}{m^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	V_{RO_2} $\frac{\text{Kcal}}{m^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	V_{R_2} $\frac{m^3}{m^3 \text{ air}}$	C_{H_2} $\frac{\text{Kcal}}{m^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$V_{R_2} C_{H_2}$ $\frac{\text{Kcal}}{m^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	V_{H_2O} $\frac{m^3}{m^3 \text{ air}}$	C_{H_2O} $\frac{\text{Kcal}}{m^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$V_{H_2O} C_{H_2O}$ $\frac{\text{Kcal}}{m^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\Delta \alpha =$ $\alpha - 1$	e_h $\frac{\text{Kcal}}{m^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	V_a $\frac{m^3}{m^3 \text{ air}}$	$\Delta \alpha V_a C_h$ $\frac{\text{Kcal}}{m^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$V_g C_g$ $\frac{\text{Kcal}}{m^3 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$\eta =$ $\frac{V_g C_g t}{\text{Kcal/m}^3}$
2000	0,9377	0,582	0,5457	7,974	0,3545	2,8268	2,046	0,4689	0,9594	0,1	0,3661	10,015	4,3686	4,6985	9397
1800	"	0,5744	0,5386	"	0,3511	2,1937	"	0,4590	0,9891	"	0,3625	"	0,3630	4,6404	8353
1600	"	0,5655	0,5303	"	0,3473	2,1694	"	0,4482	0,9170	"	0,3587	"	0,3592	4,5759	7322
1200	"	0,5433	0,5029	"	0,3380	2,1692	"	0,4224	0,8642	"	0,3490	"	0,3495	4,4184	5302
1100	"	0,5363	0,5029	"	0,3354	2,1645	"	0,4180	0,8552	"	0,3463	"	0,3468	4,3794	4817
1000	"	0,5228	0,4959	"	0,3325	2,1613	"	0,4115	0,8420	"	0,3433	"	0,3438	4,333	4333
900	"	0,5204	0,4880	"	0,3297	2,1620	"	0,4050	0,8286	"	0,3403	"	0,3408	4,2864	3858
1000	"	0,5288	0,4959	"	0,3325	2,1613	"	0,4115	0,8420	0,125	0,3433	"	0,4300	4,4192	4419
900	"	0,5204	0,4880	"	0,3297	2,1620	"	0,4050	0,8286	"	0,3403	"	0,4260	4,3716	3935
800	"	0,5410	0,4792	"	0,3266	2,16043	"	0,3985	0,8153	"	0,3371	"	0,4220	4,3203	3457

Temperature - 1911

Temperature
1911

Controlling the Sea Level in the Bay

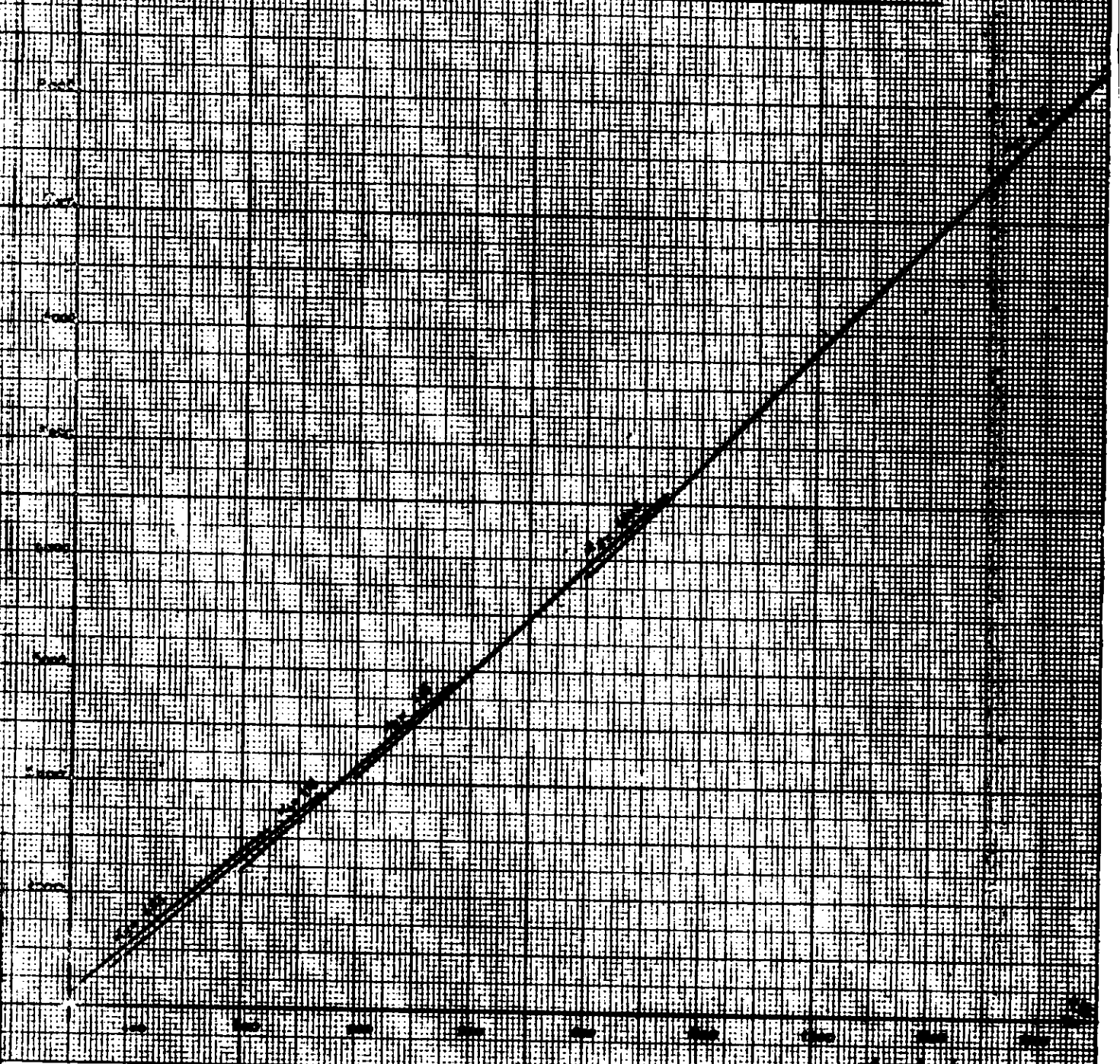
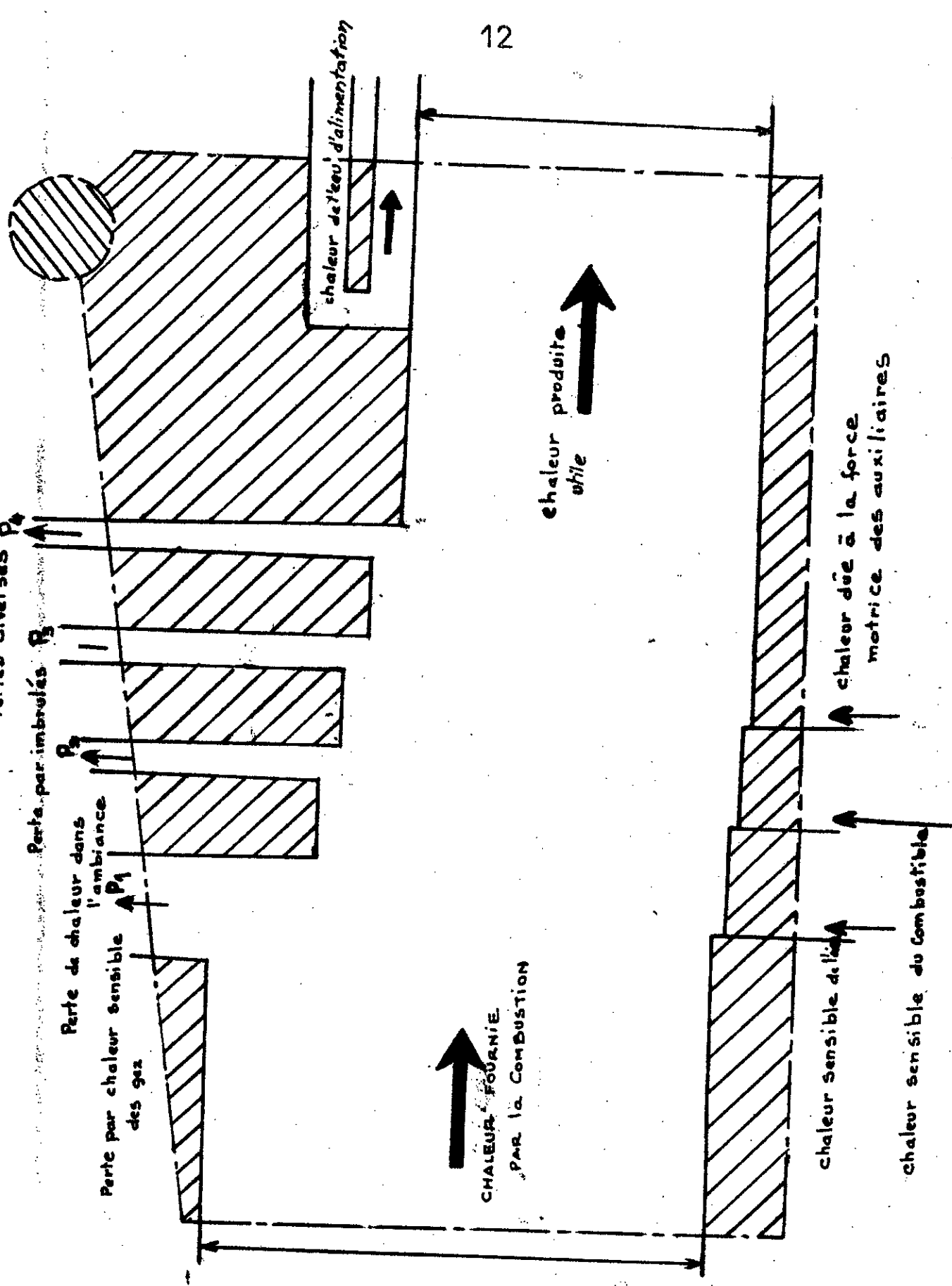


Tableau des produits de la combustion dans les
différentes surfaces d'échange en fonction du coefficient
d'excès d'air :-

FORMULES	dimension	$\alpha = 1,1$	$\alpha = 1,125$	$\alpha = 1,15$	$\alpha = 1,18$	$\alpha = 1,23$
Volume d'air supplémentaire : $(\alpha - 1) V_a^0$	$\frac{m^3}{m^3}$	1,0015	1,2519	1,5023	1,8027	2,3035
Volume de Vapeur d'eau dans l'air supplémentaire $\Delta V_{H_2O} = 0,0161 (\alpha - 1) V_a^0$	//	0,0161	0,0202	0,0242	0,0290	0,0374
Volume réel de Vapeur d'eau : $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + \Delta V_{H_2O}$	//	2,0624	2,0662	2,0702	2,0750	2,0834
Volume réel de Gaz diatomique $V_{R_2} = V_{R_2}^0 + (\alpha - 1) 0,79 V_a^0$	//	8,7652	8,9630	9,1608	9,3981	9,7937
Volume réel des produits secs de Combustion : $V_{gs} = V_{gs}^0 + (\alpha - 1) V_a^0$	//	9,9132	10,1636	10,414	10,7144	11,2152
Volume réel des produits de Combustion : $V_g = V_{gs} + V_{H_2O}$	//	11,9753	12,2298	12,4842	12,7894	13,2983
Pression partielle des gaz triatomiques :- $P_{RO_2} = V_{RO_2} / V_g$	[ata]	0,0783	0,0767	0,0751	0,0733	0,0705
Pression partielle de Vapeur d'eau $P_{H_2O} = V_{H_2O} / V_g$	[ata]	0,1722	0,1689	0,1658	0,1622	0,1566



REPARTITION SCHEMATIQUE DE LA CHALEUR

BILAN THERMIQUE :-

Quantité de chaleur qui se trouve dans l'air extérieur: Q_{aex}
l'air étant à la température de $t = 25^\circ\text{C}$

$$Q_{aex} = \alpha_{ex} \cdot V_{aer}^0 \cdot C_a \cdot t_{aex} = 1,23 \times 10,015 \times 0,31 \times 25 = 95,468$$

$$Q_{aex} = 95,468 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3 \text{ comb.}}$$

avec:

C_a : chaleur spécifique moyenne de l'air humide.

V_a^0 : volume d'air théorique: $\text{m}_n^3/\text{m}_n^3$.

Pertes de chaleur par les gaz évacués :-

$$q_1 = \frac{I_{ev} - Q_{aex}}{P_{ci}} \times 100 = \frac{700 - 95,468}{9036} \times 100 = 6,69 \%$$

avec: $t_{ev} = 160^\circ\text{C} \rightarrow I_{ev} (\text{diag. } y-t) = 700 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3}$
 $P_{ci} = 9036 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3}$ (enthalpie des gaz évacués)
 $Q_{aex} = 95,468 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3 \text{ comb.}}$

Pertes de chaleur dans l'ambiance:-

$$q_2 = 0,6 \%$$

Pertes par imbrûlés chimiques:

$$q_3 = 1,5 \%$$

Pertes diverses: $q_4 = 1 \%$

$$\sum q_i = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 6,69 + 0,6 + 1,5 + 1 = 9,79 \%$$

Rendement brut du Générateur de Vapeur :-

$$\eta_b = 100 - \sum q_i = 100 - 9,79 = 90,21 \%$$

Consommation de Combustible (GAZ NATUREL): B.

La chaleur entrant à gauche est la chaleur fournie par la combustion du gaz naturel:

$$Q = B \cdot P_{ci} \quad B: \text{débit de combustible.}$$

La chaleur sortant à droite est la chaleur produite:-

$$Q_{che} = D (h_{vs} - h_{ea})$$

$$B = \frac{D(h_{vs} - h_{ea})}{P_c \cdot \gamma_b}$$

$$B = \frac{120.000(809,1 - 219,9)}{9036 \cdot 0,9021} = 8674 \frac{m^3}{h}$$

avec $t_0 = 500^\circ C$ $p_0 = 110 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow h_{vs} = 809,1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

h_{vs} : enthalpie de la vapeur surchauffée

h_{ea} : enthalpie de l'eau d'alimentation

$t_{ea} = 215^\circ C$; $p_{ea} = 115 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow h_{ea} = 219,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

D : débit massique de la vapeur.

$D = 120 \text{ t/h}$; $P_c = 9036 \text{ kcal/m}^3$
 $= 11131 \text{ kcal/kg}$

Volume de la chambre de Combustion:-

On adopte une charge calorifique (tension thermique) de
 $200.000 \frac{\text{kcal}}{m^3 \cdot h}$ (tableau)

d'où :-

$$\frac{P_c \cdot B}{V_{chc}} = 200.000 \text{ kcal/m}^3 \cdot h$$

$$\Rightarrow V_{chc} = \frac{P_c \cdot B}{200.000} = \frac{9036 \cdot 8674}{200.000} = 392 \text{ m}^3$$

Détermination de la température de Combustion:-

- Quantité de chaleur utile dégagée dans la chambre de combustion :-

$$Q_{chc} = P_c \cdot \frac{100 - 9s - 9s - 94}{100} + Q_a + Q_{comb} \quad [\text{kcal/m}^3 \text{ comb}]$$

Q_{comb} : chaleur sensible du combustible, elle est négligeable
 ($Q_{comb} = 0$)

Q_a : chaleur de l'air comburant
 (chaleur qui entre dans la chambre de combustion
 avec l'air réchauffé).

$$Q_a = \alpha_{chc} \cdot V_a \cdot (C_a \cdot t_a)_{chc} - (C_a \cdot t_a)_{ex}$$

15

$$\alpha_{chc} = \alpha_n - \Delta\alpha_n = 1,10 - 0,05 = 1,05$$

$\Delta\alpha_n$: quantité de l'air extérieur entrée par les endroits non étanches de la chambre de combustion.

α_n : excès d'air dans la chambre de combustion.

t_{aex} : température de l'air extérieur.

$$C_{och} = 0,3148$$

$$t_{ach} = 260^\circ \text{ (t}^\circ \text{ de l'air comburant)}$$

$$C_{aex} = 0,3109$$

$$t_{aer} = 25^\circ \text{ (l'air extérieur).}$$

$$Q_{aex} = 1,05 \times 10,015 \times 0,3148 \times 260 - 0,3109 \times 25 = 852,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{e}}$$

d'où :

$$Q_{chc} = 9036 \frac{100 - 1,5 - 1 - 0,6}{100} + 852,9 = 9608,8 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{comb.}}$$

$$Q_{chc} = 9609 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{comb.}}$$

Remarque :-

La température de l'air réchauffé qui entre dans la chambre de combustion est :-

$$t_{ar} = 265^\circ - 5^\circ = 260^\circ \text{C.}$$

On prend 5°C de pertes dans les conduites.

Par lecture sur le diagramme (T-t) des gaz brûlés on aura :-

$$\text{Pour } Q_{chc} = 9609 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \text{comb.}} \rightarrow$$

$$t_{comb} = 2045^\circ \text{C}$$

Détermination de la température des gaz brûlés à la sortie de la chambre de Combustion:-

Nous nous fixons une température $t_0 = 1240^\circ\text{C}$, puis on vérifie si cette température est égale à t_{chc} .

- Quantité de chaleur transmise par rayonnement aux parois froides (tubes) de la chambre de Combustion:-

$$N = 1 - \frac{\sum (V_g \cdot C_g \cdot t_0)}{Q_{chc}} t_0 = 1 - \frac{I_0}{9609} = 1 - \frac{5540}{9609} = 0,423 \quad \rightarrow (\text{degr.})$$

Degré de noirceur dans le foyer:-

$$E = \frac{0,24 \cdot \mathcal{H}}{1 + \frac{1-a}{a} \cdot \psi \cdot \mathcal{H}}$$

$a = 0,36$ (degré de corps noir)

$\mathcal{H} = 1,0$ (coeff. d'encrassement des écrans)

$\psi = 0,85$ (nomogramme)

$$E = \frac{0,24 \times 1}{1 + \frac{1-0,36}{0,36} \times 0,85 \times 1} = 0,096$$

(degré de garniture d'écrans)

Surface réceptrice des rayonnements (en m^2):-

$$\frac{B \cdot Q_{ch}}{H_R} = 360 \cdot 10^3 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$$

$$\Rightarrow H_R = \psi \cdot F_m = 0,85 \times 335 = 284,75 \text{ m}^2$$

(F_m : calculée d'après les surfaces de la chambre)

F_m : Surface des murs de la chambre garnis d'Ecrans.

Température de la paroi des tubes:-

Cette température est égale à la température d'Evaporation (saturation) de l'eau à 110 kg/cm^2 soit:

$$t_p = 316,6^\circ\text{C} = 589,6^\circ\text{K}.$$

Quantité de chaleur rayonnée par les écrans dans la chambre de combustion: Q_{cer}

$$Q_{\text{cer}} = \alpha_0 \cdot C_{\text{cer}} (t_p + 273)^4 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}$$

avec:

$$C_{\text{cer}} = 4 \cdot 10^{-8} \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}^4 \text{ (coeff. de rayonnement des écrans)}$$

$$Q_{\text{cer}} = 0,36 \times 4 \cdot 10^{-8} (590)^4 = 1745 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}$$

$$\sum V_g C_g = \frac{9609 - 5540}{2318 - 1513} = 5,05 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3 \cdot \text{K}}$$

$$t_m = \frac{Q_{\text{chc}}}{\sum V_g C_g} = \frac{9609}{5,05} = 2176 \text{ }^\circ \text{K.}$$

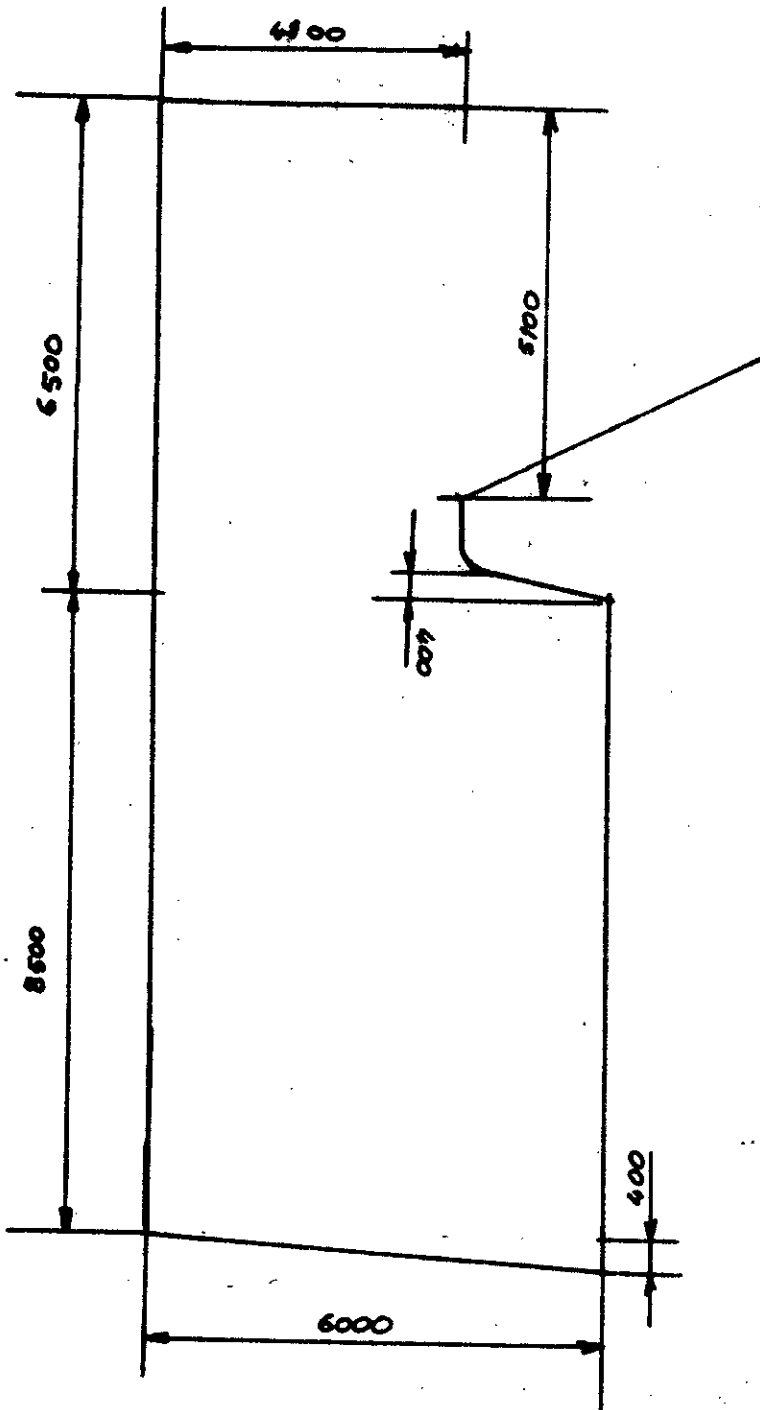
Transmission de chaleur inverse des Ecrans :-

$$\eta = \frac{Q_{\text{cer}} \cdot H_R}{\mu \cdot Q_{\text{ch}} \cdot B + Q_{\text{cer}} \cdot H_R} = \frac{1745 \times 284,75}{0,423 \times 9609 + 1745 \times 284,75} = 0,0133$$

$$t_{0v} = \frac{t_{\text{comb}}}{\left[\frac{4,96 \cdot 10^{-8} \cdot E \cdot H_R (1 - \eta) (T_{\text{comb}})^3}{B \cdot C_{m,g}} \right]^{0,6} + 1} = 273$$

$$= \frac{2176}{\left[\frac{4,96 \cdot 10^{-8} \cdot 0,096 \times 231,5 (1 - 0,0133) (2176)^3}{+ 1} \right]^{0,6} + 1} = 273 = 1233 \text{ }^\circ \text{C}$$

Donc $t_0 = 1240 \text{ }^\circ \text{C}$ est acceptable, et on peut dire que la température des gaz brûlés à la sortie de la chambre de combustion est $t_0 = 1240 \text{ }^\circ \text{C}$

Dimensionnement de la chambre de Combustion :-

$$S_1 = \frac{6 \times 0,4}{2} = 1,2 \text{ m}^2$$

$$S_2 = 6 \times 8,5 = 52 \text{ m}^2$$

$$S_3 = 4,1 \times 6,5 = 26,65 \text{ m}^2$$

$$S_4 = \frac{1,9 \times 0,4}{2} = 0,475 \text{ m}^2$$

$$\text{Surface d'un écran latéral : } S_{\text{ecr}} = 1,2 + 52 + 26,65 + 0,475 \\ = 78,5 \text{ m}^2$$

Profondeur de la chambre de combustion : ¹⁹

$$L_{ch} = \frac{V_{ch}}{S_t} = \frac{392}{78,5} = 5 \text{ m.}$$

$$\text{Ecran frontal} : 15 \times 5 = 75 \text{ m}^2$$

$$\text{Plancher} : 6 \times 5 = 30 \text{ m}^2$$

$$\text{Ecran arrière} : 8,5 \times 5 + 2 \times 5 = 52,5 \text{ m}^2$$

$$\text{Plafond} : 4,1 \times 5 = 20,5 \text{ m}^2$$

$$75 + 30 + 52,5 + 20,5 = 178 \text{ m}^2$$

$$\text{Surface totale} : H_m = 2 \times 78,5 + 178 = 335 \text{ m}^2 = F_m$$

$$F_m^{ex} = 335 - 4 - 29 = 302 \text{ m}^2$$

$$(F_0 = 4 \text{ m}^2 \text{ (brûleurs)}, \text{ ouverture} : 5,8 \times 5 = 29 \text{ m}^2 = F_j)$$

Répartition des Ecrans:-

Ecran frontal:-

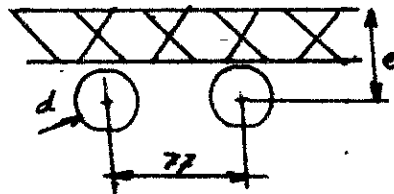
Disposition des tubes :

$$d = 70 \text{ mm}$$

$$b = 77 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{d} = 1,1$$

$$e = 35 \text{ mm}$$



Coefficient d'angle des écrans : $\varphi_{ex} = 1$ (écran libre).

$$H_R^{ex.fr} = (75 - 4) = 71 \text{ m}^2$$

Ecrans latéraux (deux):-

$$H_R^{ex.lat} = 2 \times 78,5 = 157 \text{ m}^2$$

Ecran arrière total :

$$H_R^{\text{ar}} = 52,5 \text{ m}^2 \begin{cases} \text{Ecran arrière} : 22,5 \text{ m}^2 \\ \text{Faisceau} : 5 \times 6 = 30 \text{ m}^2 \end{cases}$$

Plancher :-

$$H_R^{\text{pl.}} = 30 \times 0,1 = 3 \text{ m}^2 \quad (\psi = 0,1 \text{ recouvert de béton réfractaire})$$

Plafond:

$$H_R^{\text{pl.}} = 20,5 \text{ m}^2$$

$$H_R = \sum H_R^{\text{ar}} = 308 \text{ m}^2$$

La différence entre $(308 - 284,75) = 23 \text{ m}^2$ est réservée aux ouvertures d'échappement et au contrôle.

Détermination du nombre de tubes sur les Ecrans :-

Ecran Frontal :-

L'écran frontal avec une hauteur $h = 15000 \text{ mm}$ et une largeur de 5000 mm . On dispose de tubes $\phi 70/6$ avec $s = 77 \text{ mm}$.

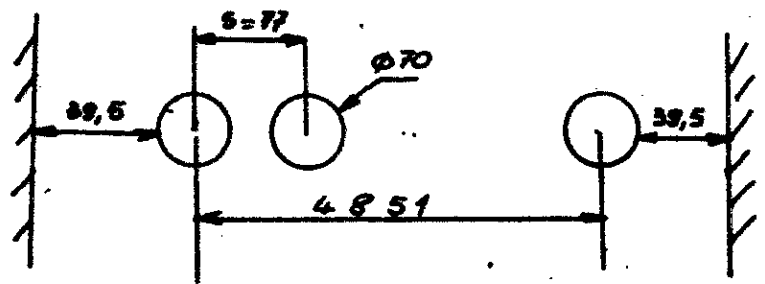
Les 2 tubes qui sont limités par la paroi d'isolation sont à $39,5 \text{ mm}$.

Les axes limités sont à :-

$$l_{\text{acc}} = 5000 - 2 \times \frac{70}{2} - 79 = 4851 \text{ mm}$$

Nombre de tubes sur l'écran frontal :-

$$N_{\text{acc fe}} = \frac{l_{\text{acc}}}{s} + 1 = \frac{4851}{77} + 1 = 63 + 1 = 64 \text{ tubes}$$



ECRANS LATERAUX :-

L'écran latéral est composé de 2 écrans :

- le premier est placé sur une longueur de 4100 mm
- le deuxième sur une longueur de 1900 mm.

Ecran latéral en face de l'écran frontal :

hauteur : 15000 mm

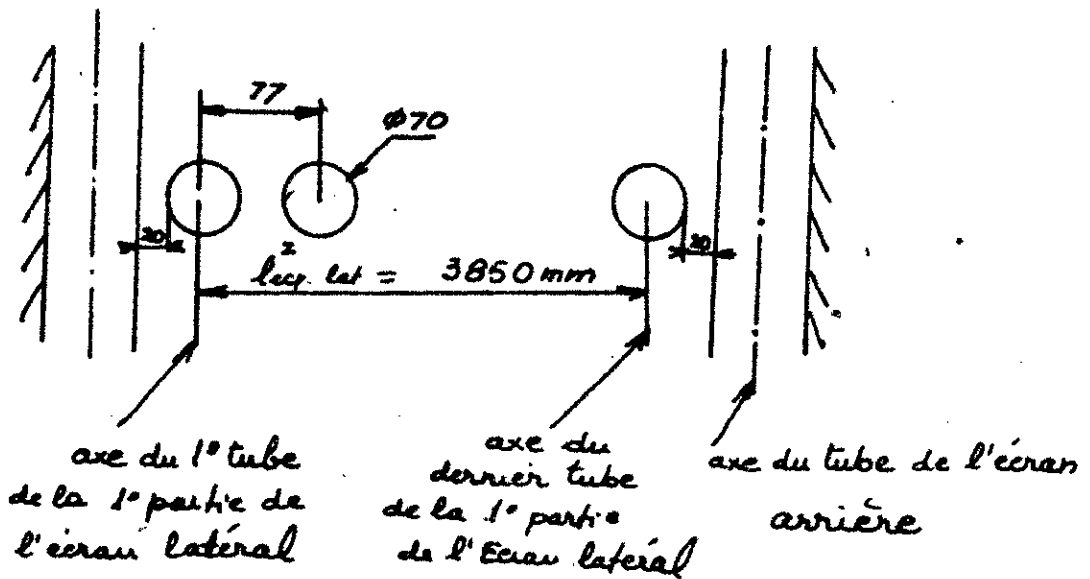
longueur : 4100 mm tubes 70/6 (mm).

La distance entre les 2 axes limites est :

$$l_{\text{ecr. lat}} = 4100 - 70 - 140 = 3850 \text{ mm.}$$

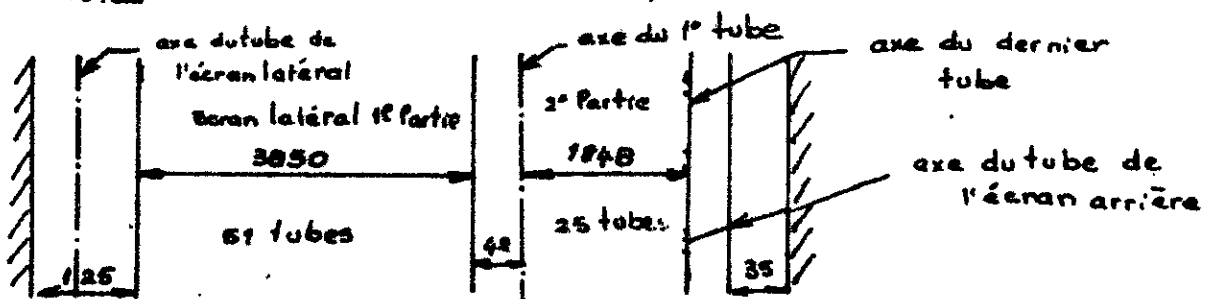
Nombre de tubes sur l'écran latéral :-

$$N_{\text{ecr. lat}} = \frac{l_{\text{ecr. lat}}}{s} + 1 = 51 \text{ tubes.}$$

Ecran latéral en face de l'écran arrière :-

$$l_{\text{ecr. lat}}^{\text{II}} = 1848 \text{ mm}$$

$$N_{\text{ecr. lat}}^{\text{II}} = 25 \text{ tubes}$$



ECRAN ARRIERE :-

$$L_{\text{ecr. arr.}} = 4851 \text{ mm.}$$

$$N_{\text{ecr. arr.}} = 64 \text{ tubes.}$$

FAISCEAU :-

Le faisceau dans les deux premières rangées est constitué par les tubes de l'Écran arrière, disposés en files.

Le nombre total de tubes est $n = 64$ tubes.

Le nombre de tubes par rangée est : $\frac{64}{4} = 16$ tubes.

PLAFOND :-

$n = 64$ tubes qui viennent du faisceau. Ce sont des tubes de 76/6 et avec un pas de $s = 77$ mm.

Chapitre II

FAISCEAU EVAPORISATEUR

FAISCEAU EVAPORISATEUR

GENERALITES

Le faisceau évaporisateur est un échangeur de chaleur destiné à produire de la vapeur saturée qui sera dirigée vers le ballon.

Il est constitué par les tubes de l'écran arrière. La disposition des tubes est en quiconce. Ceux-là sont placés perpendiculairement au sens des gaz.

Le faisceau évaporisateur peut être placé dans le carneau, entre la sortie de la chambre de combustion et l'économiseur.

En général, il est placé avant le surchauffeur ou après celui-ci.

À la sortie de la chambre de combustion, la température du flux des gaz de combustion est élevée, et la quantité de chaleur échangée est assez importante. Dans ce cas, l'échange de chaleur se fait par rayonnement pour les premiers tubes et par convection pour les autres.

Quand il est situé après le surchauffeur, la température est faible, l'échange de chaleur se fait par convection surtout, et la quantité de chaleur absorbée est peu importante.

Le faisceau est constitué par quelques rangées de tubes, ce qui fait que la surface d'échange de chaleur est faible.

Puisqu'il est le prolongement de l'écran arrière, les tubes sont constitués par le même matériau que les tubes des écrans de la chambre.

CALCUL D'UN FAISCEAU EVAPORISATEUR:-

Le fluide étant de l'eau, il se trouve donc à une température constante pour $p = 110 \text{ kg/cm}^2$, $t_{\text{sat}} = 316,6^\circ\text{C}$.

La température des gaz à la sortie du faisceau est prise:

$$t_g'' = 1200^\circ\text{C} \quad (\text{pour } \alpha = 1,125).$$

$t_0 = 1240^\circ\text{C}$ (température des gaz brûlés à la sortie de la chambre de combustion).

La différence moyenne logarithmique pour le faisceau:

$$\Delta t_m = \frac{1240 - 1200}{2,3 \log \frac{1240 - 316,6}{1200 - 316,6}} = 904,3^\circ\text{C}.$$

Volume moyen des gaz dans le faisceau:-

Pour $\alpha = 1,1$ (entrée du faisceau) $V_g' = 11,9753 \text{ m}^3/\text{m}^3$.

Pour $\alpha = 1,125$ (sortie du faisceau) $V_g'' = 12,2298$ "

$$V_g^m = \frac{12,2298 + 11,9753}{2} = 12,10 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

Température moyenne du flux des gaz dans le faisceau:

$$t_{fl} = t_{\text{sat}} + \Delta t_m = 316,6 + 904,3 = 1221^\circ\text{C}$$

CONSTRUCTION DU FAISCEAU:-

$$d_{ex} = 0,076 \text{ m}$$

diamètre extérieur des tubes

$$l_k = 4,40 \text{ m}$$

longueur éclairée des tubes

$$n = 64 \text{ tubes}$$

nombre de tubes du faisceau

$$b_k = 5 \text{ m}$$

largeur du carneau

$$n_r = 2$$

2 rangées de tubes disposés en files.

$$h_k = 4,3 \text{ m}$$

hauteur moyenne du carneau

$$S_1 = 154 \text{ mm}$$

pas transversal

$$S_2 = 120 \text{ mm}$$

pas longitudinal (sens du gaz).

$$\frac{S_1}{d} = \frac{154}{76} = 2,026$$

$$\frac{S_2}{d} = \frac{120}{76} = 1,58.$$

$n_1 = 32$ tubes par rangée.

La température de la paroi des tubes d'évaporation est égale à la température de saturation de l'eau :

$$t_p = t_{\text{sat}} = 316,6^\circ\text{C}.$$

La section transversale pour le passage des gaz :-

$$\Omega_{gf} = h_k (b_k - n_1 \cdot d_{ex}) = 4,30 (5 - 32 \times 0,076) = 11,0424 \text{ m}^2$$

Débit moyen réel des gaz dans le faisceau :-

$$(G_{gf})^m = \frac{B \cdot V_g^m (273 + t_{fl})}{3600 \times 273} = \frac{8674 \cdot 12,10 (273 + 1221)}{3600 \times 273} =$$

$$G_{gf} = 159,6 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Vitesse de Circulation des gaz :-

$$W_{gf} = \frac{G_{gf}}{\Omega_{gf}} = \frac{159,6}{11,0424} = 14,45 \text{ m/s}.$$

la Surface d'Echange de chaleur du faisceau est :

$$S_f = \pi d_{ex} l_k \cdot n = 3,14 \times 0,076 \times 4,4 \times 64 = 67,24 \text{ m}^2$$

Coefficient de transmission de chaleur par convection

$$W_{gf} = 14,45 \text{ m/s}$$

$$d_{ex} = 76 \text{ mm}$$

$$S_1/d = 2,03$$

$$S_2/d = 1,58$$

$$n = 2 \text{ rangées ; } t_p = 316,6^\circ\text{C}$$

(nomogramme)

$$\Rightarrow \alpha_c = 38,5 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}}$$

Épaisseur effective de la flamme rayonnant :-

$$\text{Pour } \frac{s_1 + s_2}{d} = \frac{120 + 154}{76} = 3,61.$$

d'où :

$$s = 1,87(s_1 + s_2) - 4,1 d = 1,87(120 + 154) - 4,1 \times 76 = 0,201 \text{ m.}$$

Pouvoir d'absorption de CO_2 et H_2O :-

Pression partielle moyenne :

$$P_{\text{RO}_2} = \frac{P_{\text{RO}_2}^{1,11} + P_{\text{RO}_2}^{1,125}}{2} = \frac{0,0788 + 0,0767}{2} = 0,0775 \text{ [ata].}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,1722 + 0,1689}{2} = 0,17055 \text{ [ata].}$$

$$(P.s)_{\text{RO}_2} = 0,0775 \times 0,201 = 0,0156 \text{ [w. ata].}$$

$$(P.s)_{\text{H}_2\text{O}} = 0,17055 \times 0,201 = 0,0343 \text{ [w. ata].}$$

Coefficient de transmission de chaleur pour les Gaz secs triatomiques :-

$$\text{Pour } t_{ff} = 1221^\circ\text{C}$$

$$t_p = 316,6^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{\text{RO}_2}^R = 10 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}}^R = 11 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

Le coefficient de transmission de chaleur par rayonnement :-

$$\alpha_R = \alpha_{\text{RO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 10 + 11 = 21 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Coefficient corrigé :-

$$\alpha_{rc} = \alpha_r \frac{s_f + s_k}{s_f} \quad \text{avec } s_k = \frac{N}{2n_1} d_{ex} l_k \pi = 1,05 \text{ m}^2$$

$$\alpha_{rc} = 21 \cdot \frac{0,985}{1} = 20,685 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_{rc} = 20,685 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

Coefficient d'utilisation de Carneau:- $\xi = 0,8$

d'où le coefficient de transmission de chaleur global:-

$$K = (\alpha_c + \alpha_{rc}) \xi = (38,5 + 20,685) \cdot 0,8 = 44,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}}$$

Quantité de chaleur absorbée par le faisceau évaporisateur:-

$$Q_{\text{abs}} = \frac{S_f \cdot \Delta t_m \cdot K}{B} = \frac{67,24 \cdot 904,3 \cdot 44,4}{8674} = 311,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2}$$

La chaleur sensible des gaz à la sortie du faisceau:-

$$Y_g'' = Y_g' - Q_{\text{abs}} \quad \text{ou bien.}$$

$$(V_g C_g) t_s = \underbrace{V_g C_g t_o}_{\text{diag. (I.t.)}_{1200^\circ\text{C}}} - Q_{\text{abs}} = 5660 - 311,3 = 5350 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2}$$

⇒ diag. (I-t) donne

$$t_s = 1200^\circ\text{C}$$

CONCLUSION :-

Le faisceau évaporisateur est constitué de 2 rangées de tubes en quinconcès.

La quantité de chaleur qu'il absorbe par rayonnement est de $311,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2}$.

L'échange de chaleur par rayonnement est faible et presque tout l'échange de chaleur se fait par convection.

L'abaissement de température est de 40°C seulement.

Chapitre III

REPARTITION PRELIMINAIRE

REPARTITION PRELIMINAIRE:-

Ce calcul a pour but de déterminer les quantités de chaleur absorbées par les surfaces de chauffe ainsi que les températures et les chaleurs sensibles des fumées après chacune d'elles.

SURCHAUFFEUR:-

température des fumées à l'entrée $t'_{sg} = 1200^\circ\text{C}$

chaleur sensible des fumées à l'entrée $Y'_{sg} = 5350 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$

température de saturation de l'eau $t_{es} = 316,6^\circ\text{C}$

Enthalpie de l'eau à la t_{es} $h_{es} = 646,7 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$

température de la vapeur surchauffée $t_{vs} = 500^\circ\text{C}$

Enthalpie de la vapeur surchauffée $h_{vs} = 804,15 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$

Quantité de chaleur absorbée par le surchauffeur:-

on adopte une chaleur absorbée par le régulateur:

$$Q_{reg} = 10 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_s = \frac{D}{B} (h_{vs} - h_{es} + Q_{reg}) = \frac{120.000}{8674} (804,15 - 646,7 + 10) =$$

$$Q_s = 2316,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

Chaleur sensible des fumées à la sortie du surchauffeur: Y''_{sg}

$$Y''_{sg} = Y'_{sg} - \frac{Q_s}{\varphi} + \Delta \alpha_s J_a$$

$$J_a = V_a \cdot t_a \cdot C_a = 10,015 \cdot 25 \cdot 0,31 = 77,616 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

$$Y''_{sg} = 5350 - \frac{2316,6}{0,989} + 0,01 \cdot 77,616 = 3008,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

Diagr. (Y.t) \Rightarrow température des fumées à la sortie du surchauffeur

$$t''_{sg} = 700^\circ\text{C}$$

RECHAUFFEUR D'AIR

Température de l'air extérieur	$t_a = 25^\circ\text{C}$
Enthalpie de l'air à 25°C	$e_a = 0,316 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3}$
Température de l'air réchauffeur	$t_{ar} = 260^\circ\text{C}$
Enthalpie de l'air à 260°C	$e_{ar} = 0,319 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3}$

Quantité de chaleur nécessaire : Q_{ar}

$$Q_{ar} = (y'_{gr} - y''_{gr} + Q_a^{ra}) \cdot \varphi$$

avec :-

$$\begin{aligned} Q_a^{ra} &= (\alpha''_{ra} - \alpha'_{ra}) \cdot V_a^0 \cdot C_a \cdot t_a \\ &= (1,23 - 1,18) \cdot 10,015 \cdot 0,31 \cdot 25 = 3,9 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3} \end{aligned}$$

d'où :-

$$\begin{aligned} Q_{ar} &= (T_{ar} \cdot C_{ar} - T_a \cdot C_a) \cdot V_a^0 (\alpha_{ch} - \Delta\alpha) \\ &= (260 \cdot 0,319 - 25 \cdot 0,31) \cdot 10,015 (1,10 - 0,05) = 790,7 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3} \end{aligned}$$

Chaleur sensible des fumées avant le réchauffeur d'air : y'_{gr}

$t_{ev} = 160^\circ\text{C}$: température d'évacuation des gaz.

Chaleur sensible des fumées évacuées : $y''_{gr} = 700 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3}$

$$\begin{aligned} y'_{gr} &= \frac{Q_{ar}}{\varphi} + y''_{gr} - Q_a^{ra} \\ &= \frac{790,7}{0,989} + 700 - 3,9 = 1495,6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3} \end{aligned}$$

La température des fumées à l'entrée du réchauffeur d'air :

diag. (y-t) \rightarrow $t'_{gr} = 350^\circ\text{C}$

ECONOMISEUR

La température des fumées avant l'économiseur $t'_{gec} = 700^{\circ}\text{C}$
 La chaleur sensible des fumées à l'entrée de l'économiseur:

$$y'_{gec} = 3000 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

Détermination de la température des fumées à la sortie de l'ECONOMISEUR :-

$$t''_{gec} = t'_{gr} + \Delta t$$

$\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$ (pertes dans la conduite des fumées).

$$\text{d'où } t''_{gec} = 350 + 5 = 355^{\circ}\text{C}.$$

Chaleur sensible des fumées à la sortie de l'Economiseur:-
 diagr (y-t) $\xrightarrow{355^{\circ}\text{C}}$ $y''_{gec} = 1520 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$

Quantité de chaleur absorbée par l'Economiseur :-

$$Q_{ec} = (y'_{gec} - y''_{gec} + Q_a^{ec}) \cdot \varphi$$

$$Q_a^{ec} = (d''_{ec} - d'_{ec}) \cdot V_a^{\circ} \cdot C_a \cdot t_a$$

$$= (1,18 - 1,15) \cdot 10,015 \cdot 0,31 \cdot 25 = 2,33 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

$$Q_{ec} = (3000 - 1520 + 2,33) \cdot 0,989 = 1466 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

Purge d'eau: $\mu = 1,5\%$
 $h''_{ec} = h'_{ec} + \frac{B}{D} \cdot \frac{Q_{ec}}{1 + \frac{\mu}{100}}$ avec $h'_{ec} = 219,9 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$
 pour $t_{ea} = 215^{\circ}\text{C}$

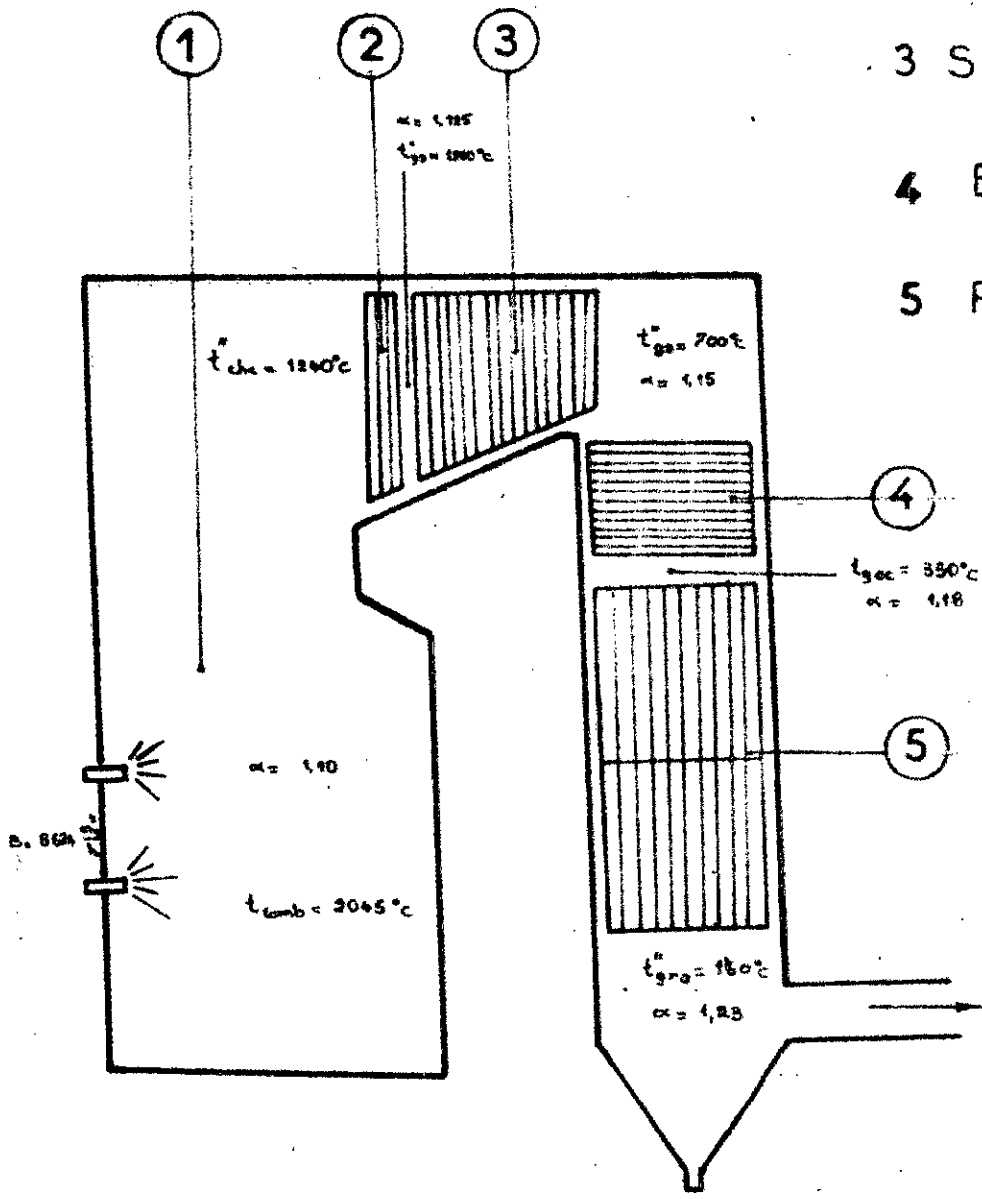
$$h''_{ec} = 219,9 + \frac{8674}{120.000} \cdot \frac{1466}{1 + 0,015} = 324,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Sur la table de la vapeur d'eau on lit:

$$\boxed{t''_{ec} = 302^{\circ}\text{C}} \quad \text{pour } h''_{ec} = 324,3 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Répartition préliminaire

- 1 Chambre de combustion
- 2 Faisceau évaporisateur
- 3 Surchauffeur
- 4 Economiseur
- 5 Réchauffeur d'air



Chapitre IV

SURCHAUFFEUR DE VAPEUR

SURCHAUFFEUR DE VAPEUR

Le surchauffeur de vapeur reçoit la vapeur saturée de la partie supérieure du réservoir.

Il est composé de deux parties :

- la partie supérieure est à courant parallèle.
- la partie inférieure est à contre-courant.

Les deux surchauffeurs sont séparés par un dispositif de réglage de la température de surchauffe.

Les deux sections sont montées en série - La vapeur sortant de la première section est desurchauffée par injection d'eau à travers les tuyères qui la pulvérisent, ainsi le mélange est meilleur ce qui augmente la rapidité de réponse de la chaudière.

Le surchauffeur est l'organe qui est appelé à atteindre la température la plus élevée.

Il est constitué par des tubes en acier spécial, généralement jumelés pour diminuer la vitesse de la vapeur d'eau sans diminuer l'aire de passage des gaz brûlés.

Les collecteurs de vapeurs sont placés à l'extérieur du carneau. La vapeur surchauffée sortant de la 2^e section est dirigée vers le collecteur de vapeur avec vanne et dispositif de sécurité. Il est prévu un système de nettoyage par granulation.

Avantage de la 1^{re} surchauffe:-

La condensation de la vapeur saturée (condensation due à un abaissement de température par suite à un contact avec une paroi froide) entraîne une perte de chaleur et l'accumulation de l'eau dans les collecteurs provoque la destruction de ceux-ci, si on ne fait pas fonctionner les

purges. Mais une vapeur surchauffée peut subir un abaissement de température sans qu'il n'y ait condensation, d'où l'avantage du surchauffeur.

Conditions que doit remplir un surchauffeur:-

Le surchauffeur doit offrir un passage unique à la vapeur et quel que soit le type, la vapeur doit pouvoir traverser rapidement l'appareil (faible perte de charge)

Il faut que la température atteigne au moins 300°C .

Le grand volume de vapeur circulant dans les surchauffeurs nécessite une grande section et une grande surface d'échange.

La vitesse de circulation de la vapeur à l'intérieur des tubes est très élevée ce qui entraîne un coefficient de transmission est élevé.

On réduit les contraintes par un refroidissement actif de l'acier par la vapeur.

Les surchauffeurs sont des appareils moins délicates qu'on ne l'imagine.

La rupture d'un tube de surchauffeur n'est pas un accident très grave à cause de la section très réduite de celui-ci.

- Surchauffeurs à convection en acier doux (jusqu'à 450°C de surchauffe).

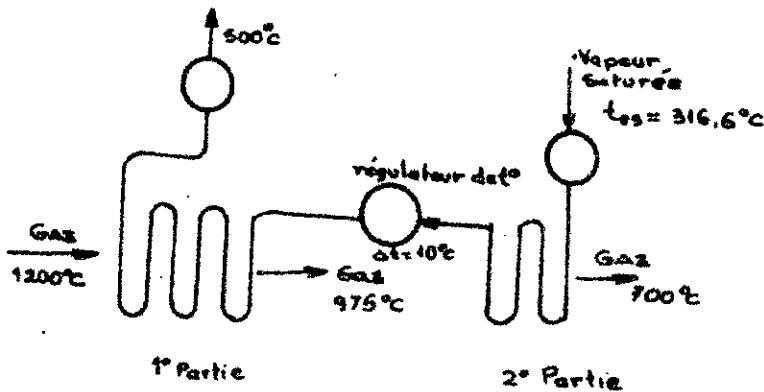
Pour $t > 450^{\circ}\text{C}$ ($t = 500 \div 520$) il y a une nécessité d'employer des aciers alliés (2,25 % Cr (jusqu'à 10%) et 0,5 Mo).

Il faut une forte teneur en chrome pour éviter la corrosion par les gaz.

Pour $t_v = 540^{\circ}\text{C}$, à laquelle correspond 570 à 600°C pour le métal des tubes, on utilise l'acier austénitique (18 Cr 8 Ni stabilisé au titane ou au columbium).

Il faut prendre garde de ne pas augmenter outre mesure l'épaisseur des tubes.

1^e PARTIE DU SURCHAUFFEUR



La température de la vapeur à l'entrée de la 1^e partie du surchauffeur est prise égale à $t'_{vs} = 380^\circ\text{C}$ pour $t_{vs} = 500^\circ\text{C}$

$$p = 110 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow h'_{vs} = 721,25 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$p = 110 \text{ " } \rightarrow h''_{vs} = 803,1 \text{ "}$$

Quantité de chaleur absorbée par la 1^e partie :-

$$Q'_{1s} = \frac{D}{B} (h''_{vs} - h'_{vs}) = \frac{120.000}{8674} (803,1 - 721,25) = 1132,35 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

La quantité de chaleur qui entre dans le carneau avec l'air extérieur, par les joints non étanches pour 1 m_n^3 de combustible :-

$$Q_{aex}^s = (\alpha_{o,nt}^o - \alpha_s^o) \cdot V_a \cdot C_{a,ex}^h \cdot t_{a,ex}$$

$$= (1,1395 - 1,125) \cdot 10,015 \cdot 0,31 \cdot 25 = 0,97 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3}$$

$$Y_{int} = 5350 - 1132,35 + 0,97 = 4218,6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3}$$

Perte de chaleur dans l'ambiance : $q_s = 0,7\%$ (abaque)
(q_s est la même pour les 2 surchauffeurs).

La chaleur sensible des Gaz après la 1^e partie du surchauffeur :-

$$(V_g C_g)''_{1s} \cdot t''_{g1s} = (V_g C_g)_{1s} \cdot t'_{1s} - Q'_{1s} + \frac{Q_{aex}^s}{2} - \frac{q_s \cdot P_c}{100 \times 2}$$

$$= 5350 - 1132,35 + \frac{0,97}{2} - \frac{0,7 \cdot 9036}{200} = 4186,5 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3}$$

Diagr (Y.t) \rightarrow pour $\alpha = 1,1$ et $Y = 4186,5 \frac{\text{kcal}}{\text{m}_n^3}$ on lit :-

$$t''_{19s} = 975^\circ\text{C}$$

température moyenne logarithmique :-

$$\Delta t_I^m = \frac{(t'_{195} - t_{195}) - (t'_I - t_{vs})}{2,3 \log \frac{t'_{195} - t_{vs}}{t'_{195} - t'_I}} = \frac{(1200 - 500) - (975 - 380)}{2,3 \log \frac{1200 - 500}{975 - 380}} = 646,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Température moyenne de la Vapeur dans la 1^{re} partie :-

$$t_I^m = \frac{380 + 500}{2} = 440 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Température moyenne des Gaz chauds :-

$$t_{f/2}^m = t_I^m + \Delta t_I^m = 440 + 646,8 = 1086,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Température de la paroi des tubes :-

$$t_{p_I} = t_I^m + 25 = 440 + 25 = 470 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Volume moyen des Gaz dans les deux parties du Surchauffeur :-

$$V_g^m = \frac{V'_g + V''_g}{2} = \frac{12,2298^{(\alpha=1,125)} + 12,4842^{(\alpha=1,15)}}{2} = 12,357 \text{ } \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

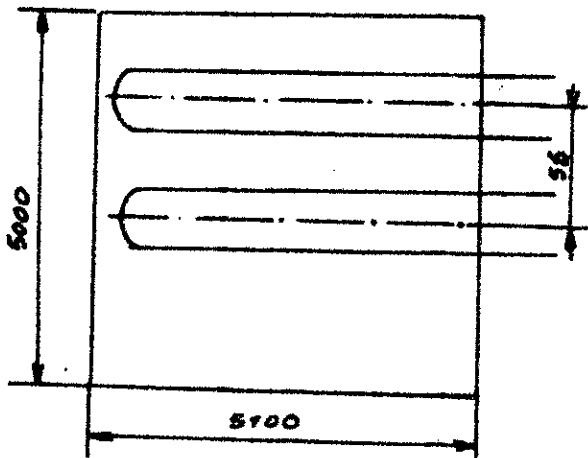
Volume moyen des Gaz dans la 1^{re} Partie du Surchauffeur :-

$$V_{g_I}^m = \frac{12,357 + 12,2298}{2} = 12,2934 \text{ } \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

Débit du Gaz à travers la 1^{re} partie du Surchauffeur :-

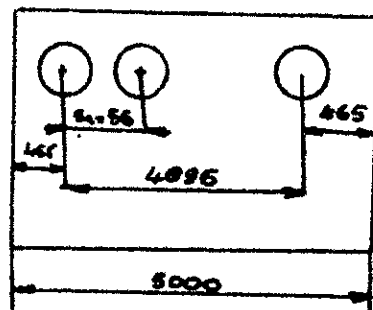
$$G_{g_I} = V_{g_I}^m \cdot \frac{B(t_{f/2}^m + 273)}{3600 \cdot 273} = 12,2934 \frac{8674(1086,8 + 273)}{3600 \cdot 273} = 147,54 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Détermination de la section moyenne de passage des Gaz à travers la 1^{re} partie du Surchauffeur :-



$$\Phi \text{ tubes} = 38/3 \text{ (mm)}$$

$$S_f = 56 \text{ mm.}$$



J'adopte une vitesse moyenne des gaz : $W_{g2} = 13 \text{ m/s}$

Alors la section libre de passage des gaz sera de :-

$$\Omega_{g1} = \frac{G_{g2}}{W_{g2}} = \frac{147,54}{13} = 11,35 \text{ m}^2$$

La longueur du carneau est $h_m = 5,1 \text{ m}$ et $b = 5000 \text{ mm}$

$$\Omega_{g1} = h_m (b - n_x d_{ex}) \quad d_{ex} = 38 \text{ mm.}$$

Nombre de tubes pour la 1^{re} Partie :-

$$n_x = \left(b - \frac{\Omega_{g1}}{h_m} \right) \cdot \frac{1}{d_{ex}} = \left(5 - \frac{11,35}{5,1} \right) \cdot \frac{1}{0,038} = 73 \text{ tubes.}$$

d'où :

$$\Omega_{g1} = 5,1 (5 - 73 \times 0,038) = 11,35 \text{ m}^2$$

$$\text{Vitesse réelle des gaz : } W_{g1} = \frac{G_{g1}}{\Omega_{g1}} = \frac{147,54}{11,35} = 12,999 = 13 \text{ m/s}$$

Coefficient de transmission de chaleur par convection (Gaz-Paroie) :

$$t_{p1} = 470^\circ$$

(abaque).

$$W_{g1} = 13 \text{ m/s}$$

$$d_{ex} = 38 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow d_{c1} = 54,6 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ \text{C}}$$

$$s_1/d = 1,47 ; \quad s_2/d = \frac{100}{38} = 2,63$$

Coefficient de transmission par rayonnement :-

. Epaisseur effective de la flamme rayonnante :-

$$s_1/d = 1,47$$

$$s_2/d = 2,63$$

$$\text{On a : } \frac{s_1 + s_2}{d} = \frac{56 + 100}{38} = \frac{156}{38} = 4,105$$

$$3,0 < 4,105 < 7 \quad \text{d'où :}$$

$$s = 1,87 (s_1 + s_2) - 4,1 d = 1,87 (56 + 100) - 4,1 \times 38 = 0,136 \text{ m.}$$

Détermination des pressions partielles moyennes :

. Pour les 2 parties du Surchauffeur :

$$P_{RO_2}^m = \frac{P_{RO_2}^{(\alpha=1,125)} + P_{RO_2}^{(\alpha=4,15)}}{2} = \frac{0,0767 + 0,0751}{2} = 0,0759 \text{ [ata].}$$

. Pour la 1^{re} partie du Surchauffeur :-

$$P_{RO_2}^x = \frac{0,0759 + 0,0767}{2} = 0,0763 \text{ [ata]}$$

Pression partielle de H_2O dans les 2 parties :

$$P_{H_2O}^m = \frac{0,1689 + 0,1658}{2} = 0,16735 \text{ [ata].}$$

40

Pression partielle de H_2O dans la 1^{re} partie :

$$P_{H_2O}^I = \frac{0,16795 + 0,1689}{2} = 0,168 \text{ ata.}$$

Pouvoir absorbant de RO_2 et H_2O :-

$$(P_{RO_2}^I \times S) = 0,0763 \times 0,136 = 0,0104 \text{ [w. ata].}$$

$$(P_{H_2O}^I \times S) = 0,168 \times 0,136 = 0,023 \text{ [w. ata].}$$

d'où lecture sur abaque :-

$$t_{f1} = 1086,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_p = 470 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{RO_2} = 9,5 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{H_2O} = 8,5 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Coefficient de transmission par rayonnement pour les Gaz :-

$$\alpha_r^I = \alpha_{H_2O} + \alpha_{RO_2} = 8,5 + 9,5 = 18 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Coefficient global de transmission (GAZ-PAROI) :-

$$\alpha_1 = \alpha_r^I + \alpha_{c1} = 18 + 54,5 = 72,5 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C.}$$

Détermination du coefficient de transmission dans le sens Paroi-Vap.

• Volume spécifique moyen de la vapeur correspondant à la température moyenne de la Vapeur :-

$$t_{15} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p = 110 \text{ kg/cm}^2$$

$$t'_{15} = 380 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_{15} = 0,0302 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V'_{15} = 0,026 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_m = \frac{0,0302 + 0,026}{2} = 0,0281 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Vitesse d'écoulement de la Vapeur :-

$$W_I = \frac{D \cdot V_m}{3600 \cdot \Omega_I}$$

$$\text{avec } \Omega_I = N_I \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$= 73 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,032)^2}{4} = 0,059 \text{ m}^2$$

$$W_I = \frac{120.000 \times 0,0281}{3600 \times 0,059} = 15,9 \text{ m/s}$$

$$p = 110 \text{ kg/cm}^2$$

$$t_I^m = 440 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$d_i = 32 \text{ mm}$$

$$W_I = 15,9 \text{ m/s}$$

(abaque)

$$\rightarrow \alpha_2 = 2500 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}}$$

Coefficient théorique de Transmission de Chaleur :-

$$k_m = \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} = \frac{(72,5 \times 2500)}{(72,5 + 2500)} = 70,46 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C.}$$

coefficient d'utilisation de Carneau : $\xi_s = 0,8$.

(c'est un coefficient qui représente les inconnues telles que : épaisseur de dépôt ...)

Coefficient de transmission réel :-

$$K_I = \xi_s \cdot k_m = 0,8 \times 70,46 = 56,37 \text{ Kcal/m}^2 \text{h}^\circ\text{C}$$

Détermination de la surface d'Echange de la 1^o Partie :-

$$S_{I_s} = \frac{B \cdot Q_{I_s}}{K_I \cdot \Delta t_I} = \frac{8674 \times 1132,35}{56,37 \times 646,8} = 269,39 \text{ m}^2$$

Longueur du Serpentin :

$$l_{s_I} = \frac{S_{I_s}}{\pi \cdot d_{ex} \cdot n_1} = \frac{269,39}{3,14 \cdot 0,038 \cdot 73} = 30,93 \text{ m}$$

Nombre de rangées dans le sens du flux :-

$$n_I = \frac{l_{s_I}}{h_m} = \frac{30,93}{5,1} = 6 \text{ rangées}$$

Hauteur du Carneau : $H_I = n_I \times S_2 = 6 \times 100 = 0,60 \text{ m}$.

SURCHAUFFEUR 2^e PARTIE

La température à l'entrée de la 2^e partie du surchauffeur est égale à la température de sortie de la 1^{re} partie soit t_{II} .

Chaleur utilisée dans la 2^e partie :-

$$t_{II} = 400^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad h_{II} = 734,35 \text{ kcal/Kg.}$$

$$t_{es} = 316,6^{\circ}\text{C} \quad \rightarrow \quad h_{es} = 646,7 \text{ kcal/Kg} \quad \text{d'où :-}$$

$$Q_{II_s} = \frac{D}{B} (h_{II} - h_{es}) = \frac{120.000}{8674} (734,35 - 646,7) = 1184,25 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

Vérification de la température des gaz à la sortie de la 2^e partie du surchauffeur :-

• Enthalpie des gaz après la 2^e partie du surchauffeur :-

$$y''_{gs} = y'_{gII} - Q_{II_s} + \frac{Q_{aer}^s}{m_n} = 4186,5 - 1184,25 + 0,93 = 3003 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

diagramme (y-t) $\rightarrow t''_{gs} = 700^{\circ}\text{C}$

Température moyenne logarithmique :

$$\Delta t_{II} = \frac{(975 - 400) - (700 - 316,6)}{2,3 \log \frac{975 - 400}{700 - 316,6}} = 473,28^{\circ}\text{C}$$

Température moyenne de la Vapeur :

$$t_{II}^m = \frac{400 + 316,6}{2} = 358,3^{\circ}\text{C}$$

Température moyenne du flux de Gaz (fumée) :-

$$t_{fII}^m = t_{II}^m + \Delta t_{II} = 358,3 + 473,28 = 831,6^{\circ}\text{C}$$

Température de la paroi des tubes :

$$t_p = t_{II}^m + 30^{\circ}\text{C} = 358,3 + 30 = 388,3^{\circ}\text{C.}$$

Volume moyen des Gaz :

$$V_{gII}^m = \frac{12,357 + 12,4842}{2} = 12,4206 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^3}$$

Débit de GAZ :-

$$G_{gII} = V_{gII} \frac{B (t_{fII}^m + 273)}{3600 \times 273} = 12,4206 \frac{8674 (831,6 + 273)}{3600 \times 273} =$$

$$G_{gII} = 121,088 \text{ m}^3/\text{s}$$

Section libre de passage des gaz à travers la 2^e partie :-

On prend $h_{II}^m = 4,8 \text{ m}$ et $N_{II} = N_I = 73 \text{ tubes}$.

$$\Omega_{gII} = h_{II}^m (b - N_{II} \cdot d_{ex}) = 4,8 (5 - 73 \cdot 0,038) = 10,68 \text{ m}^2$$

Vitesse moyenne d'écoulement des gaz :-

$$W_{gII} = \frac{G_{gII}}{\Omega_{gII}} = \frac{121,088}{10,68} = 11,34 \text{ m/s}$$

Détermination du Coefficient de transmission de chaleur par Convection (Gaz-paroi) :-

$$t_p = 388,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$W_{gII} = 11,34 \text{ m/s} \Rightarrow \alpha_{cII} = 49 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$d_{ex} = 38 \text{ mm}$$

Pression partielle moyenne de H_2O et RO_2 :-

$$P_{\text{RO}_2}^{\text{II}} = \frac{0,0759 + 0,0751}{2} = 0,0755 \text{ [ata]}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{II}} = \frac{0,16735 + 0,1658}{2} = 0,167 \text{ [ata]}.$$

Pouvoir absorbant de CO_2 et H_2O :-

avec S calculée pour la 1^{re} partie: $S = 0,136 \text{ m}^2$

$$P_{\text{RO}_2}^{\text{II}} \cdot S = 0,0755 \times 0,136 = 0,0103 \text{ [w. ata]}.$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{II}} \cdot S = 0,167 \times 0,136 = 0,0227 \text{ [m. ata]}.$$

Coefficient de transmission de chaleur pour RO_2 et H_2O par rayonnement :-

$$t_{fI}^{\text{II}} = 831,6 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \alpha_{\text{RO}_2}^{\text{II}} = 7 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$t_p^{\text{II}} = 388,3 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \alpha_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{II}} = 7,5 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Coefficient global de transmission de chaleur par rayonnement:

$$\alpha_r^{\text{II}} = \alpha_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{II}} + \alpha_{\text{RO}_2}^{\text{II}} = 7,5 + 7 = 14,5 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}.$$

Coefficient global de transmission par convection et par rayonnement dans le Sens Gaz-paroi :-

$$\alpha_1^{\text{II}} = \alpha_{cII} + \alpha_r^{\text{II}} = 49 + 14,5 = 63,5 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}.$$

$$\alpha_1^{\text{II}} = 63,5 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}.$$

Coefficient de transmission dans le sens Paroi-Vapeur:-

. Volume Spécifique de la Vapeur:-

$$t_{es} = 316,6^{\circ}\text{C} \longrightarrow V = 0,0164 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$t_v = 400^{\circ}\text{C} \longrightarrow V = 0,02435 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_m = \frac{0,0164 + 0,02435}{2} = 0,0204 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Vitesse moyenne d'écoulement de la Vapeur:-

$$W_{II} = \frac{D \cdot V_m}{3600 \cdot \Omega_{II}} \quad \text{avec } \Omega_I = \Omega_{II} = 0,059 \text{ m}^2$$

$$= \frac{120.000 \cdot 0,0204}{3600 \cdot 0,059} = 11,53 \text{ m/s}$$

$$p = 110 \text{ kg/cm}^2$$

(abaque)

$$t_{II}^m = 358,3^{\circ}\text{C}$$

$$\longrightarrow \alpha_g = 2600 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

$$d_i = 32 \text{ mm}$$

$$W_{II} = 11,53 \text{ m/s}$$

Coefficient théorique de transmission de chaleur:-

$$k_m = \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} = \frac{63,5 \cdot 2600}{63,5 + 2600} = 62 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

Coefficient de transmission réel avec $\xi = 0,8$.

$$K_{II} = \xi \cdot k_m = 0,8 \times 62 = 49,6 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$$

Surface d'Echange nécessaire à la 2^e Partie du Surchauffeur:-

$$S_{II_s} = \frac{B \cdot Q_{II_s}}{K_{II} \cdot \Delta t_{II}} = \frac{8674 \cdot 1184,25}{49,6 \cdot 473,28} = 437,6 \text{ m}^2$$

Longueur du serpentín:-

$$l_{S_{II}} = \frac{S_{II_s}}{\pi d_{ex} \cdot n_2} = \frac{437,6}{3,14 \times 0,038 \times 73} = 50,24 \text{ m}$$

Nombre de rangées dans le sens du flux des Gaz:-

$$n_{II} = \frac{l_{S_{II}}}{h_m} = \frac{50,24}{5,1} \approx 10 \text{ rangées}$$

Hauteur du Carneau: $H_{II} = 10 \times 100 = 1 \text{ m}$.

Chapitre V

ECONOMISEURS

ECONOMISEURS

Ce sont des échangeurs de chaleur à surface, constitués par des tubes en acier ou en fonte et destinés à réchauffer l'eau d'alimentation et à baisser la température des gaz dans le carneau.

On les installe dans le dernier ou l'avant dernier passage de gaz de l'ensemble de chaudière. La présence des économiseurs permet de réduire la température des fumées sortant de la chaudière et par suite, d'accroître le rendement de l'installation.

Les fumées circulent de haut en bas, l'eau d'alimentation de bas en haut, c'est à dire à contre-courant.

Les serpentins sont en tubes d'acier lisses et peuvent être montés en quinconce ou en file. Les tubes en quinconce sont très sensibles à l'encrassement.

Les collecteurs sont à l'extérieur du conduit des fumées. La circulation de l'eau, donc l'alimentation, doit être continue tant que les fumées traversent l'appareil.

Pour nettoyer les serpentins, on se sert de l'installation de nettoyage par granulation qui nettoie en même temps le surchauffeur.

Les Economiseurs en fonte sont utilisés pour les diamètres de tubes ≤ 100 mm, et pour des pressions ne dépassant pas 30 bars. La fonte résiste mieux à la corrosion.

LES ECONOMISEURS EN ACIER :-

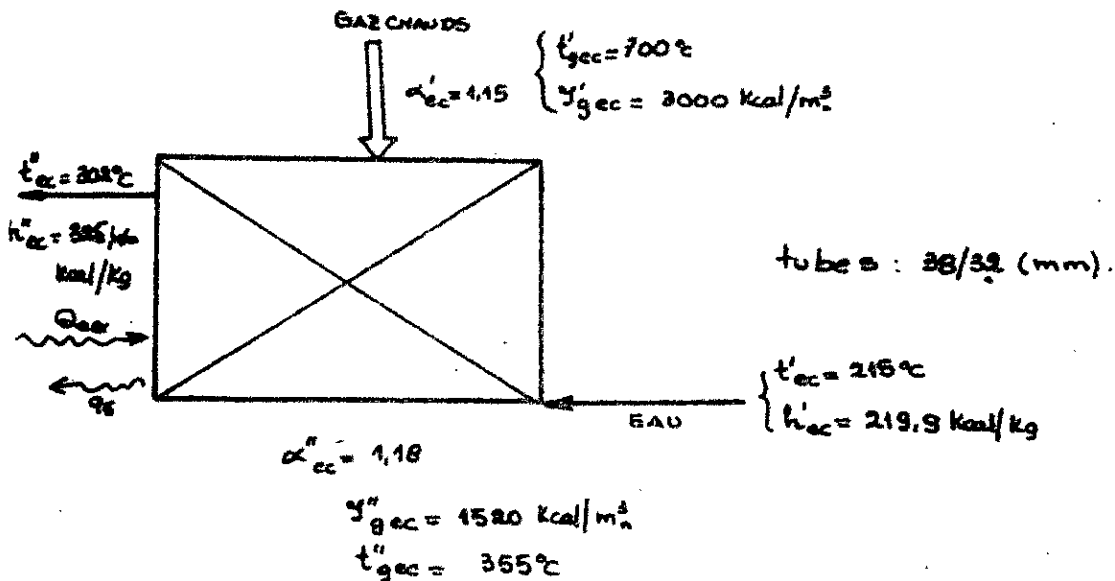
L'acier se corrode beaucoup plus facilement que la fonte, aussi la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur a-t-elle une grande importance et la température du point de rosée des fumées doit être connue; dans tous les cas $t_e > 60^\circ\text{C}$.

De plus la corrosion de la paroi intérieure du tubes est à craindre, corrosion provoquée par l'air dissout dans l'eau. Pour y remédier, il faut augmenter la vitesse du fluide et n'employer que l'eau épurée, dégazée ou encore des tubes galvanisés intérieurement.

L'économiseur en acier est moins lourd que l'économiseur en fonte. Le coefficient de transmission K est meilleur (donc une surface moindre pour un résultat imposé).

On peut supporter sans danger les pressions élevées. C'est l'économiseur des chaudières modernes, son rôle y devient d'ailleurs très important puisqu'il porte l'eau à une température voisine de celle de la vapeur saturée.

Calcul d'un économiseur :-



Quantité de chaleur absorbée par l'économiseur :-

$$Q_{ec} = \gamma'_{g_{ec}} - \gamma''_{g_{ec}} + Q_{aex}$$

$$Q_{aex} = (\alpha''_{ec} - \alpha'_{ec}) V_a \cdot C_a \cdot t_a = (1,18 - 1,15) 10,015 \cdot 0,31 \cdot 25 = 2,33$$

$$\text{donc } Q_{ec} = 3000 - 1520 + 2,33 = 1482,33 \text{ Kcal/m}^3$$

Température de sortie de l'eau :-

La quantité de chaleur donnée par les gaz est égale à la quantité de chaleur reçue par l'eau :

$$Q_{ec} = \left(1 + \frac{P}{100}\right) \cdot \frac{D}{B} (h''_{ec} - h'_{ec})$$

Enthalpie de l'eau à la sortie de l'Economiseur :-

$$h'_{ec} = \frac{Q_{ec}}{\left(1 + \frac{p}{100}\right)} \cdot \frac{B}{D} + h'_{ec} = \frac{1482,33}{\left(1 + \frac{1,5}{100}\right)} \cdot \frac{8674}{120.000} + 219,9 = 325,46 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

La température correspondant à cette enthalpie est, par lecture sur table :

$$t''_{ec} = 302^\circ\text{C}$$

Température moyenne de l'eau dans l'Economiseur :

$$t^m_{ec} = \frac{215 + 302}{2} = 258,5^\circ\text{C}$$

Température moyenne logarithmique dans l'Economiseur :-

$$\Delta t_{ec} = \frac{(t'_{gec} - t''_{ec}) - (t''_{gec} - t'_{ec})}{2,3 \log \frac{t'_{gec} - t''_{ec}}{t''_{gec} - t'_{ec}}} = \frac{(700 - 302) - (355 - 215)}{2,3 \log \frac{700 - 302}{355 - 215}} = 247^\circ\text{C}$$

Température du flux des gaz dans le carneau de l'Economiseur :

$$t_{fe} = t^m_{ec} + \Delta t_{ec} = 258,5 + 247 = 505,5^\circ\text{C}$$

Volume moyen des gaz dans l'Economiseur :-

$$V_m = \frac{V_g^{(\alpha=1,18)} + V_g^{(\alpha=1,15)}}{2} = \frac{12,7894 + 12,4842}{2} = 12,6368 \frac{\text{m}^3}{\text{mn}}$$

Débit moyen des gaz dans l'Economiseur :-

$$G_{gec} = V_m \cdot \frac{B(t_{fe} + 273)}{3600 \times 273} = 12,6368 \cdot \frac{8674(505,5 + 273)}{3600 \times 273} = 86,83 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Vitesse d'écoulement des gaz :-

$$\text{Je me fixe une vitesse } W_{gec} = 12 \text{ m/s}$$

Aire libre de passage des Gaz :-

$$\Omega_{gec} = \frac{G_{gec}}{W_{gec}} = \frac{86,83}{12} = 7,24 \text{ m}^2$$

Détermination du nombre de tubes :-

$$\Omega_{gec} = l_{ec} (b - n_m \cdot d_e)$$

La largeur du flux des gaz brûlés : $l_{ec} = 3,8 \text{ m}$ (fixée).

$$n_m = \left(b - \frac{\Omega_{gec}}{l_{ec}} \right) \cdot \frac{1}{d_{ex}} = \left(5 - \frac{7,24}{3,8} \right) \cdot \frac{1}{0,038} = 81,44 \approx 81,5 \text{ tubes}$$

$$\text{On prendra alors : } N_m = \frac{N' + N''}{2} = \frac{81 + 82}{2} = 81,5$$

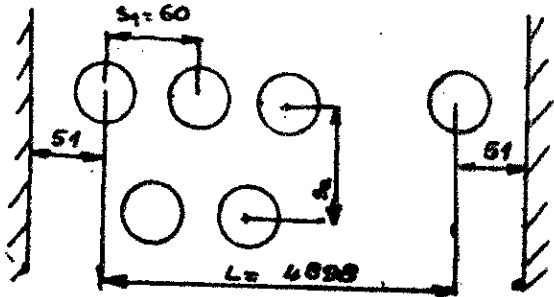
d'où la section libre de passage des gaz :-

$$\Omega_{g\text{ec}} = l_{ec} (b - n_m \cdot d_{ex}) = 3,8 (5 - 81,5 \times 0,038) = 7,23 \text{ m}^2$$

Vitesse effective des gaz :

$$W_{g\text{ec}} = \frac{86,83}{7,23} = 12 \text{ m/s}$$

Nombre de tubes réel : N.



$$d_i = 32 \text{ mm}$$

$$N' = 81 \text{ tubes}$$

$$N'' = 82 \text{ tubes}$$

$$N = 81 + 82 = 163 \text{ tubes.}$$

$$s_1 = 60 \text{ mm.}$$

Aire libre pour le passage de l'eau :-

$$\Omega_{int\text{ec}} = \frac{\pi d_i^2}{4} n = \frac{3,14 (0,032)^2}{4} \cdot 163 = 0,13 \text{ m}^2$$

Volume spécifique moyen : V^m

$$t'_{ec} = 215^\circ\text{C} \rightarrow V' = 0,001181 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$t''_{ec} = 302^\circ\text{C} \rightarrow V'' = 0,0014124 \text{ m}^3/\text{kg}$$

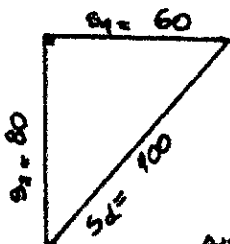
$$V^m = \frac{V' + V''}{2} = 0,0012967 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Vitesse d'écoulement de l'eau :-

$$W_{ec} = \frac{(1 + P/100) D \cdot V^m}{3600 \cdot \Omega_{int\text{ec}}} = \frac{(1 + 15/100) \cdot 120.000 \times 0,0012967}{3600 \times 0,13} = 0,34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Détermination du coefficient de transmission de chaleur par convection (GAZ-PAROI) -

Les tubes sont en quinconces



$$s_2/d = 2,4$$

$$s_1/d = 1,6$$

$$s_3/d = 2,63$$

$$\alpha_{ec} = h \cdot \frac{0,75}{d_e^{0,25}} \cdot A \quad (\text{voir Lemasson})$$

$$\text{avec : } A = 0,12 \times 1,02 = 0,122 ; h = 0,075$$

$$d_e = 0,038 \text{ m. ; } W_{g\text{ec}} = W_{g\text{ec}} \cdot 3600 = 43200 \text{ m}^3/\text{h}$$

d'où

$$\alpha_{ec} = 0,075 \frac{(43200)^{0,75}}{(0,038)^{0,25}} \cdot 0,122 = 62,1 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C.}$$

Détermination du coefficient de transmission par rayonnement

Gazeux :-

• Epaisseur rayonnante des Gaz :-

$$S = 1,87(s_1 + s_2) - 4,1 d_e = 1,87(60 + 80) - 4,1 \times 38 = 0,106 \text{ m}$$

Pressions partielles de RO_2 et H_2O :-

$$P_{\text{RO}_2} = \frac{0,0751 + 0,0723}{2} = 0,0742 \text{ [ata]}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,1658 + 0,1622}{2} = 0,164 \text{ [ata]}$$

Pouvoir absorbant :

$$(P_{\text{RO}_2} \cdot S) = 0,0742 \times 0,106 = 0,00786 \text{ [m. ata]}$$

$$(P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot S) = 0,164 \times 0,106 = 0,0174 \text{ [m. ata]}$$

$$t_{fl} = 505,5^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{\text{RO}_2} = 2,8 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$t_p = 288,5^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 3 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

d'où :-

$$\alpha_r = \alpha_{\text{RO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 2,8 + 3 = 5,8 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Coefficient théorique de transmission de chaleur : Gaz - paroi

$$K_m = \alpha_{ec} + \alpha_r = 62,1 + 5,8 = 67,9 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Coefficient réel :

$$K_{ec} = \frac{2}{3} \cdot K_m = 0,8 \times 67,9 = 54,32 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

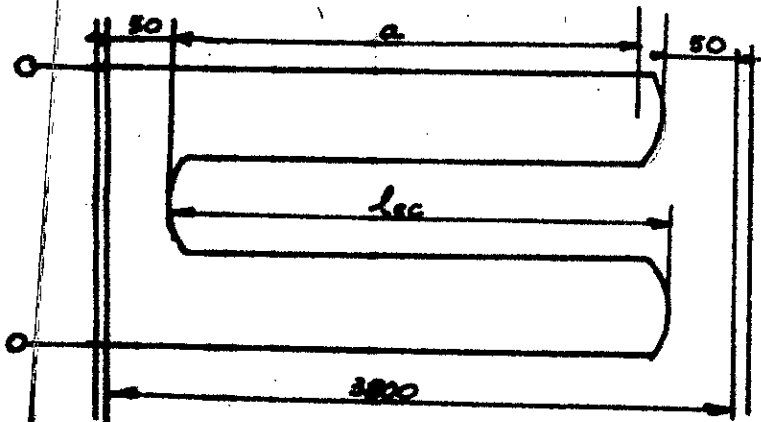
Surface d'Echange thermique de l'économiseur :-

$$S_{ec} = \frac{B \cdot Q_{ec}}{K_{ec} \cdot \Delta t_{ec}} = \frac{8674 \times 1482,33}{54,32 \times 247} = 958,3 \text{ m}^2$$

longueur d'un tube :

$$l = \frac{S_{ec}}{\pi d_{ex} \cdot u} = \frac{958,3}{\pi \cdot 0,038 \cdot 163} = 49,3 \text{ m}$$

longueur d'un coude : $\frac{\pi d}{2} = \frac{\pi 80}{2} = 125,6 \text{ mm}$ rayon moyen : $r = \frac{d}{2} = 40 \text{ mm}$; $s_2 = 80 \text{ mm}$



Détermination préliminaire du nombre de rangées :-

- longueur moyenne d'une rangée : 3620 mm.
- Nombre moyen de rangées: $\frac{49300}{3620} = 13,619$

Je prends 13 rangées, le reste constituera une longueur :

$$0,619 \times 3620 = 2240,78 \text{ mm.}$$

On aura donc 12 coudes d'une longueur de :

$$125,6 \times 12 = 1507,2 \text{ mm.}$$

Il restera alors : $2240,78 - 1507,2 = 733,58 \text{ mm.}$

A laquelle il correspondra une surface pour tous les tubes de $\pi d l n = 163 \times 3,14 \times 0,038 \times 0,734 = 14,28 \text{ m}^2$

La surface totale des tubes étant de $958,3 \text{ m}^2$, cela constituera un pourcentage de $\frac{14,28}{958,3} = 0,0149$ soit $\approx 1,5\%$

hauteur d'un Economiseur:

$$h_{cc} = 12 \times 80 = 960 \text{ mm}$$

Chapitre VI

RECHAUFFEUR D' AIR

LE RECHAUFFEUR D'AIR

Ils servent à réchauffer l'air qui est envoyé dans le foyer pour brûler le combustible. Le réchauffage de l'air permet d'intensifier la combustion du combustible et par suite d'accroître la température des produits de combustion.

On augmente ainsi la quantité de chaleur transmise par les gaz aux écrans d'eau des surfaces de chauffe.

La plupart des réchauffeurs d'air sont constitués par des tubes munies en acier placés en quinconce, à l'intérieur desquels circulent les gaz chauds, tandis que l'air circule à l'extérieur de ces tubes.

Les réchauffeurs d'air sont installés dans les derniers passages de gaz de l'ensemble.

L'air est admis par la partie inférieure du réchauffeur, la traverse perpendiculairement puis on récupère l'air chaud à la sortie de la section supérieure. La circulation est donc dans l'ensemble à contre courant, mais elle est croisée dans chaque section, les fumées sont évacuées par la cheminée à travers le ventilateur de tirage.

La température d'évacuation des fumées $t_{ev} = 160^{\circ}\text{C}$, t_{ev} est supérieure à la température du point de rosée des gaz chauds pour éviter la condensation de gaz, qui risque de corroder les tubes du réchauffeur.

Un autre avantage du gaz naturel, est l'absence de soufre de sa composition, ce qui élimine la possibilité de formation d'acide sulfurique dangereux pour les tubes.

Le réchauffeur d'air est aussi le complément de l'économiseur car ce dernier à lui seul ne peut pas abaisser suffisamment la température des gaz, à cause de l'élevation de la température de réchauffage de l'eau (de 215°C à 250°C et plus).

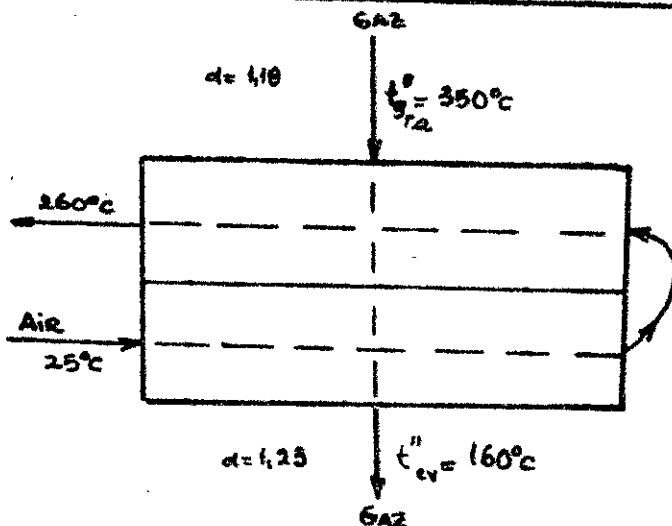
Le réchauffeur d'air diminue généralement la perte par imbrications

On y rencontre aussi les réchauffeurs d'air à plaques, où on a une meilleure utilisation de l'espace offert, mais il est difficile de maintenir une bonne étanchéité des plaques.

Actuellement on préfère les réchauffeurs d'air à tubes.

Le réchauffeur rotatif Jungström qui est constitué par un empilage de tôles ondulées, d'1 mm d'épaisseur, disposées dans une série de secteurs du rotor qui tourne à la vitesse de 3 à 5 tr/min.

CALCULS D'ORIENTATION D'UN RÉCHAUFFEUR D'AIR :-



On choisit des tubes de 51 mm de d_{ex} et de 1,5 mm d'épaisseur. La hauteur du réchauffeur est de 7 m. Le réchauffeur est séparé en 2 sections pour le passage de l'air.

La température des gaz à l'entrée du réchauffeur est $t'_{g,ra} = 350^\circ\text{C}$

• Volume moyen des gaz dans le réchauffeur d'air :-

$$V_m = \frac{V'(d=1,18) + V''(d=1,23)}{2} = \frac{12,7894 + 13,2983}{2} = 13,0438 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^2}$$

On choisit une vitesse d'écoulement des gaz:

$$W_{g,ra} = 13 \text{ m/s}$$

température des gaz dans le réchauffeur d'air :-

$$t_{fl}^m = \frac{t'_{g,ra} + t''_{g,ra}}{2} = \frac{350 + 160}{2} = 255^\circ\text{C}$$

Température moyenne de l'air dans le réchauffeur d'air :

$$t_a^m = \frac{25 + 260}{2} = 142,5^\circ\text{C}$$

Température moyenne de la paroi des tubes :

$$t_p = \frac{t_{se} + t_a}{2} = \frac{255 + 142,5}{2} = 198,75^\circ\text{C}$$

Débit de gaz dans le réchauffeur d'air :-

$$G_g = V_m \cdot \frac{B(t_{se} + 273)}{3600 \times 273} = 13,0438 \cdot \frac{8674(255 + 273)}{3600 \times 273} = 60,78 \text{ m}^3/\text{s}$$

Section libre de passage des gaz :

$$\Omega_{gra} = \frac{G_{g.ra}}{W_{g.ra}} = \frac{60,78}{13} = 4,675 \text{ m}^2$$

Section libre de passage pour un tube :

$$\Omega_1 = \frac{\pi d_{int}^2}{4} = \frac{\pi(0,048)^2}{4} = 0,00181 \text{ m}^2$$

Nombre de tubes dans le réchauffeur d'air :

$$n = \frac{\Omega_{gra}}{\Omega_1} = \frac{4,675}{0,00181} = 2582,873$$

Correction :-

Je prends $n = 2582$ tubes.

Donc la section libre pour le passage des gaz sera égale à :

$$\Omega_{gra} = 2582 \times 0,00181 = 4,6734 \text{ m}^2$$

La vitesse d'écoulement des gaz sera de :

$$W_g = \frac{60,78}{4,6734} = 13 \text{ m/s}$$

Débit d'air (qui passe à travers le réchauffeur d'air)

$$G_a = V_a \left(\alpha_{ch} - \Delta\alpha' + \frac{\Delta\alpha_{ra}}{2} \right) \cdot \frac{B(t_a + 273)}{3600 \times 273} =$$

$$= 10,015(1,1 - 0,05 + \frac{0,05}{2}) \cdot \frac{8674(142,5 + 273)}{3600 \times 273} = 39,48 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Vitesse moyenne de l'air :-

Je prends une vitesse égale à : $W_a = 0,5 \cdot W_g = 0,5 \cdot 13 = 6,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Section de passage de l'air :-

$$\Omega_a = \frac{G_a}{W_a} = \frac{39,48}{6,5} = 6,074 \text{ m}^2$$

$$\Omega_a = h(b - n d_{ex}) \Rightarrow n = \frac{1}{d_{ex}} \left(b - \frac{\Omega_a}{h} \right)$$

$$= \frac{1}{0,051} \left(5 - \frac{6,074}{3,5} \right) = 64,011 \text{ tubes}$$

h: hauteur des tubes $h = 0,051$

Correction:

Je prends $n_1 = 64$ tubes

d'où $\Omega_a = 3,5(5 - 64 \times 0,051) = 6,076 \text{ m}^2$

$$s = 76 \text{ mm.}$$

$$l = 4839 \text{ mm}$$

Nombre de tubes (en files): $\frac{n}{n_1} = \frac{2582}{64} = 40,344$ rangées

Correction:

Je prends $n_r = 40$ rangées

d'où $n = 40 \times 64 = 2560$ tubes.

Longueur du Carneau: $L = (n_r - 1)s + d = 9015 \text{ mm}$

CALCUL DU RECHAUFFEUR D'AIR :-

Réchauffeur d'air en acier.

Il y a 40 rangées de 64 tubes.

La longueur des tubes est prise égale à $l = 7 \text{ m}$.

La surface d'échange de chaleur est pour 40 rangées:

$$S_{ra} = n_r \pi \frac{d_{ex} + d_{int}}{2} l \cdot n \quad n = 64 \text{ tubes/rangée}$$

$$= 40 \times 3,14 \cdot \frac{0,051 + 0,048}{2} \cdot 7 \cdot 64 = 2785,2 \text{ m}^2$$

Le nombre de tubes pour tout le réchauffeur est $n = 2560$ tubes

Section libre du passage des gaz :-

$$\Omega_{gr.o} = \frac{\pi d_{int}^2 \cdot n}{4} = \frac{3,14 \times (0,048)^2 \times 2560}{4} = 4,63 \text{ m}^2$$

Section libre pour le passage de l'air :-

$$\Omega_a = h(b - n d_{ex}) = 3,5(5 - 64 \times 0,051) = 6,076 \text{ m}^2$$

Chaleur sensible des gaz devant le réchauffeur ($\alpha = 1,18$)

$$t'_{gr.o} = t'_{g.ec} = 350^\circ\text{C} \rightarrow \gamma'_{gr.o} = 1495,6 \text{ Kcal/m}^3$$

La quantité de chaleur perdue dans l'ambiance:

$$Q_s = 0,6 \cdot \frac{P_a}{100} = 0,6 \frac{9036}{100} = 54,22 \text{ Kcal/m}^3$$

Quantité de chaleur qui entre avec l'air soufflé dans le carneau du réchauffeur d'air :-

$$Q_{aer}^{ra} = (\alpha''_{ra} - \alpha'_{ra}) V_a \cdot C_{aer} \cdot t_{aer}$$

$$= (1,23 - 1,18) 10,015 \cdot 0,31 \cdot 25 = 3,88 \text{ Kcal/m}^3$$

La température de l'air juste après le réchauffeur est: $t''_{ar} = 260^\circ\text{C}$

Le bilan de la chaleur dans le Réchauffeur d'air est :-

$$Q_{ra}^{air} = V_a \left(\alpha_a - \alpha_a + \frac{\Delta \alpha_{ra}}{2} \right) (t_{ra} \cdot C_{ra} - t_{aer} \cdot C_{aer})$$

$$= 10,015 \left(1,10 - 0,05 + \frac{0,05}{2} \right) (260 \cdot 0,314 - 25 \cdot 0,31) = 795,23 \text{ kcal/m}^3$$

Quantité de chaleur donnée par les gaz brûlés pour une quantité de 1 m^3 de Combustible aux parois du réchauffeur d'air :-

$$\Delta I_{ra} = Q_{ra} = y'_g - y''_g - Q_g^{ra} + Q_{aer}^{ra}$$

$$y'_g = 1495,6 \text{ Kcal/m}^3 \longrightarrow t_g = 350^\circ\text{C}$$

$$y''_g = 700 \text{ kcal/m}^3 \longrightarrow t_g = 160^\circ\text{C}$$

$$Q_{ra} = 1495,6 - 700 - 54,22 + 3,88 = 745,26 \text{ Kcal/m}^3$$

Température moyenne des gaz dans le réchauffeur d'air :-

$$t_{fg} = \frac{350 + 160}{2} = 255^\circ\text{C}$$

Température moyenne de l'air dans le réchauffeur d'air :-

$$t_a'' = \frac{25 + 260}{2} = 142,5^\circ\text{C}$$

Température moyenne de la paroi des tubes :-

$$t_p = \frac{255 + 142,5}{2} = 198,75^\circ\text{C}$$

Volume moyen des gaz brûlés dans le réchauffeur d'air :-

$$V_m = 13,0438 \text{ m}^3/\text{m}^3 \text{ (calculé précédemment).}$$

Débit de Gaz dans le Réchauffeur d'air :-

$$G_g^{ra} = V_m \cdot B \frac{(t_H + 273)}{3600 \cdot 273} = 60,78 \text{ m}^3/\text{s.}$$

Vitesse moyenne des Gaz dans le Réchauffeur :-

$$W_g = \frac{G_g}{Q_{ra}} = \frac{60,78}{4,63} = 13,13 \text{ m/s.}$$

Débit réel d'air qui passe à travers le réchauffeur :-

$$G_a = 39,48 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{calculé précédemment}).$$

$$\text{Vitesse moyenne de l'air : } W_a^m = \frac{G_a}{S_{ra}} = \frac{39,48}{4,63} = 8,53 \text{ m/s}.$$

Coefficient de transmission de chaleur (Gaz - Paroi) :-

$$t_{fi} = 255^\circ\text{C}$$

$$t_p = 198,75^\circ\text{C}$$

$$W_g = 13,13 \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow \alpha_g = 55 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$d_{eq} = d_{int} = 48 \text{ mm}$$

Coefficient de transmission de chaleur Paroi - air :-

$$t_p = 198,75^\circ\text{C}$$

$$W_a = 8,53 \text{ m/s}$$

$$d_e = 51 \text{ mm}$$

$$n_r = 40 \text{ rangées}$$

$$\Rightarrow \alpha_a = 53 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Coefficient global de transmission de chaleur :-

$$K_{ra} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_a}} = \frac{1}{\frac{1}{55} + \frac{1}{53}} = 0,7 \frac{55 \times 53}{55 + 53} = 18,9 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Température moyenne logarithmique dans le réchauffeur d'air:

$$\Delta t = \frac{(160 - 25) - (350 - 260)}{2,3 \log \frac{160 - 25}{350 - 260}} = 111^\circ\text{C}$$

Surface d'Echange de chaleur nécessaire, du réchauffeur d'air :-

$$S_{ra} = \frac{B \cdot Q_{ra}}{K_{ra} \cdot \Delta t} = \frac{8674 \times 745,26}{18,9 \times 111} = 3081,36 \text{ m}^2$$

Détermination de la longueur totale l :

$$\text{On sait que : } S_{ra} = \pi \frac{d_e + d_i}{2} \cdot n_r \cdot l$$

$$\Rightarrow l = \frac{2 \cdot S_{ra}}{\pi (d_e + d_i) \cdot n_r} = \frac{2 \times 3081,36}{\pi (0,051 + 0,048) \cdot 2560} = 7,74 \text{ m}.$$

$$l = 7,74 \text{ m}$$

RESERVOIR (BALLON)

Le réservoir est de forme cylindrique en tôles d'acier soudées, d'un diamètre intérieur de 1450 mm et d'une épaisseur de 125 mm, à l'intérieur duquel règne une pression de 110 kg/cm^2 .

Le ballon est monté sur deux appuis à rouleaux admettant sa dilatation thermique dans les deux directions.

Bien que l'eau d'alimentation soit traitée, il reste toujours des sels dissouts dans l'eau qu'on essaie d'éliminer par les purges.

BRÛLEURS.

L'installation doit pouvoir utiliser, comme combustible, le gaz naturel ou le Fuel-Oil. Il est inutile de prévoir deux séries de brûleurs, puisqu'il existe des appareils qui peuvent brûler séparément ou simultanément l'un ou l'autre des combustibles.

C'est le cas de notre brûleur représenté sur le grand dessin. Le problème essentiel du brûleur étant celui de l'allumage car le gaz est explosif.

Lors du fonctionnement, le réglage est facile, la flamme ne doit pas toucher les écrans tubulaires où la détérioration serait rapide.

Nous avons prévu six brûleurs repartis en 3 étages de deux rangées.

Nettoyage des surfaces de chauffe.

Lors du passage des fumées à travers les échanges, les tubes se recouvrent d'une couche de suie, ce qui diminue les échanges.

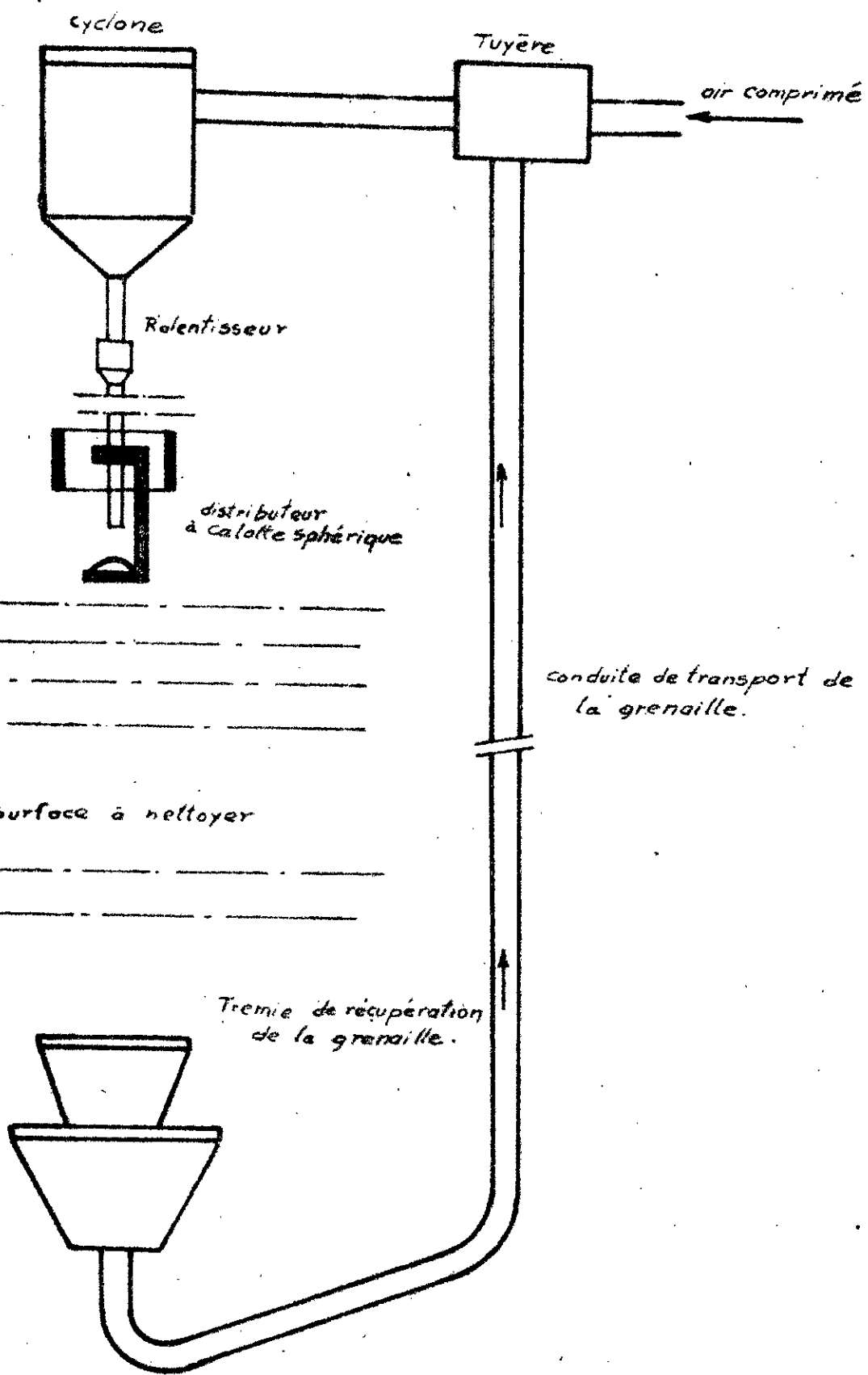
thermiques.

Pour éviter l'abaissement du rendement, il faut nettoyer les surfaces de chauffe. Pour cela il est prévue des installations de nettoyage par granulation.

Ce nettoyage se fait au moyen de grenaille en métal de 3 à 6 mm de diamètre qui tombe librement dans les gaines de connexion.

La grenaille s'accumule dans la soude inférieure, passe ensuite dans une soude installée plus bas où l'air l'amène dans le cyclone située au dessus de la gaine.

La grenaille traverse des gouttelettes pour être dispersée en éventail et tomber librement sur les surfaces de chauffe en les débarrassant des dépôts par vibrations.



Chapitre VII

CALCULS AERODYNAMIQUES

Calcul aérodynamique

Les calculs aérodynamiques consistent à déterminer les pertes de charge et le tirage:

- dans le générateur de vapeur
- dans les conduits avant et après le ventilateur de tirage, et dans la cheminée.

Si le calcul nous donne un tirage supérieur aux pertes de charge, le tirage sera naturel. Mais si les pertes sont supérieures au tirage, il est nécessaire d'installer deux ventilateurs de tirage.

Remarques:

Un tirage négatif est considéré comme une perte de charge.

Dans le calcul des pertes de charge, les pertes par frottement sur la partie extérieure des tubes sont négligeables et ne nécessitent pas un calcul à part.

Cependant on considère qu'elles sont incluses dans les pertes locales et notamment dans les élargissements brusques et rétrécissements brusques.

Faisceau évaporateur

On a deux rangées de tubes.

$$N_g = 14,45 \text{ m/s}$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{154}{76} = 2,026$$

$$(\sigma_1 > \sigma_2)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{120}{76} = 1,58$$

$$t_{je} = 1221^\circ\text{C}$$

tubes en quinconce : $S'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = 142,58 \text{ mm}$

$$\rightarrow \varphi = \frac{154 - 76}{142,58 - 76} = 1,17$$

1^{er} cas : $0,1 < \varphi < 1,7$

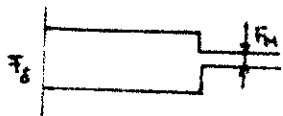
$$\sigma_1 = 3,0$$

$$\Delta h = C_s \cdot C_d \cdot \Delta h_{rp} (1 + Z_2) \quad Z_2 = 2 \text{ rangées}$$

$$= 1,08 \times 0,8 \times 1,05 (1 + 2) = 2,72 \text{ mm CE} \quad (\text{par lecture sur abaque})$$

Perte de charge à la sortie du faisceau :-

Retrécissement brusque :



$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{11,0424}{25,5} = 0,433 \Rightarrow \eta_{Br} = 0,27$$

$$t_g = 700^\circ\text{C}$$

$$N_g = 14,45 \text{ m/s} \rightarrow \Delta h_r = 0,27 \times 3,9 = 1,17 \text{ mm CE} \quad (\text{Abaque})$$

$$\text{avec } h_{dyn} = 3,9 \text{ mm CE}$$

Perte par changement de direction (coude 90°) :-

partie entre le faisceau et le surchauffeur.

$$t = 700^\circ\text{C}$$

$$N_g = 14,45 \text{ m/s} \quad \eta = 1,25 \rightarrow \Delta h_c = 1,25 \times 3,9 = 4,875 \text{ mm CE}$$

Perte de charge à l'entrée du faisceau :-

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{11,35}{27} = 0,42 \rightarrow \eta_{Bbix} = 0,37$$

$$t = 1240^\circ\text{C} \rightarrow h_{dyn} = 1,05 \text{ mm CE} \text{ et } h_u = 0,37 \text{ mm CE}$$

Surchauffeur de vapeur

• Pertes de charge dans le surchauffeur 1^{re} partie :-

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d_{ex}} = \frac{56}{38} = 1,47$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d_{ex}} = \frac{100}{38} = 2,63$$

$$\psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d} = 0,29$$

$$t_{se} = 1086,8^\circ\text{C}$$

$$W_g = 13 \text{ m/s}$$

1^{er} cas: $\sigma_1 < \sigma_2$ et $(0,06 \leq \psi \leq 1)$

L'abaque donne $\xi_{rp} = f(W, t_{se}, d_{ex})$, soit: $\xi_{rp} = 0,51$
et $C_0 = 1,16$

Z_2 : nombre de rangées $Z_2 = 6$ (dans le sens de s_2).

d'où: $\xi = C_0 \cdot \xi_{rp} \cdot Z_2 = 1,16 \cdot 0,51 \cdot 6 = 3,55$

$$\Delta h = \xi \cdot \frac{W_g^2}{2} = \xi h_{dyn}$$

$h_{dyn} = 2,3 \text{ mm CE}$ (donné par abaque). d'où:

$$\Delta h = \xi h_{dyn} = 3,55 \cdot 2,3 = \underline{8,165 \text{ mm CE}}$$

• Pertes de charge à la sortie de la 1^{re} partie du Surchauffeur:-

c'est un élargissement brusque:

$$\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = \frac{11,35}{27} = 0,445 \longrightarrow \eta_{Bbx} = 0,33$$

$$t'_g = 975^\circ\text{C}$$

$$h_{dyn} = 2,5 \text{ mm CE}$$

$$W_g = \frac{147,54}{25,5} = 5,86 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_{\Sigma} = 0,33 \cdot 0,5 = \underline{0,165 \text{ mm CE}}$$

• Pertes de charge à l'entrée de la 2^o partie du Surchauffeur:

C'est un rétrécissement brusque

$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{10,68}{5 \cdot 4,3} = 0,6 \longrightarrow \eta_{Bx} = 0,25$$

$$t'_g = 975^\circ\text{C}$$

$$h_{dyn} = 1,9 \text{ mm CE}$$

$$W_g = 11,34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_{\Sigma} = 0,25 \cdot 1,9 = \underline{0,475 \text{ mm CE}}$$

Pertes de charge dans la 2^e partie du surchauffeur :-

$Z_2 = 10$ rangées de tubes.

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{56}{38} = 1,47$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{100}{38} = 2,63$$

$$W_g = 11,4 \text{ m/s}$$

$$t_{fl} = 831,6^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow \psi = 0,29$$

1^{er} cas : $\sigma_1 < \sigma_2$ et $(0,06 \leq \psi \leq 1)$

l'abaque donne $f_{rp} = 0,515$

$$C_G = 1,16$$

$$\left. \begin{array}{l} f_{rp} = 0,515 \\ C_G = 1,16 \end{array} \right\} \Rightarrow \xi = C_G \cdot f_{rp} \cdot Z_2 = 1,16 \cdot 0,515 \cdot 10 =$$

$$Z_2 = 10$$

$$\xi = 5,974$$

$$h_{dyn} = 2,1 \text{ mm CE}$$

$$\Delta h = \xi \cdot h_{dyn} = 5,974 \times 2,1 = \underline{12,545 \text{ mm CE.}}$$

Economiseur

Pertes de charge dans l'économiseur :-

$Z_2 = 13$ rangées

$$W_g = 12 \text{ m/s}$$

$$t_{fl} = 505,5^\circ\text{C}$$

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} = \frac{60}{38} = 1,6$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{80}{38} = 2,1$$

$$S'_2 = \sqrt{\frac{1}{4} S_1^2 + S_2^2} = 85,44 \text{ mm.}$$

$$\varphi = \frac{s_1 \cdot d}{S'_2 \cdot d} = 0,46 \quad \rightarrow \quad 0,1 < \varphi < 1,7$$

$$\Delta h = C_G \cdot C_d \cdot \Delta h_{rp} (1 + Z_2) = 1,28 \cdot 0,96 \cdot 1,1 (1 + 13) = \underline{18,9 \text{ mm CE}}$$

Pertes de charge locale à l'entrée de l'économiseur:-

L'entrée est assimilée à un élargissement brusque.

$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{7,23}{19} = 0,38 \quad \longrightarrow \quad \eta_{Bix} = 0,42.$$

$$t = 1240$$

$$N = 12 \text{ m/s.} \quad h_{dyn} = 1,7 \text{ mm CE.}$$

$$\text{d'où } h = 0,42 \cdot 1,7 = \underline{0,714 \text{ mm CE.}}$$

Pertes de charge à la sortie de l'économiseur:-

C'est un rétrécissement.

$$\Omega_{ec} = 7,23 \text{ m}^2.$$

section du Carreau : $5 \times 3,8 = 19 \text{ m}^2$

$$\frac{\Omega_2}{\Omega_1} = 0,38 \quad \longrightarrow \quad \eta_{Bix} = 0,31 \quad \longrightarrow \quad h = 0,31 \cdot 1,7 = \underline{0,527 \text{ mm CE}}$$

Réchauffeur d'air

Pertes de charge dans le réchauffeur d'air :-

nombre de tubes : 2560

nombre de rangées : 40.

$$W_g = 13 \text{ m/s}$$

$$s_1 = 76 \text{ mm}$$

$$s_2 = 100 \text{ mm.}$$

$$t_{g1} = 255^\circ \text{C}$$

$$d_{ex} = 51 \text{ mm}$$

$$d_{int} = 47 \text{ mm}$$

$$\Delta h = C_w \cdot \Delta h' \cdot l$$

$$C_w = 0,76$$

$$\Delta h' = 5,8 \text{ mm CE}$$

$$l = 7,74 \text{ m}$$

Pour $K=0,2$ l'abaque donne :

$$\Delta h = 0,76 \cdot 5,80 \cdot 7,74 = \underline{34,12 \text{ mm CE.}}$$

Pertes de charge locales à la sortie du Réchauffeur:

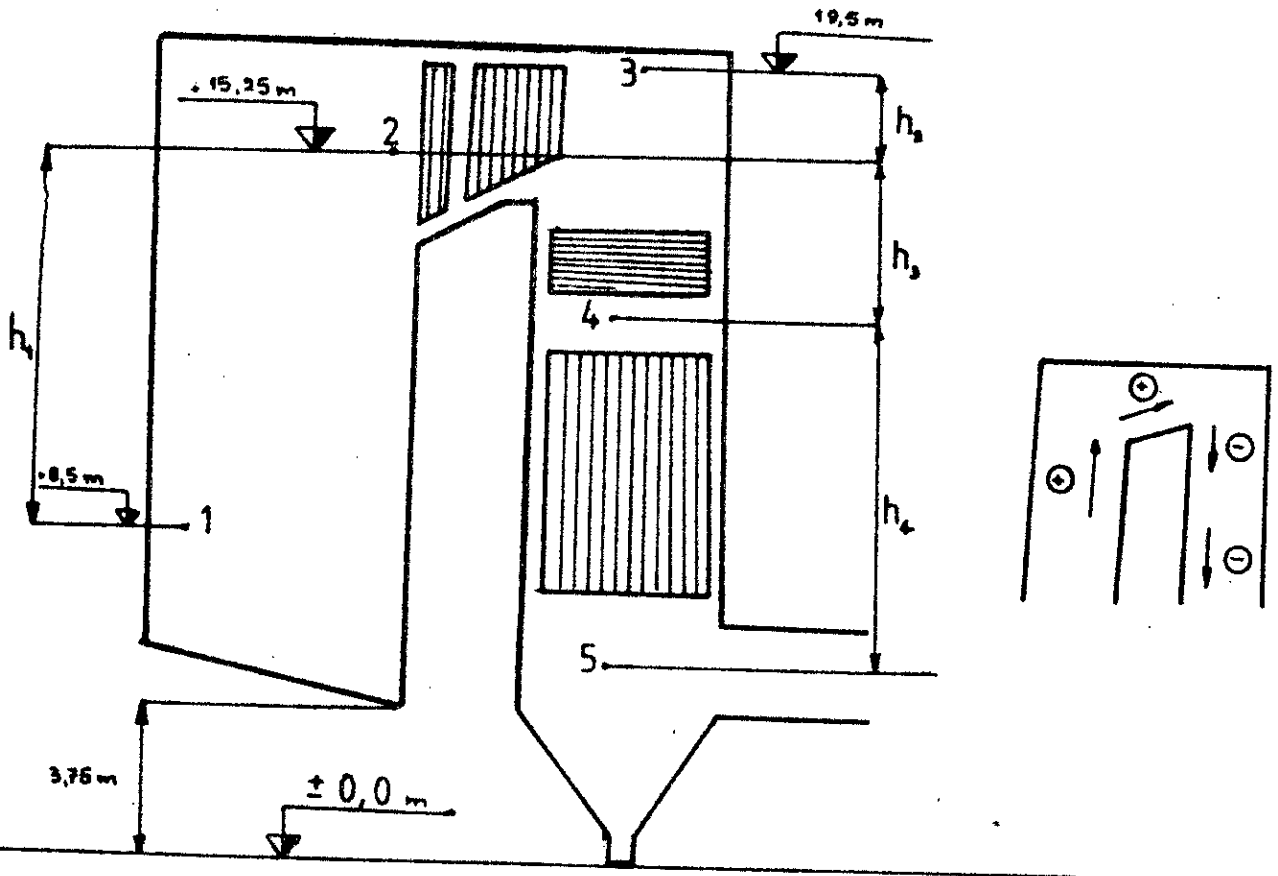
$$\frac{\Omega_{ra}}{\Omega_s} = \frac{4,675}{19} = 0,25 \quad \longrightarrow \quad \eta_{Bbix} = 0,62.$$

$$t = 160$$

$$N = 13 \text{ m/s}$$

$$h_{dyn} = 6,4 \text{ mm CE.} \quad \longrightarrow \quad h = 0,62 \cdot 6,4 = \underline{3,968 \text{ mm CE.}}$$

TIRAGE DANS LE GENERATEUR DE VAPEUR



Pour assurer la circulation des gaz dans le générateur de vapeur, il faut une certaine pression motrice. Celle-ci s'obtient grâce à la différence entre les poids par unité de surface de la colonne des gaz chauds se trouvant dans le générateur lui-même ou dans la cheminée, et de la colonne d'air extérieur de même hauteur. C'est ce qu'on appelle le tirage naturel.

Différence de niveau :-

$$h_1 = + 6,5 \text{ m}$$

$$h_2 = + 4,125 \text{ m}$$

$$h_3 = - 1,25 \text{ m}$$

$$h_4 = - 10,375 \text{ m}$$

Pression motrice:

$$\Delta h_m = h_1(\sigma_a - \sigma_1) + h_2(\sigma_a - \sigma_2) + h_3(\sigma_a - \sigma_3) + h_4(\sigma_a - \sigma_4).$$

* chambre de Combustion:

température moyenne dans la chambre de Combustion:

$$t_m = 0,85 \sqrt{T_0 \cdot T_{chc}} - 273$$

$$= 0,85 \sqrt{(2045 + 273) \cdot (1240 + 273)} - 273 = 1319 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Masse spécifique du gaz dans la chambre de Combustion:

$$\sigma_g = \frac{B \cdot (1 + d_m \cdot V_{00})}{3600 \cdot \Omega \cdot W}$$

Surface libre de passage des gaz: $\Omega = 5 \times 6 = 30 \text{ m}^2$

Volume des gaz: $V_g^{d=11} = 11,9753 \text{ m}^3/\text{m}^2$

Débit de gaz: $G_g = \frac{8674 \cdot 11,9753 (273 + 1319)}{3600 \times 273} = 168,3 \text{ m}^3/\text{s}$

Vitesse d'écoulement des gaz:

$$W_g = \frac{G_g}{\Omega} = \frac{168,3}{30} = 5,61 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

d'où:

$$\sigma_g = \frac{8674 (1 + 1,10 \times 10,015)}{3600 \times 30 \times 5,61} = 0,172 \text{ kg/m}^3$$

Pression motrice dans la chambre de Combustion:

$$\Delta h_{chc} = h_1(\sigma_a - \sigma_g) = 6,5(1,2 - 0,172) = \boxed{+ 6,68 \text{ mm CE}}$$

* Partie du Générateur comprise entre la sortie de la chambre de Combustion et le carneau situé après le Surchauffeur:

$$t_m = \frac{t_{chc} + t_{s7}}{2} = \frac{1240 + 700}{2} = 970 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Omega = \frac{\Omega_1 + \Omega_2}{2} = \frac{27 + 26,5}{2} = 26,25 \text{ m}^2$$

Masse spécifique des gaz dans cette partie:

$$\sigma_g = \frac{8674 (1 + 1,15 \times 10,015)}{3600 \cdot 5 \cdot 26,5} = 0,23 \text{ kg/m}^3$$

Pression motrice dans cette partie:

$$\Delta h_1 = h_2 (\sigma_a - \sigma_g) = 4,125 (1,2 - 0,23) = \boxed{+4,0 \text{ mm CE}}$$

Partie située entre le carneau après le surchauffeur et le carneau situé après l'économiseur:-

$$t_m = \frac{700 + 350}{2} = 525^\circ\text{C}$$

Surface de la section libre de passage des gaz:- 19 m^2

$$\text{Volume des gaz: } V_g = \frac{a=1,18}{3600} = 12,7894 \text{ m}^3/\text{m}^2$$

$$\text{Débit de gaz: } G_g = \frac{8674 (273 + 525) \cdot 12,7894}{3600 \times 273} = 90,08 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Vitesse des gaz au point 4: } W_g = \frac{G_g}{19} = 4,74 \text{ m/s}$$

$$\text{Masse spécifique des gaz: } \sigma_g = \frac{8674 (1 + 1,18 \times 10,015)}{3600 \times 19 \times 4,74} = 0,343 \text{ kg/m}^3$$

Pression motrice entre les points 3 et 4:-

$$\Delta h_2 = h_3 (\sigma_a - \sigma_g) = -1,25 (1,2 - 0,343) = \boxed{-1,07 \text{ mm CE}}$$

Partie du carneau située après le Réchauffeur d'air:-

$$t_m = \frac{160 + 350}{2} = 255^\circ\text{C}; \quad \Omega = 19 \text{ m}^2; \quad V_g = \frac{a=1,23}{3600} = 13,2983 \text{ m}^3/\text{m}^2$$

$$\text{débit de gaz: } G_g = \frac{8674 \times 13,2983 (273 + 255)}{3600 \times 273} = 61,97 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$W_g = \frac{61,97}{19} = 3,26 \text{ m/s}$$

$$\sigma_g = \frac{8674 (1 + 1,23 \times 10,015)}{3600 \times 19 \times 3,26} = 0,518 \text{ kg/m}^3$$

Pression motrice entre les points 4 et 5:

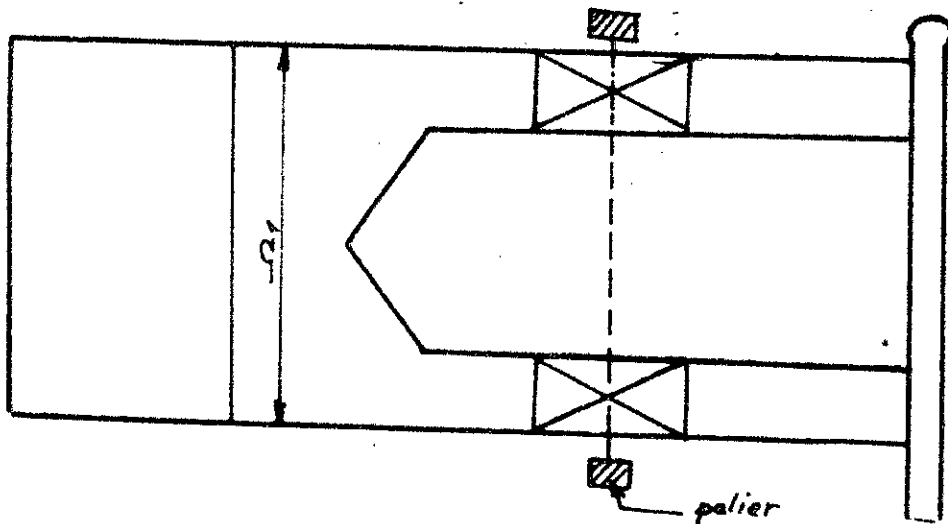
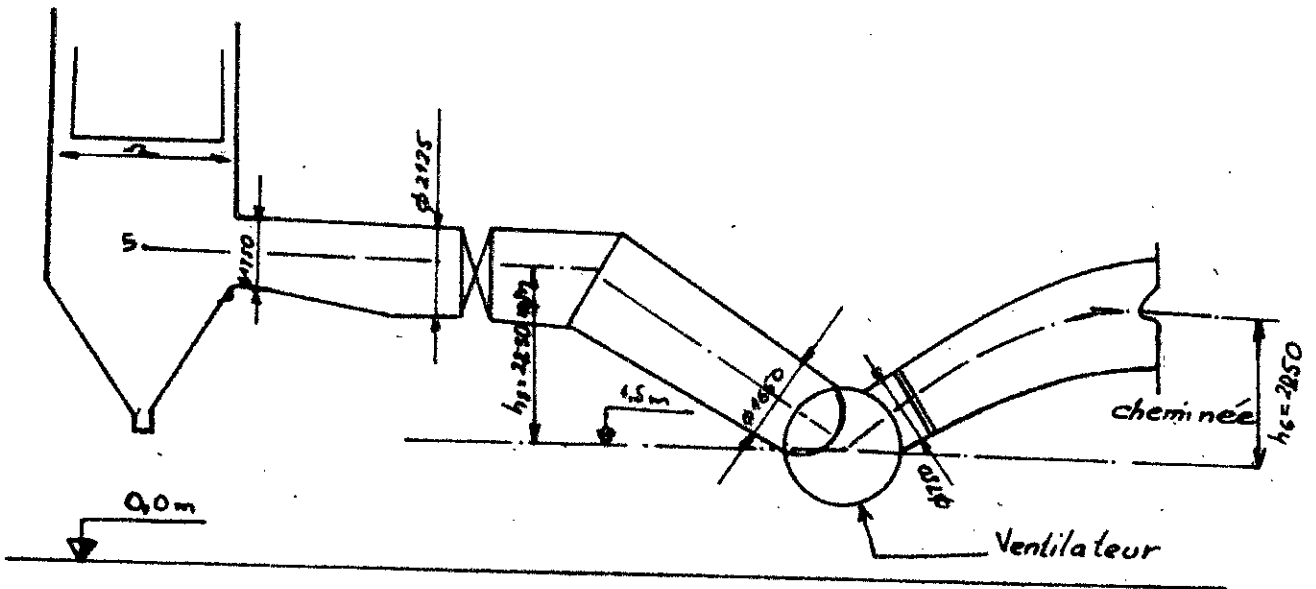
$$\Delta h_3 = h_4 (\sigma_a - \sigma_g) = -10,375 (1,2 - 0,518) = \boxed{-7,076 \text{ mm CE}}$$

Pression motrice totale du tirage naturel dans le G.V.:-

$$\Delta h_{asp} = \Delta h_{chc} + \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3$$

$$= +6,68 + 4,0 - 1,07 - 7,076 = \boxed{+2,534 \text{ mm CE}}$$

Partie du Carneau située entre le Réchauffeur de l'air et le Ventilateur:



Le tirage naturel a été suffisant :

Section libre de passage des gaz : $\Omega = 5 \times 2,0 = 10 \text{ m}^2$

Vitesse d'écoulement des gaz : $W_g = \frac{8674 \times 13,2983 (160 + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot 19} = 2,68 \text{ m/s}$

Pertes de charge par changement de direction

$$\Delta h_1 = \eta_1 \cdot \frac{W_g^2 \cdot D_g}{2g} = 1,25 \cdot \frac{(2,68)^2 \cdot 0,518}{2 \times 9,81} = 0,237 \text{ mm CE}$$

avec : $\eta_1 = \eta_0 \cdot B = 1,25 \times 1 = 1,25$

$$\eta_0 = 1,25$$

$$B = 1,0$$

(Coude à 90°)

Section de chaque partie du Carneau (2 parties qui entraînent automatiquement deux retrécissements brusques).

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (1,75)^2}{4} = 2,4 \text{ m}^2$$

Degré de retrécissement pour chaque partie :

$$\frac{F}{\Omega_1} = \frac{2,4}{1,75 \times 5} = 0,274 \rightarrow \eta_1 = 0,59 \text{ (coeff. de perte de charge)}$$

Toujours dans cette partie on a un élargissement :

$$\left(\frac{F}{\Omega}\right)^2 = \frac{\pi d^2}{4} = \left(\frac{\pi (2,125)^2 / 4}{2,4}\right)^2 = 0,676 \rightarrow \eta_2 = 0,12$$

deuxième retrécissement

$$\frac{F}{\Omega} = \frac{2,14}{3,55} = 0,6 \rightarrow \eta_3 = 0,1$$

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 + \eta_3 = 0,59 + 0,1 + 0,1 = 0,79$$

Vitesse des gaz : $W_g = \frac{8674 \times 13,2983 (160 + 273)}{3600 \cdot 273 \times 2,14} = 23,75 \text{ m/s}$

$$\rho_g = 0,518 \text{ kg/cm}^3 \quad (\alpha = 1,23)$$

$$\Delta h_2 = \eta \cdot W_g^2 \cdot \frac{\rho_g}{2g} = 0,79 \cdot \frac{(23,75)^2 \cdot 0,518}{2 \times 9,81} = 11,76 \text{ mm CE}$$

Pertes totales : $\Delta h = 0,237 + 11,76 = 12 \text{ mm CE}$

CARNEAU APRÈS LE VENTILATEUR :-

Pertes par retrécissement brusque

$$\frac{F}{\Omega} = \frac{0,44}{2,14} = 0,2 \rightarrow \eta_1 = 0,64$$

Pertes par changement de direction (coude avec $\alpha = 145^\circ$) ; $\eta_2 = 1,5$

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 = 0,64 + 1,5 = 2,14$$

$$W_g = 23,75 \text{ m/s}$$

$$\rho_g = 0,518 \text{ kg/m}^3$$

Pertes de charge totale :

$$\Delta h_2 = 2,14 \cdot \frac{(23,75)^2 \cdot 0,518}{2 \times 9,81} = 31,87 \text{ mm CE}$$

TIRAGE

Avant le ventilateur $h_5 = -2,25 \text{ m.}$

Pression motrice : $\Delta h_4 = -2,25 (1,2 - 0,518) = -1,53 \text{ mm CE}$

Après le Ventilateur : $h_6 = -2,25 \text{ mm.}$

Pression motrice : $\Delta h_5 = -1,53 \text{ mm CE}$

Pertes dans le Ventilateur, On prendra $\Delta h_6 = 10 \text{ mm CE.}$

Pertes de charge entre le Réchauffeur et la cheminée.

$$\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 + \Delta h_4 + \Delta h_5 + \Delta h_6 = \underline{56,93 \text{ mm CE}}$$

PERTES DE CHARGE DANS LA CHEMINÉE :-

a) Tirage dans la cheminée :-

$$\text{Débit de gaz dans la cheminée : } G_g = \frac{8674 \times 13,2983 (160 + 273)}{273} = 182.953 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Température moyenne dans la cheminée

$$\begin{cases} t = 160^\circ\text{C} \\ H = 30 \text{ m (hauteur de la cheminée)} \end{cases}$$

Pression motrice : On considère une hauteur au dessus du niveau

de la mer = 600 m soit $\beta = 707 \text{ mm Hg.}$ d'où :

$$\Delta h_f = 30 (1,2 - 0,518) \frac{707}{760} = 19,03 \text{ mm CE.}$$

section de sortie de la cheminée : $d = 2,5 \text{ m.} \rightarrow \Omega = 4,9 \text{ m}^2.$

$$W_g = \frac{182.953,5}{4,9 \cdot 3600} = 10,37 \text{ m/s.}$$

$$\text{Pertes : } \Delta h = W_g^2 \frac{\delta_g}{2g} = \frac{(10,37)^2 \cdot 0,518}{2 \cdot 9,81} = 2,84 \text{ mm CE.}$$

$$\text{Pertes par frottement : } \Delta h_f = d \cdot \frac{4 \cdot W_g^2 \cdot \delta_g}{d \cdot 2g} = 1,2 \text{ mm CE}$$

$$\text{avec } \lambda = \frac{0,047}{\sqrt{d}} = 0,035.$$

Pertes totales dans la Cheminée :

$$\Delta h_f = 2,84 + 1,20 = 4,04 \text{ mm CE.}$$

$$\text{Tirage total :- } \Delta h_f = 19,03 - 4,04 = 15,0 \text{ mm CE}$$

1. Pertes de charge

	Pertes	mm C.E.
1. Faisceau	3,09	"
2. Carneau entre le faisceau et le surchauffeur 1 ^o partie	6,245	"
3. Surchauffeur 1 ^o partie	8,165	"
4. Carneau entre le Surchauffeur 1 ^o partie et surchauffeur 2 ^o partie	0,64	"
5. Surchauffeur 2 ^o partie	12,545	"
6. Carneau entre surchauffeur 2 ^o partie et Economiseur.	0,714	"
7. Economiseur	18,92	"
8. Carneau entre Economiseur et Réchauffeur d'air	0,527	"
9. Réchauffeur d'air	34,12	"
10. Carneau entre Le Réchauffeur d'air et la cheminée	56,93	"
	144,70	"

2. Tirage

1. Dans la chaudière : + 2,534 mm CE
 2. Dans la cheminée : - 15,0 mm CE
-
- total : 17,534 mm CE

CHOIX DU VENTILATEUR

$$t_g = 160^\circ\text{C}$$

$$b = 407 \text{ mm Hg}$$

$$H = 30 \text{ m.}$$

$$\gamma_g = \frac{B(1 + \alpha \cdot V_{a0})}{3600 \cdot \rho \cdot W_g} = \frac{8674(1 + 1,23 \times 10,015)}{3600 \times 2,14 \times 23,75} = 0,63 \text{ Kg/m}^3$$

débit de gaz dans la cheminée :-

$$V_g = 182.953,5 \cdot \frac{760}{707} = 196.670 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Pertes de charge en faisant la correction de pression

$$\Delta h = (141,7 - 17,534) \cdot \frac{760}{1,29} \cdot \frac{760}{707} = 65,2 \text{ mm CE}$$

Débit du Ventilateur :-

$$\Delta h_v = 1,2 \cdot \Delta h_c = 1,2 \times 65,2 = 78,24 \text{ mm CE.}$$

On choisira donc deux ventilateurs de type :

Type 0,7 - 37 Série D-20 de

$$\left\{ \begin{array}{l} 100.000 \text{ m}^3/\text{h} \\ 80 \text{ mm CE} \end{array} \right.$$

CONCLUSION GENERALE

Les théories de calcul des Générateurs de vapeur diffèrent d'un constructeur à un autre.

Cependant la méthode utilisée dans cette étude est surtout un procédé de calcul constructif, fondé essentiellement sur l'expérience acquise dans ce domaine par les constructeurs.

Les résultats obtenus, correspondent au type de Générateur de vapeur que j'ai eu à étudier.

Dans cette étude, j'ai beaucoup utilisé des abaques spéciales afin que les calculs soient moins fastidieux vu le temps limité, quoique l'emploi des abaques ne donne pas une très grande précision de calcul pour les raisons suivantes :-

- les courbes sont le résultat d'une approximation moyenne des points.

- la lecture même de l'abaque est sujette à une précision peu grande.

Les Constructeurs, pour avoir la précision désirée, utilisent les ordinateurs où tout est programmé.

Mais l'étude des Générateurs de Vapeur reste un domaine d'investigation très riche.

Actuellement, surtout dans les grandes centrales thermiques, on se penche du côté de l'optimisation du rendement de chaque élément.

Pour le réchauffeur d'air par exemple, on essaie de diminuer

autant que possible la température des gaz de Combustion, pour récupérer le maximum d'énergie.

La nature du combustible joue un rôle important dans le coût de la marche d'un Générateur, car parallèlement à toute réalisation industrielle il y a évidemment une étude économique liée étroitement à la notion de rendement.

Le GAZ NATUREL présente l'avantage d'être moins coûteux. Il permet aussi une faible pollution de l'atmosphère. Son transport est facile avec le développement de la liquéfaction.

Beaucoup de pays l'utilise comme combustible pour ces avantages. De plus, son pouvoir calorifique est élevé.

— il ne nécessite pas d'installation de stockage et de Réchauffage

Les installations compliquées du broyage, du séchage et de l'alimentation nécessaires pour un combustible sont supprimés

— les pompes, les grandes citernes des combustibles liquides ne sont plus nécessaires.

— le gaz naturel Algérien a une très faible teneur en soufre ce qui évite la corrosion du réchauffeur d'air.

Si le gaz naturel est un combustible noble, il sert aussi à la fabrication de toute une gamme de polymères et de produits pharmaceutiques.

