

UNIVERSITE D'ALGER

9/79

Ecole Nationale Polytechnique

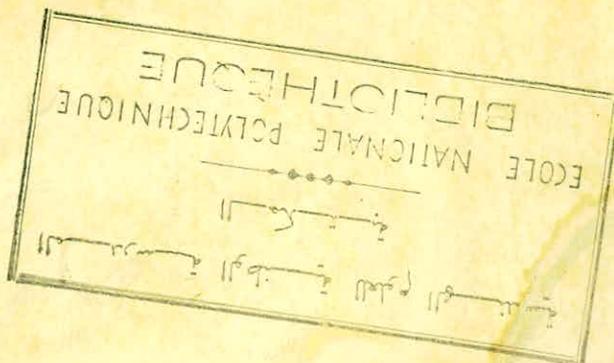
Département de Mécanique

10x



Recuperation de la Chaleur
des Gaz d'Echappement

3 PLANCHES



Sujet proposé par : SONELGAZ

Promoteur : M^r DIMITROV

Etudié par : M^r LADIJEL M.

et M^r Abdelkader EL-MEKKI E.

Promotion : Juin 1979

EGLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
الوزارة الوطنية للتعليم العالي والبحث العلمي
الجامعة الوطنية للعلوم والتقنية

* A la mémoire de mon père.

LADJEL M.

* A mes parents

Abdelkader EL-MEEKI E.

17} E M E R C I E M E N T S

- Nos plus grands remerciements s'adressent sincèrement à Mr. DIMITROV (notre promoteur) pour son aide et ses directives qu'il n'a jamais ménagées pour nous faciliter le travail.

- Que Mr. PIEROZAK trouve ici, l'assurance de notre reconnaissance la plus vive.

- Nous prions Mr. KICHOU D. (Ingénieur à SONELGAZ) qui est à l'origine de notre projet d'accpeter notre profonde gratitude pour son aide, ses conseils et sa grande compréhension.

- Nous tenons à exprimer notre reconnaissance également à Mr. ABCHICHE (Adjoint Chef de la Centrale de BAB - EZZOUAR) et à tous les techniciens de la Centrale.

- Nous dédions ce travail à tous nos amis et à tous nos camarades mécaniciens de l'Ecole.

|

TABLE DES MATIERES

	<u>Pages</u>
<u>CHAPITRE_I</u>	
Présentation des installations de Turbine à Gaz (T.A.G type 9).....	1
<u>CHAPITRE_II</u>	
Exploitation des données de la Centrale Electrique	13
<u>CHAPITRE_III</u>	
Paramètres de dimensionnement	36
<u>CHAPITRE_IV</u>	
Dimensionnement de la chaudière	64
<u>CHAPITRE_V</u>	
A - Pertes de charge	92
B - Rendement de l'installation	99
C - Conclusion	101

ooooOoooo

CHAPITRE I

PRESENTATION DES INSTALLATIONS DE TURBINES A GAZ

(T . A . G . Type 9)

I - HISTORIQUE DES INSTALLATIONS MOTRICES :

I. 1 - Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement d'une turbine à gaz est comparable à celui d'une turbine à vapeur. Dans ce dernier cas, la chaleur dégagée par une réaction (chimique ou nucléaire) est utilisée pour la production de vapeur d'eau qui fournit du travail par sa détente. La vapeur sortant de la turbine, après détente, se condense et cède sa chaleur latente généralement à l'eau de circulation ou à un appareil de chauffage.

Au contraire dans la turbine à gaz, le travail est fourni par la détente d'un fluide incondensable au cours de toutes les transformations qui forment le cycle thermodynamique de la turbine à gaz. Le mot gaz indique la nature même du fluide moteur et non celle du combustible utilisé.

Le principe de fonctionnement de la Turbine à Gaz consiste à soumettre un certain débit gazeux successivement à une compression et à une détente, ces deux opérations étant séparées par un chauffage au moyen de la chaleur fournie par un combustible. Pour que le rendement d'une telle installation soit positif, il faut que le travail de détente soit supérieur au travail de compression. En réalité, le progrès technique a sélectionné deux méthodes pour élever le rendement qui peuvent être employés indépendamment l'une de l'autre ou simultanément.

.../...

Le premier résultat consiste à fournir au gaz comprimé une grande quantité de chaleur de manière à obtenir une haute température à l'entrée de la turbine et par conséquent produire dans celle-ci une chute d'enthalpie importante.

Le second résultat est caractérisé par une compression et une détente dont les rendements sont élevés, ce qui conduit à une réduction entre le travail théorique et le travail réel.

I. 2 - Les circuits :

Le fonctionnement d'une turbine à gaz est caractérisé non seulement par le cycle thermodynamique décrit par le fluide gazeux, mais aussi par la nature du circuit parcouru par celui-ci.

Dans la grande majorité des cas, l'aspiration du compresseur est directement reliée à l'atmosphère, de même que l'échappement de la turbine est relié à l'atmosphère, soit directement, soit par l'intermédiaire d'un récupérateur de chaleur.

Une telle installation est dite à circuit ouvert, comme c'est le cas dont il est question dans notre sujet.

Il existe aussi d'autres installations, à circuit fermé où c'est la même masse gazeuse qui est utilisée indéfiniment pour la production du travail. Cette masse ne communique en aucun cas avec l'atmosphère (combustibles solides : charbon).

II - LA TURBINE A GAZ TYPE 9 :

II. 1 - But du travail :

La Société BROWN - BOVERI a construit la turbine à gaz type 9 qui fonctionne selon le principe du cycle ouvert, sans rechauffage ni récupération de calories. Les adaptations étant aisées en

.../...

raison de l'échappement axial des gaz chauds, on pourra facilement installer une chaudière de récupération dont le but d'améliorer le rendement de l'installation. C'est ainsi qu'on procédera ultérieurement à une récupération de la chaleur des gaz d'échappement destinée à produire de la vapeur d'eau pour faire fonctionner une turbine à vapeur.

II. 2 - Conception du type 9 :

La machine de ce type est caractérisée par :

- Auberge mobile exposée aux hautes températures, en acier spécial ayant subi un traitement au chrome, qui entraîne une augmentation de la durée de vie et une grande fiabilité,
- Un seul arbre turbine à gaz - compresseur,
- Rotor turbine à gaz refroidi,
- Chambre de combustion unique,
- Brûleur unique,
- Adaptation au service de base et au service de pointe,
- Démarrage avec le même combustible liquide de base dans la plupart des cas.

III - PARAMETRES SUR LE CIRCUIT :

III. 1 - Caractéristiques constructives :

. Puissances :

Charges de base ⁽¹⁾ (P) (MW)	:	30,6
Rendement ⁽²⁾ therm (%)	:	27,1
Puissance maximale P ₁ (MW)	:	33,4
Rendement ⁽²⁾ therm (%)	:	27,4
puissance spécifique ⁽¹⁾		

Charge de base $\frac{P}{M_A}$:	$\frac{\text{kw}}{\text{kg/s}}$ 201,1
--------------------------------	---	---------------------------------------

.../...

. Caractéristiques d'exploitation :

Vitesse de rotation n (tr/mn) : 4482
Vitesse alternateur (tr/mn) : 3000
Rapport de pression : 8,6

. Gaz d'échappement :

- Débit en masse (3) mA kg/s : 152
Chaleur d'échappement (3)
utile à une température d'entrée
de cheminée de 140° C (MW_A) 62,9
- Température de gaz d'échappement 520°C à la puissance
de base.

. Caractéristiques de construction :

- Nombre d'étages du compresseur : 15
- Nombre d'étages de la turbine : 4

(1) Puissance à l'accouplement dans les conditions des normes ISO
(15°C, 1,013 Bar)

(2) Base sur l'emploi du fuel léger avec 1 PCI = 42,7 MJ/kg

(3) Pour une turbine à gaz installée.

(Perte de charge d'entrée 5 mbar, perte de charge des gaz d'échappement 25 mbar).

III. 2 - Conditions ambiantes de base :

- Température ambiante : 15°C
- Pression atmosphérique : 1,013 bar
- Humidité relative : 60%

.../...

III. 3 - Caractéristiques principales du système d'aspiration

- Débit d'aspiration d'air : 439 200 m³/h (122m³/s)
- Surface totale de filtration : 75 m²
- Pertes de charge
 - initiales 10 mm CE
 - finales recommandées 25 mm CE
- Efficacité 83,3 %

III. 4 - Chambre de combustion :

- Nombre de chambres de combustion 1
- Nombre de brûleurs 1
- Température de la flamme (valeur moyenne) 1800°C
- Température de l'enveloppe ~~moyenne~~ (valeur moyenne) 400°C
- Température des briques métalliques constituant le revêtement du tube à flamme (valeur moy) 850°C
- pertes de charge 2 % environ

III. 5 - Sortie du compresseur :

La température de l'air au refoulement du compresseur est de 290°C environ. Le compresseur aspire de l'air à travers le caisson d'aspiration et le comprime à 8,4 bars.

III. 6 - Turbine à gaz :

Les gaz chauds quittent le dernier étage de la turbine avec une pression de 1 bar et une température de 540°C. L'énergie disponible sur l'accouplement de l'alternateur est égale à 1/3 de l'énergie totale développée par la turbine:

.../...

IV - CALCUL THERMODYNAMIQUE PRELIMINAIRE :

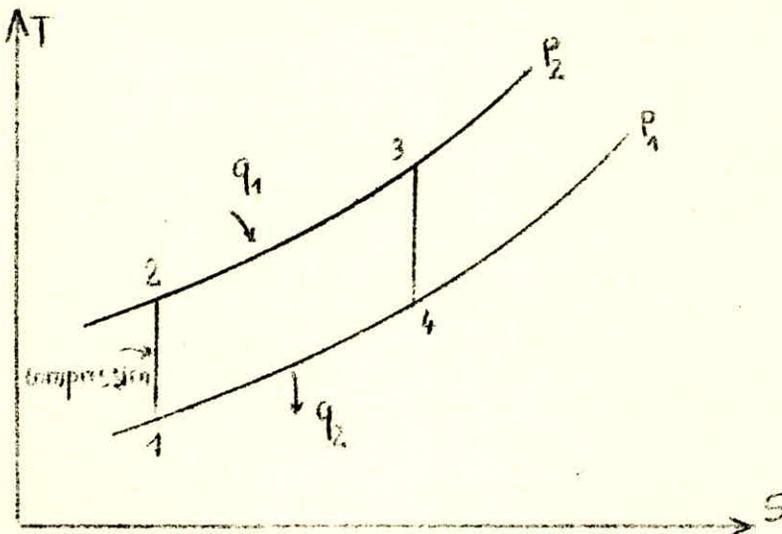
Pour évaluer l'efficacité d'une installation thermique motrice, il est nécessaire de répondre aux questions suivantes :

a) Quel est le rendement du cycle réversible de cette installation ? de quels facteurs depend-il, et que faut-il faire pour l'améliorer ?

b) Quelle ^{est la} valeur de pertes irréversibles dans le cycle réel de l'installation et, partant, quelle partie du cycle faut-il perfectionner en vue de réduire le degré d'irréversibilité du cycle ?

En conclusion, à ce que nous venons de dire, pour analyser les cycles des installations motrices, nous procédons d'une manière générale en 2 étapes :

IV. 1 - Etude du cycle réversible - Rendement thermique (η_{th})



1. 2 : Compression adiabatique

2. 3 : Combustion à pression constante

3. 4 : Détente adiabatique

4. 1 : Echappement

q_1 = Quantité de chaleur fournie au fluide moteur au cours de la transformation 2. 3.

$q_2 = C_p (T_3 - T_2)$

q_2 = Quantité de chaleur cédée à la source froide

$q_2 = C_p (T_4 - T_1)$

.../...

Rendement thermique : η_{th}

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)}$$

en divisant par $c_p T_1$:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow \frac{T_4}{T_2} \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

k : coefficient polytropique

$\beta = \frac{P_2}{P_1}$ Taux de compression

$$P_3 = P_2 ; P_4 = P_1 \Rightarrow \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \text{ou} \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - 1} \cdot \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$\boxed{\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}}$$

A.N : $\beta = 2,2$
 $k = 1,35$

$$\boxed{\eta_{th} = 42\%}$$

2ème étape :

IV. 2 - Etude du cycle irréversible : rendement interne du cycle (η_i)

IV. 2. 1 - Pertes en cours de compression et de détente

Travail de compression :
$$W_c = C_p T_1 \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c}$$

Avec
$$\eta_c = \frac{C_p (T_2 - T_1)}{C_p (T_2' - T_1)}$$
 Rendement adiabatique de compression

Travail de détente :
$$W_t = C_p T_3 \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \eta_t$$

Avec
$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4'}{T_3 - T_4}$$
 Rendement adiabatique de la turbine

Travail utile :

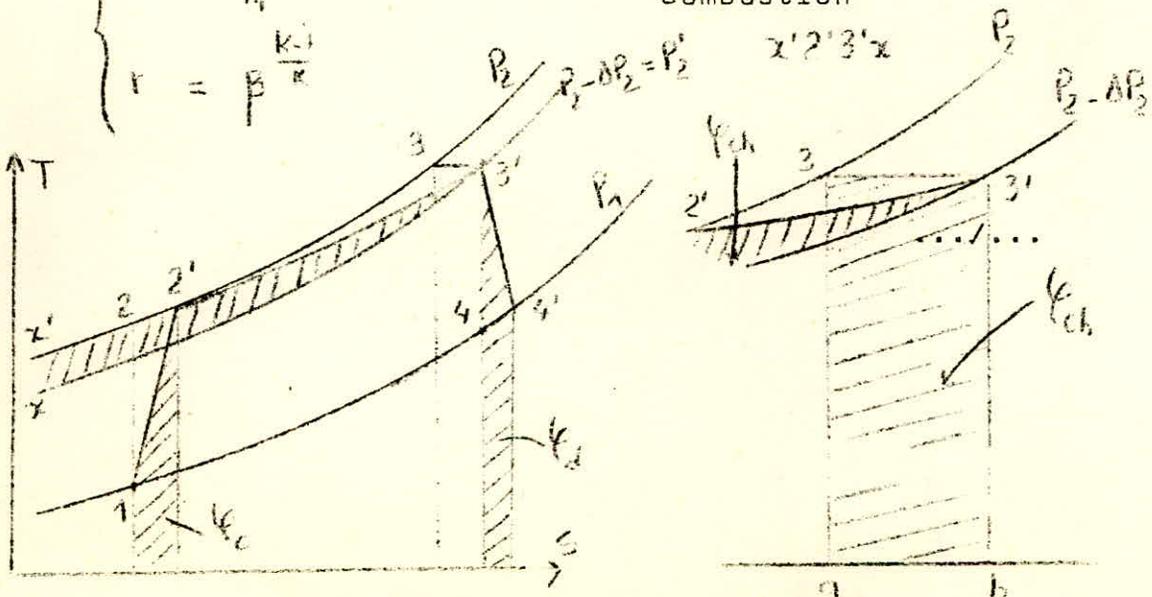
Avec

E_{pc} : Pertes en cours de compression

E_{pd} : Pertes en cours de détente

E_{pch} : Pertes de la chambre de Combustion

$$\left\{ \begin{aligned} r &= \frac{T_3}{T_1} \\ r &= \beta^{\frac{k-1}{k}} \end{aligned} \right.$$



Travail spécifique (pour 1kg) : $W_{us} = \frac{r-1}{r} \left(\gamma \eta_t - \frac{r}{\eta_c} \right)$

Chaleur d'échappement : $q'1 = C_p (T_3 - T'2)$

$$\eta_c = \frac{T_2 - T_1}{T_2' - T_1} \Rightarrow T_2' = \frac{T_2 - T_1}{\eta_c} + T_1 = T_1 \left(1 + \frac{r-1}{\eta_c} \right)$$

$$q'1 = C_p T_1 \left(\gamma - 1 - \frac{r-1}{\eta_c} \right)$$

Rendement adiabatique du cycle :

$$\eta_{ad}^{cycle} = \frac{W_u}{q'1} = \frac{r-1}{r} \frac{\left(\gamma \eta_t - \frac{r}{\eta_c} \right)}{\left(\gamma - 1 - \frac{r-1}{\eta_c} \right)}$$

IV. 2. 2 - Pertes de charges en cours de combustion :

Elle se traduit par une chute de pression Δp donc d'une diminution d'énergie correspondante à l'accroissement d'entropie (aire a 33'b égale à x'33'x).

3' se trouvant sur l'isobare $P'2 = P_2 - \Delta p_2$ et sur l'isotherme T_3 est l'origine de la détente dans la turbine.

Pour tenir compte des pertes de charges dans la chambre de combustion et les conduits extérieurs aux machines, posons :

$$P_2 - \Delta P_2 = P_2' \quad \text{et} \quad \left(\frac{P_2'}{P_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = r' = \frac{T_3}{T_4}$$

Le travail de compression reste le même :

$$W_c = C_p T_1 \frac{r-1}{\eta_c} \quad \left(\gamma = \frac{T_3}{T_1} \right)$$

Le travail de détente devient :

$$\begin{aligned} W_t &= C_p (T_3 - T_4') = C_p (T_3 - T_4) \eta_t \\ &= C_p T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \eta_t = C_p \gamma T_1 \left(1 - \frac{1}{r'} \right) \eta_t \end{aligned}$$

$$W_t = C_p T_1 \gamma \frac{r'-1}{r'} \cdot \eta_t$$

.../...

Expression de travail utile ducycle

$$W_u = W_t - W_c = C_p T_1 \left(\gamma \cdot \frac{r'-1}{r'} \cdot \eta_t - \frac{r-1}{\gamma_c} \right)$$

$$W_u = C_p T_1 \frac{r-1}{r} \left[\gamma \frac{(r'-1)/r'}{(r-1)/r} \eta_t - \frac{r}{\gamma_c} \right]$$

La quantité de chaleur fournie au fluide moteur est :

$$Q_1 = C_p (T_3 - T_2') = C_p T_1 \left(\gamma - 1 - \frac{r-1}{\gamma_c} \right)$$

Le rendement du cycle est donc :

$$\eta_{\text{ad}}^{\text{cycle}} = \frac{r-1}{r} \cdot \frac{\gamma \frac{r'-1}{r'} \frac{r}{r-1} \eta_t - \frac{r}{\gamma_c}}{\gamma - 1 - \frac{r-1}{\gamma_c}}$$

En rapprochant les valeurs ai-si trouvées pour W_u et η des expressions donnant ces mêmes grandeurs dans le cas de l'installation affectée uniquement des pertes au cours de compression et de détente, on constate que l'influence des pertes de charges dans les circuits extérieurs aux machines équivaut à une baisse de rendement de la turbine dont on peut tenir compte en affectant à la turbine un rendement fictif :

$$\eta_t' = k \eta_t \quad \text{avec} \quad k = \frac{(r'-1)/r'}{(r-1)/r}$$

Transcription de k :

$$\frac{P_2'}{P_1} = \frac{P_2 - \Delta P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \left(1 - \frac{\Delta P_2}{P_2} \right)$$

On élève à la puissance $\frac{k-1}{k}$ les 2 termes :

$$\left(\frac{P_2'}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left(1 - \frac{\Delta P_2}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$r' = r \left(1 - \frac{\Delta P_2}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{1}{r'} = \frac{1}{r} \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta P_2}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$k = \frac{1 - \frac{1}{r'}}{1 - \frac{1}{r}} = \frac{1 - \frac{1}{r} \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta P_2}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}}}{1 - \frac{1}{r}} \dots / \dots$$

$\frac{\Delta P_2}{P_2}$ est relativement faible $\approx 2\%$.

$$k = \frac{1 - \frac{1}{r \left(1 - \frac{k-1}{k} \frac{\Delta P_2}{P_2}\right)}}{(r-1)/r} = \frac{r - r \frac{k-1}{k} \frac{\Delta P_2}{P_2} - 1}{r \left(1 - \frac{k-1}{k} \frac{\Delta P_2}{P_2}\right)} \cdot \frac{r}{r-1}$$

$$k = \frac{r - 1 - r \frac{k-1}{k} \frac{\Delta P_2}{P_2}}{(r-1) \left(1 - \frac{k-1}{k} \frac{\Delta P_2}{P_2}\right)} = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k} \frac{\Delta P_2}{P_2}} \cdot \frac{r}{r-1} \cdot \frac{k-1}{k} \frac{\Delta P_2}{P_2} \left(1 - \frac{k-1}{k} \frac{\Delta P_2}{P_2}\right)$$

$$k = \frac{1}{1 - \frac{k-1}{k} \frac{\Delta P_2}{P_2}} \left[1 - \frac{r}{r-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\Delta P_2}{P_2} \right] = 1 - \frac{r}{r-1} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\Delta P_2}{P_2}$$

Application numérique :

$$k = 1,35$$

$$r = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (2,2)^{\frac{0,35}{1,35}} = 1,725$$

$$\frac{\Delta P_2}{P_2} = 2\%$$

$$k = 1 - \frac{1,725}{0,725} \cdot \frac{0,35}{1,35} \cdot 0,02 = 0,987$$

$$\tau = \frac{T_3}{T_1} = \frac{850 + 273}{15 + 273} = 3,899$$

$$\eta_t = 0,875$$

$$\eta_c = 0,875$$

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{r-1}{r} \cdot \frac{\left(\tau \eta_t - \frac{r}{\eta_c}\right)}{\left(\tau - 1 - \frac{r-1}{\eta_c}\right)} = \frac{0,725}{1,725} \cdot \frac{\left(3,899 \cdot 0,875 - \frac{1,725}{0,875}\right)}{\left(3,899 - 1 - \frac{0,725}{0,875}\right)}$$

$\eta_{\text{cycle}} = 29\%$

.../...

IV. 2. 3 - Rendement efficace de l'installation :

Le rendement efficace d'une installation est donné par la relation :

$$\eta_{\text{eff}}^{\text{inst}} = \eta_{\text{th}} \cdot \eta_{\text{relat.}}^{\text{cycle}} \cdot \left(\prod_{j=1}^n \eta_{\text{m}}(j) \right)$$

$\eta_{\text{m}}(j)$ Rendement mécanique de la machine j,
(compresseur, alternateur etc...)

$$\eta_{\text{ad}}^{\text{cycle}} = \eta_{\text{th}} \cdot \eta_{\text{rel}}^{\text{cycle}} = 29 \%$$

Compresseur
Turbine
Alternateur
Réducteur

} on prend : $\eta_{\text{m}} = 0,98$

$$\eta_{\text{eff}}^{\text{inst}} = 0,29 \cdot (0,98)^4 \approx 27 \%$$

C H A P I T R E II

EXPLOITATION DES DONNEES DE LA CENTRALE ELECTRIQUE

BAB - EZZOUAR

I - Rendement de l'installation :

A la centrale electrique de BAB EZZOUAR, nous avons pu obtenir des relevés pratiques horaires pour différentes journées de deux mois différents (février, mars). Les tableaux a : 1, 2, 3, 4 b : 1, 2, 3, 4 nous ont donc aidé à évaluer le rendement de l'installation de la turbine à gaz type 9 / I. Ce rendement est calculé comme étant le rapport de l'énergie bornes alternateur (BA) au produit du PCI par la consommation en gaz qui est elle-même fonction du B A et du nombre d'heures de fonctionnement de la machine.

La formule qui donne ce rendement est :

η = BA / (Cg * PCI) (1)

B A : Energie bornes alternateur (MWH)

Cg : Consommation Gaz (M3)

Cg = ((2,46 BA + 36 Hm) 10^3) / 9,36 (2)

Hm : nombre d'heures de marche

Remarque : . Pour le gaz naturel

PCS = 9,36 th/m^3 = 9,36 . 10^3 Kcal/m^3

.../...

Mois de Février (MF)

	0 ^h	2 ^h	4 ^h	6 ^h	8 ^h	10 ^h	12 ^h	14 ^h	16 ^h	18 ^h	20 ^h	22 ^h	24 ^h
BA (MWH)	30	30	30	43,63	56,29	46,10	38,84	40,8	40,8	47,33	54,39	37,46	
$C_g \cdot 10^3 (m^3)$	15,577	15,577	15,577	19,159	22,486	19,808	17,900	18,415	18,415	20,131	21,987	17,537	Journée du 22/02/79
$\eta \%$	20,07	20,07	20,07	23,73	26,09	24,26	22,62	23,09	23,09	24,5	25,78	22,26	

BA (MWH)	20	20	20	20	35	37	25,15	33,25	46,4	54,46	48,16	30	
$C_g \cdot 10^3 (m^3)$	12,948	12,948	12,948	12,948	16,891	17,416	14,302	16,431	19,887	22,005	20,349	15,577	Journée du 23/02/79
$\eta \%$	16,10	16,10	16,10	16,10	21,60	22,14	18,33	21,09	24,32	25,79	24,67	20,07	

Mois de Février (MF)

	0 ^h	2 ^h	4 ^h	6 ^h	8 ^h	10 ^h	12 ^h	14 ^h	16 ^h	18 ^h	20 ^h	22 ^h	24 ^h
BA (MWH)	20	20	22,04	42,71	59,95	59,01	58,52	56,45	56,52	56,75	54,89	43	
$C_g \cdot 10^{-3} (m^3)$	12,948	12,948	13,484	18,917	23,448	23,201	23,072	22,528	22,546	22,607	22,118	18,993	Journée du 24/02/79
$\eta \%$	16,10	16,10	17,03	23,53	26,65	26,51	26,44	26,12	26,13	26,16	25,86	23,60	

BA (MWH)	30	30	30	43,16	56,62	56,12	55,82	56,95	57,25	57,25	57,73	/	
$C_g \cdot 10^{-3} (m^3)$	15,577	15,577	15,577	19,036	22,573	22,441	22,362	22,659	22,738	22,738	22,864	/	Journée du 26/02/79
$\eta \%$	20,07	20,07	20,07	23,63	26,14	26,06	26,02	26,20	26,24	26,24	26,32	/	

Mois de Mars (M.M)

	0 ^H	2 ^H	4 ^H	6 ^H	8 ^H	10 ^H	12 ^H	14 ^H	16 ^H	18 ^H	20 ^H	22 ^H	24 ^H
BA (MWH)	18	16	16	24	36,1	36,1	37,2	45,4	48,52	51,62	53,96	47,66	
$C_g \cdot 10^3 (m^3)$	12,423	11,897	11,897	14,000	17,180	17,180	17,469	19,624	20,444	21,259	21,877	20,218	Journée du 9/03/79
$\eta \%$	15,1	14,0	14,0	17,87	21,9	21,9	22,2	24,2	24,73	25,31	25,71	23,54	

BA (MWH)					55,66	48,08	41,76	44,08	44,08	47,56	53,16	41,78	
$C_g \cdot 10^3 (m^3)$					22,320	20,328	18,641	20,320	20,320	20,192	21,663	18,672	Journée du 10/03/79
$\eta \%$					26,00	24,65	23,35	22,61	22,61	24,55	25,58	23,32	

Mois de Mars (MM)

	0 ^h	2 ^h	4 ^h	6 ^h	8 ^h	10 ^h	12 ^h	14 ^h	16 ^h	18 ^h	20 ^h	22 ^h	24 ^h
BA (MWH)	30,6	31,30	33,12	35,16	40,60	43,35	45,62	44,39	39,07	45,72	50,38	44,30	
$C_g \cdot 10^3$ (m ³)	15,734	15,918	16,396	16,930	18,336	19,085	19,682	19,358	17,960	19,708	20,933	19,335	Journée du 11/03/79
η %	20,27	20,5	20,42	21,64	23,02	23,67	24,16	24,00	22,67	24,18	25,08	24,00	

BA (MWH)					55,37	52,25	48,16	47,45	47,58	49,5	51,28	51,62	
$C_g \cdot 10^3$ (m ³)					22,244	21,424	20,347	20,163	20,197	20,701	21,169	21,259	Journée du 13/03/79
η %					26,00	25,42	24,66	24,53	24,55	25,00	25,25	25,31	

. La formule (2) élaborée par le constructeur sous forme empirique, toujours utilisée à la centrale de BAB EZZOUAR donne une approximation assez valable pour évaluer la consommation en gaz au bout d'un nombre d'heures de fonctionnement du groupe.

. D'après les tableaux a : 1, 2, 3, 4. b : 1, 2, 3, 4 et les graphes

$P_{totale} = f(H)$ (H : nombre d'heures de marche), on constate que la consommation horaire n'est pas constante, ce qui impose une marche à différents régimes vue la demande relative en énergie pendant la journée.

C'est ainsi que nous avons supposé que durant un écart de deux heures le rendement est constant et sera calculé de cette manière, c'est à dire, toutes les deux heures.

Car calculer le rendement en 24 heures revient à supposer que la consommation journalière en combustible et en énergie bornes alternateur (BA) sont constantes.

L'hypothèse émise nous a donc permis de dresser les tableaux MF et MM respectivement mois de février, mois de mars.

II - Calculs relatifs aux tableaux MF et MM

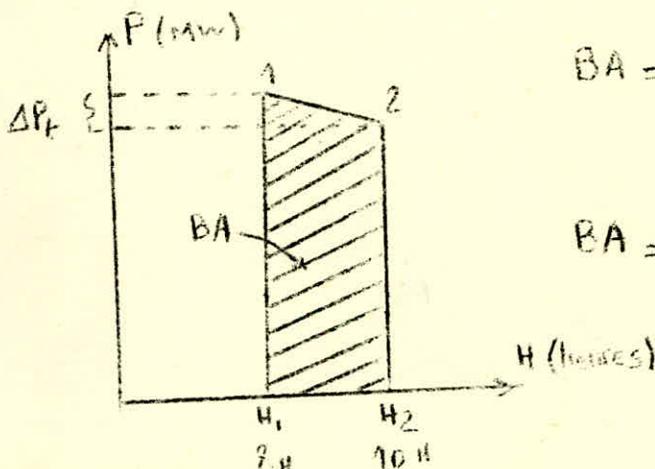
II. 1 - Détermination du BA

Exemple : journée du 22/02/79

En se référant au graphe a1 : $P_t = f(H)$, soit l'écart de température entre 8h et 10h.

BA = aire comprise entre la courbe $P_t = f(H)$ les verticales $H_1 = 8h$ et $H_2 = 10h$ et l'axe des heures.

ou :



$$BA = \frac{\Delta P_t \times \Delta t}{2} + P_{t_2} \times \Delta t$$

$$\Delta t = H_2 - H_1 = 2$$

$$BA = \Delta t \left(\frac{\Delta P_t}{2} + P_{t_2} \right) \dots \dots [MW]$$

A.N : $BA = 2 \left[\frac{28,66 - 27,66}{2} + 27,66 \right] = 56,29 \text{ MW}$

Relevés à la centrale

	2 ^h	4 ^h	6 ^h	8 ^h	10 ^h	12 ^h	14 ^h	16 ^h	18 ^h	20 ^h	22 ^h	24 ^h
P Refoulement Compresseur (bar)	6,6	6,6	6,5	7,2	7,2	6,7	6,2	6,7	6,7	7	7,25	7
T ^{°C} Asp. Compresseur	7	7	7	9	11	13	13	14	13	13	10	8
T ^{°C} Admission Turbine	-	-	-	957	955	838	847	841	847	936	954	-
T ^{°C} Echappement- Turbine	403	400	395	550	550	440	470	470	470	530	545	355
P _A active (MVA)	15	15	15	28	27	18	20	20	20	26	27	10
P _R réactive (MVAR)	0	0	0	6	6	4	4	4	4	7	5	0
P _t totale (MW)	15	15	15	28,63	27,66	18,44	20,4	20,4	20,4	26,93	27,46	10

Journée du 22/02/79 (a₂)

	2 ^h	4 ^h	6 ^h	8 ^h	10 ^h	12 ^h	14 ^h	16 ^h	18 ^h	20 ^h	22 ^h	24 ^h
p Refoulement Compresseur (bar)	6,4	6,4	6,5	6,4	7	6,2	6,4	6,8	7	7,1	7	7
T_c° Asp-Comp	8	8	8	9	10	13	13	13	13	10	10	8
T_c° Admission- Turbine	—	—	—	—	925	—	—	855	951	951	951	951
T_c° Echapp ^t - Turbine	360	360	355	360	525	385	400	475	545	545	415	385
P_A Active (MVA)	10	10	10	10	25	12	13	20	26	27	20	10
P_R Réactive (MVAR)	0	0	0	2	2	1	2	4	8	8	0	0
P_t totale (MW)	10	10	10	10,2	25	12	13,15	20,1	26,3	28,16	20	10

Journée du 23/02/79 (a₂)

	2 ^H	4 ^H	6 ^H	8 ^H	10 ^H	12 ^H	14 ^H	16 ^H	18 ^H	20 ^H	22 ^H	24 ^H
P Refoulement- Compress. (bar)	6,7	6,6	6,5	7,4	7,4	7,3	7,2	7,2	7,3	7,3	7,3	6,3
T [°] Asp. Compr.	7	5	5	3	5	5	9	9	8	9	9	9
T [°] Admis. Turb	-	-	-	953	952	953	953	952	952	952	952	952
T [°] Echapp ^t . Turb.	345	345	370	542	543	543	545	545	545	545	545	425
P _A Active (MVA)	10	10	12	29	29	28	27	27	28	27	27	16
P _R Réactive (MVAR)	0	0	1	10	6	10	10	6	7	7	0	0
P _t totale (MW)	10	10	12,04	30,67	29,28	29,73	28,79	27,66	28,86	27,89	27	16

Journée du 24/02/79 (a₃)

	2 ^h	4 ^h	6 ^h	8 ^h	10 ^h	12 ^h	14 ^h	16 ^h	18 ^h	20 ^h	22 ^h	24 ^h
P Refoulement - Compress. (bar)	6,3	6,3	6,3	7,2	7,2	7,2	7,2	7,15	7,2	7,3	6,7	6,7
T [°] C Asp. Comp.	10	9	9	9	10	10	9	10	10	9	8	5
T [°] C Admis - Turbine	—	—	—	955	955	955	956	956	957	956	956	806
T [°] C Echapp ^t - Turb	405	415	415	545	545	545	550	550	550	550	546	465
P _A Active (MVA)	15	15	15	27	27	27	27	27	27	27	28	—
P _R Réactive (MVAR)	0	0	0	8	9	6	8	10	9	10	6	—
P _t totale (MW)	15	15	15	28,16	28,46	27,66	28,16	28,79	28,46	28,79	28,64	—

Journée du 26/02/79 (a₄)

	2 ^H	4 ^H	6 ^H	8 ^H	10 ^H	12 ^H	14 ^H	16 ^H	18 ^H	20 ^H	22 ^H	24 ^H
P Refoulement - Compress. (bar)	6,5	6,3	6,3	6,4	6,8	6,4	6,8	6,7	7	7,3	7	7
T° Asp. Compris	13	12	12	12	13	15	15	15	14	14	13	13
T° Admiss.-Turb.	802	802	802	802	870	—	902	908	—	956	956	854
T° Echapp ^t Turb.	350	533	363	410	490	430	515	515	425	550	550	477
P _A Active (MVA)	9	7	9	15	21	15	22	23	25	26	27	20
P _R Réactive (MVAR)	0	0	0	0	2	1	3	3	4	4	6	0
P _E totale (MW)	9	7	9	15	21,1	15	22,2	23,2	25,32	26,3	27,66	20

Journée du 9/03/79

(b₁)

	2 ^H	4 ^H	6 ^H	8 ^H	10 ^H	12 ^H	14 ^H	16 ^H	18 ^H	20 ^H	22 ^H	24 ^H
P Refoulement- Compress (bar)	-	-	-	7,05	7	7	6,6	6,8	6,5	6,8	7	6,4
T ^o Asp. Comp.	-	-	-	10	14	16	16	16	16	15	12	10
T ^o Admis. Turb.	-	-	-	958	958	862	870	818	853	952	946	-
T ^o Echapp ^t . Turb.	-	-	-	550	550	480	485	525	480	548	545	420
P _A Active (MVA)	-	-	-	27	26	20	20	23	20	26	26	15
P _R Réactive (MVAR)	-	-	-	8	8	6	6	3	6	6	5	3
P _t totale (MW)	-	-	-	28,16	27,2	20,88	20,88	23,2	20,88	26,68	26,48	15,30

Journée du 10/03/79 (b₂)

	2 ^H	4 ^H	6 ^H	8 ^H	10 ^H	12 ^H	14 ^H	16 ^H	18 ^H	20 ^H	22 ^H	24 ^H
P Refoulement-Compress. (bar)	6,5	6,6	6,6	6,7	6,7	6,8	6,8	6,6	6,6	7	6,8	6,7
T _e ° Disp. Compr	9	9	7	7	13	11	17	17	15	15	13	10
T _c ° Admiss.-Turb.	-	-	-	-	884	866	938	849	852	956	912	852
T _c ° Echapp.-Turb.	420	420	425	435	500	490	540	475	476	550	520	475
P _A Active (MVA)	15	16	17	17	21	20	24	19	19	26	24	20
P _R Réactive (MVAR)	2	1	2	6	8	6	6	5	4	4	2	3
P _t totale (MW)	15,13	16	17,12	18,03	22,47	20,88	24,74	19,65	19,42	26,30	24,08	20,22

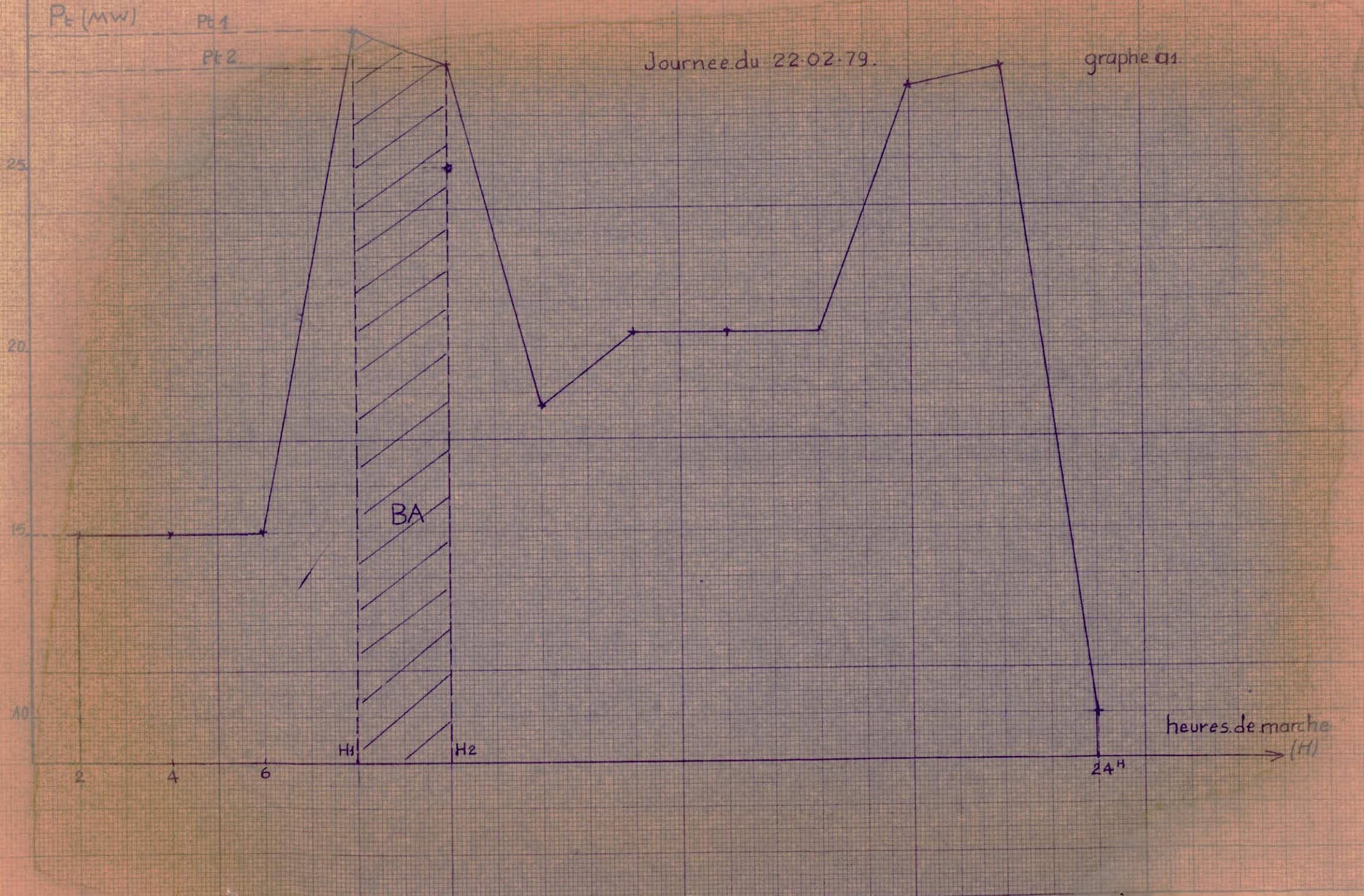
Journée du 11/03/79 (b₃)

	2 ^H	4 ^H	6 ^H	8 ^H	10 ^H	12 ^H	14 ^H	16 ^H	18 ^H	20 ^H	22 ^H	24 ^H
P Refoulement- Compress. (bar)	-	-	-	7	6,8	6,8	6,5	6,6	6,65	6,7	7,3	7,1
T _c Asp. Comp.	-	-	-	7	15	19	18	20	19	16	15	13
T _c Admix. Turb.	-	-	-	940	955	950	922	936	934	855	895	955
T _c Echapp ^t . Turb.	-	-	-	538	552	550	537	533	538	552	540	550
P _A Active (MVA)	-	-	-	26	26	24	22	23	23	25	25	26
P _R Réactive (MVAR)	-	-	-	10	9	6	8	7	5	7	4	4
P _t totale (MW)	-	-	-	27,86	27,51	24,74	23,41	24,04	23,54	25,96	25,32	26,30

Journée* du 13/03/79 (b₄)

Journee du 22-02-79.

graphe 01



Pe (MW)

Journée du 23.02.79.

graphe 02.

25

20

15

10

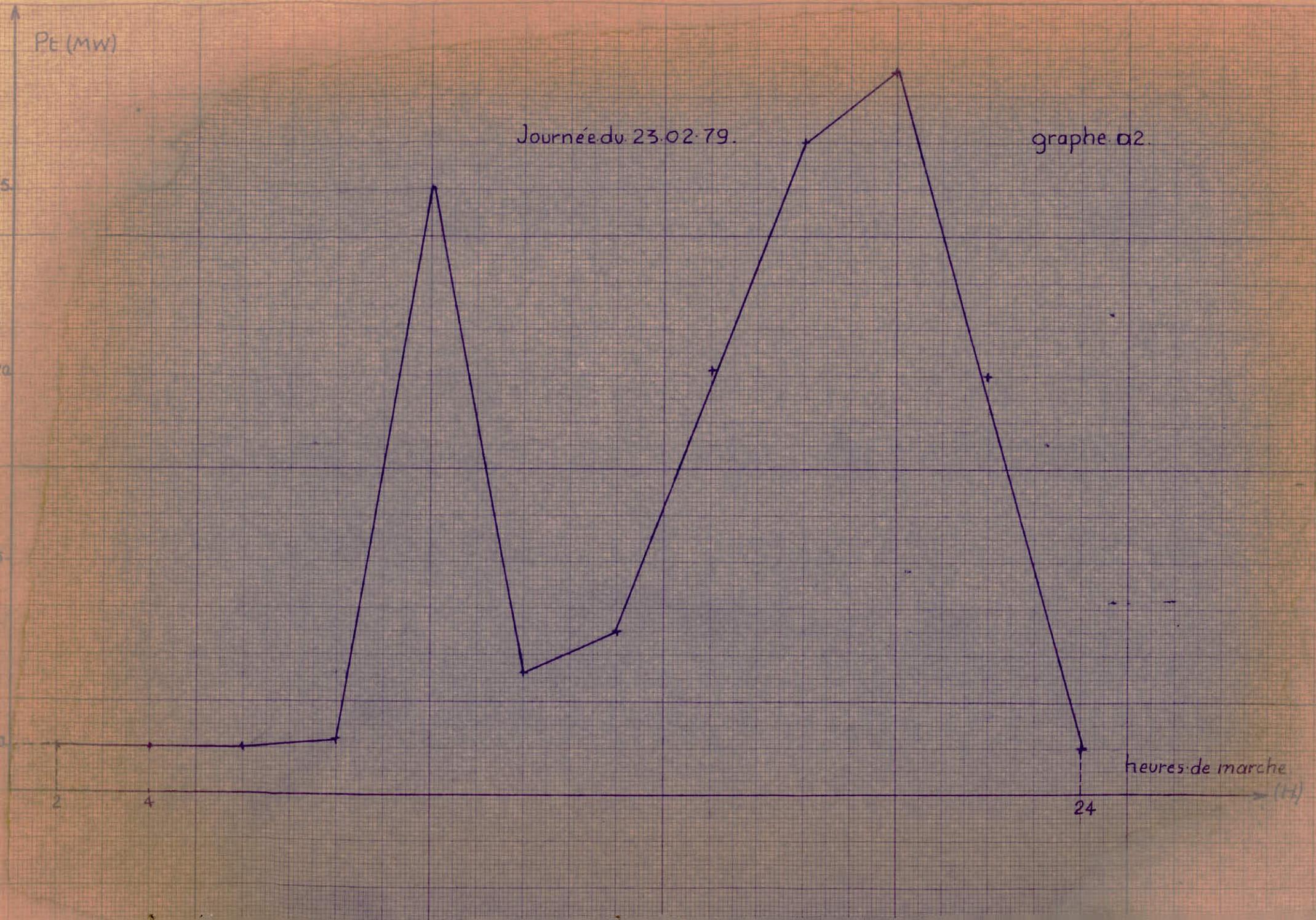
2

4

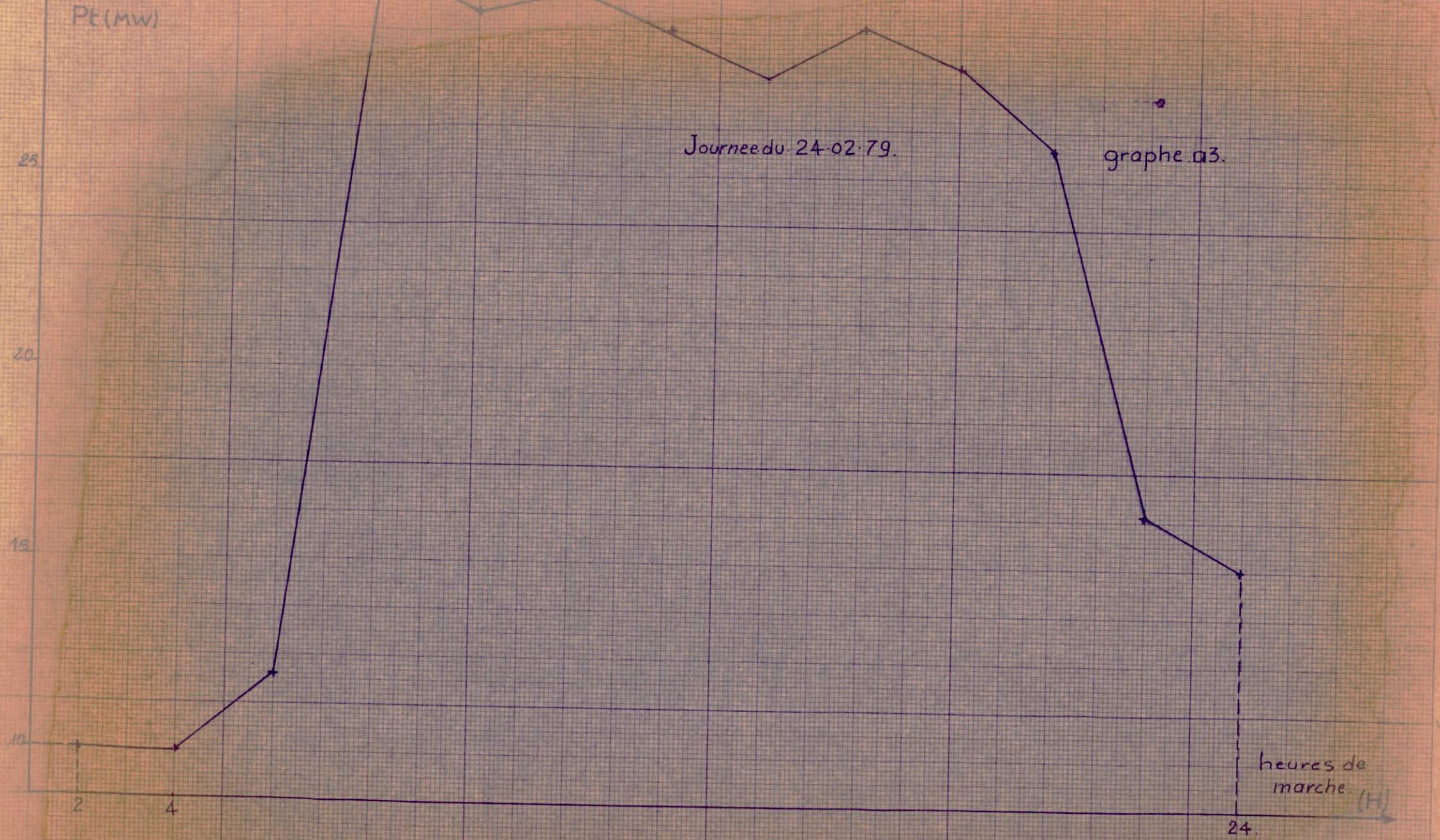
24

heures de marche

(h)



Pe (MW)



heures de marche (H)

24.

PE (MW)

25

20

15

10

2

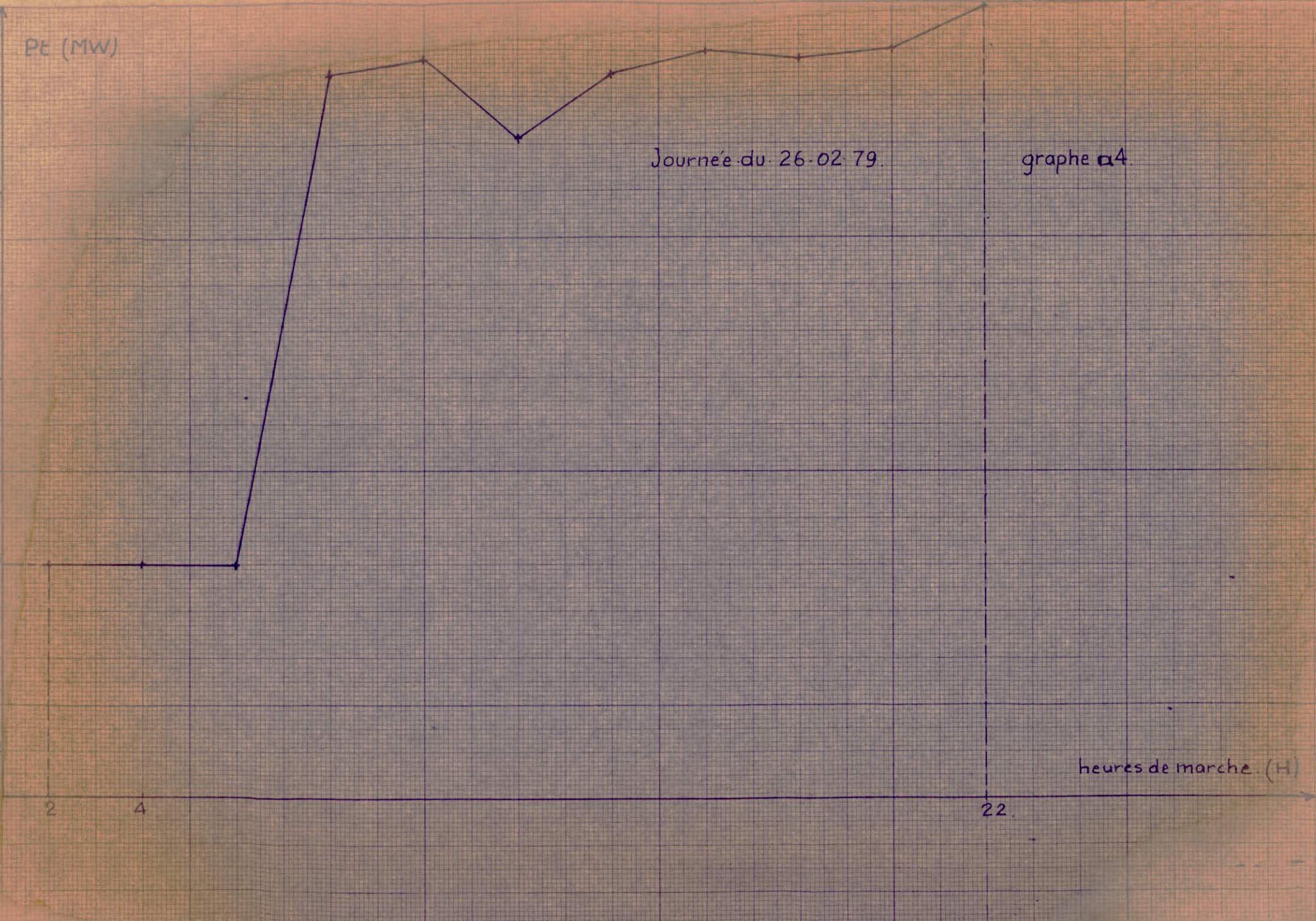
4

22

Journée du 26-02-79.

graphe n°4

heures de marche (H)



Pt (MW)

Pt = Puissance totale aux bornes de l'alternateur.

H = heure de la journée

25

20

15

10

2

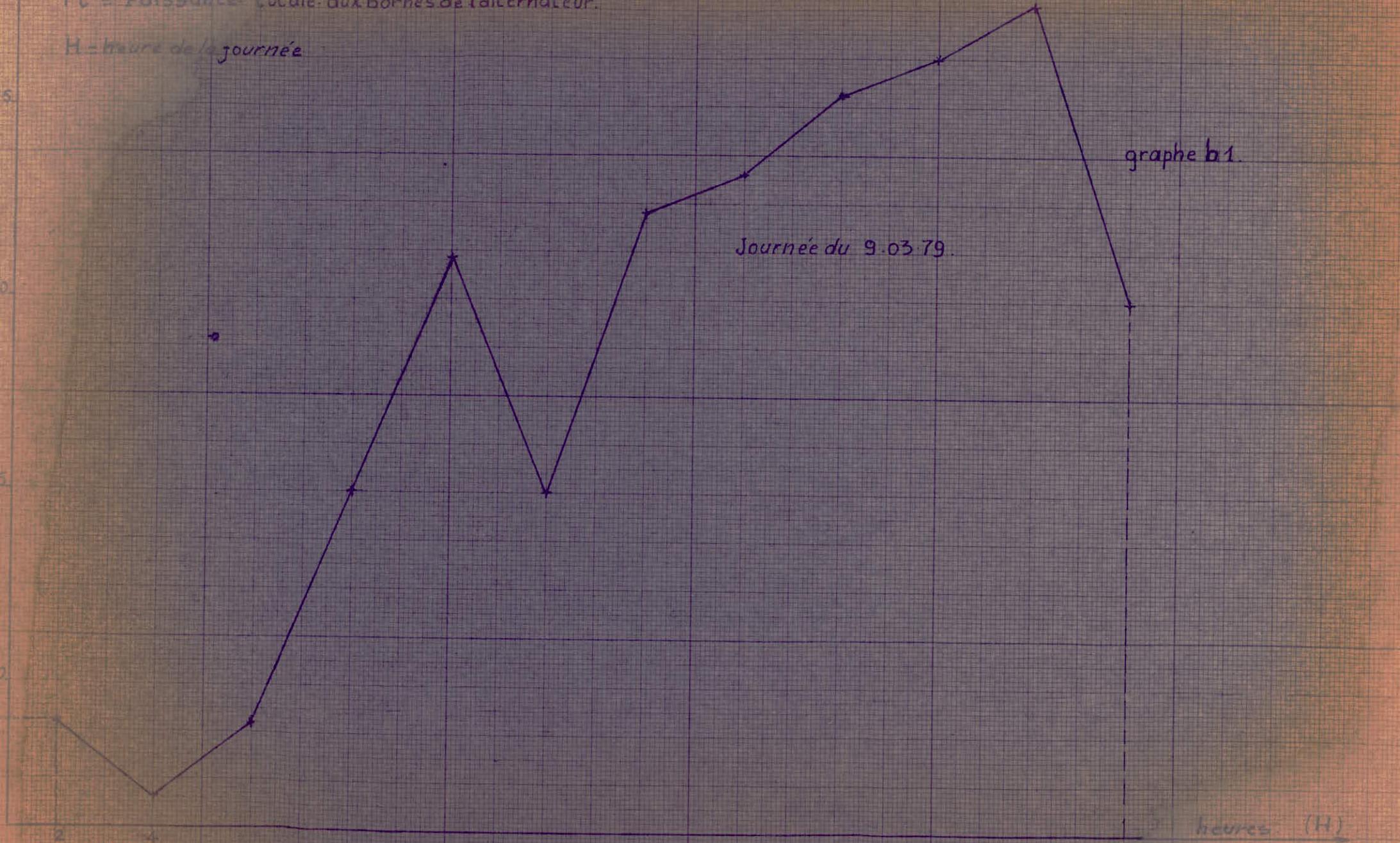
4

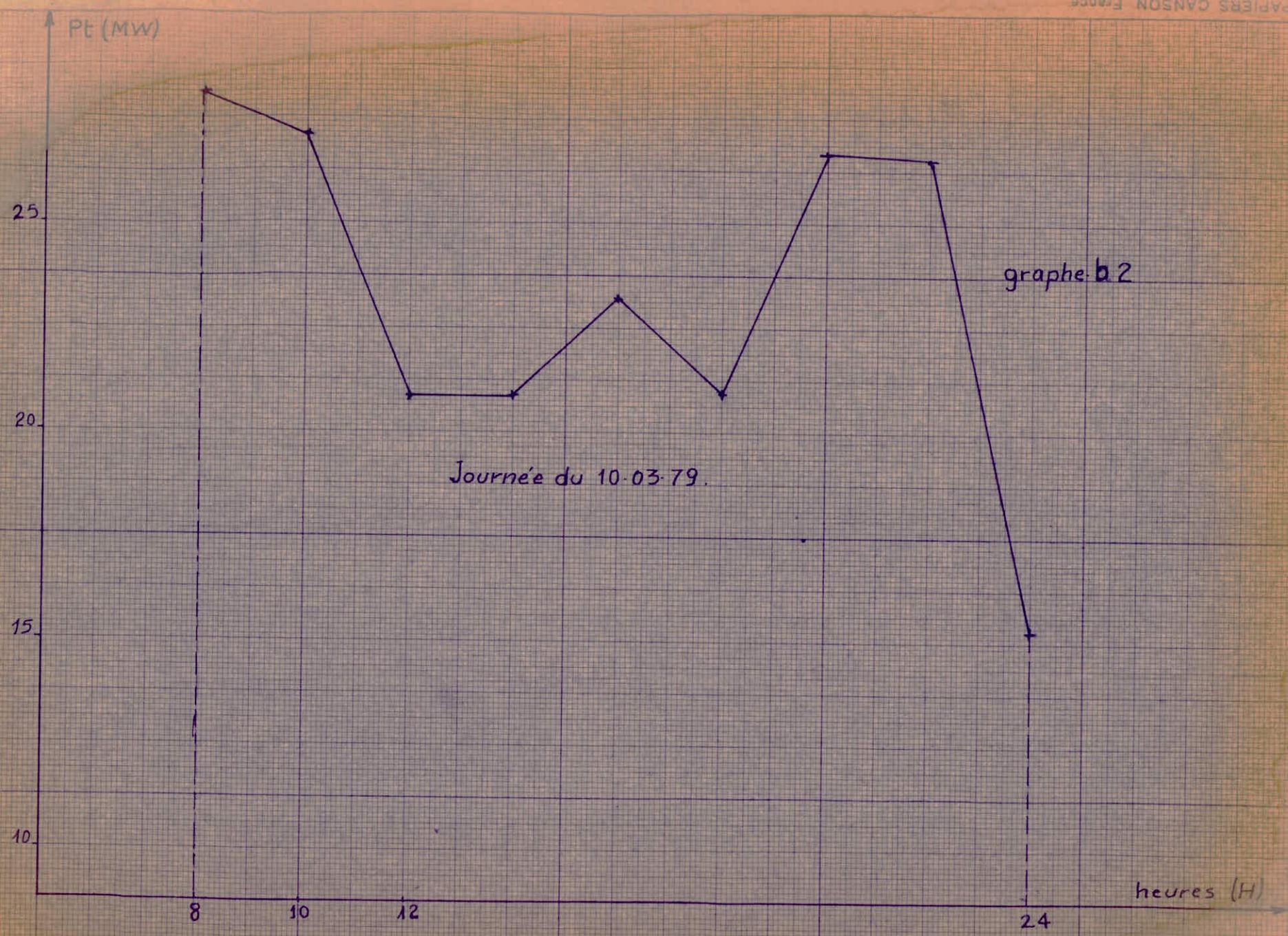
24

heures (H)

Journée du 9.03.79.

graphe b1.

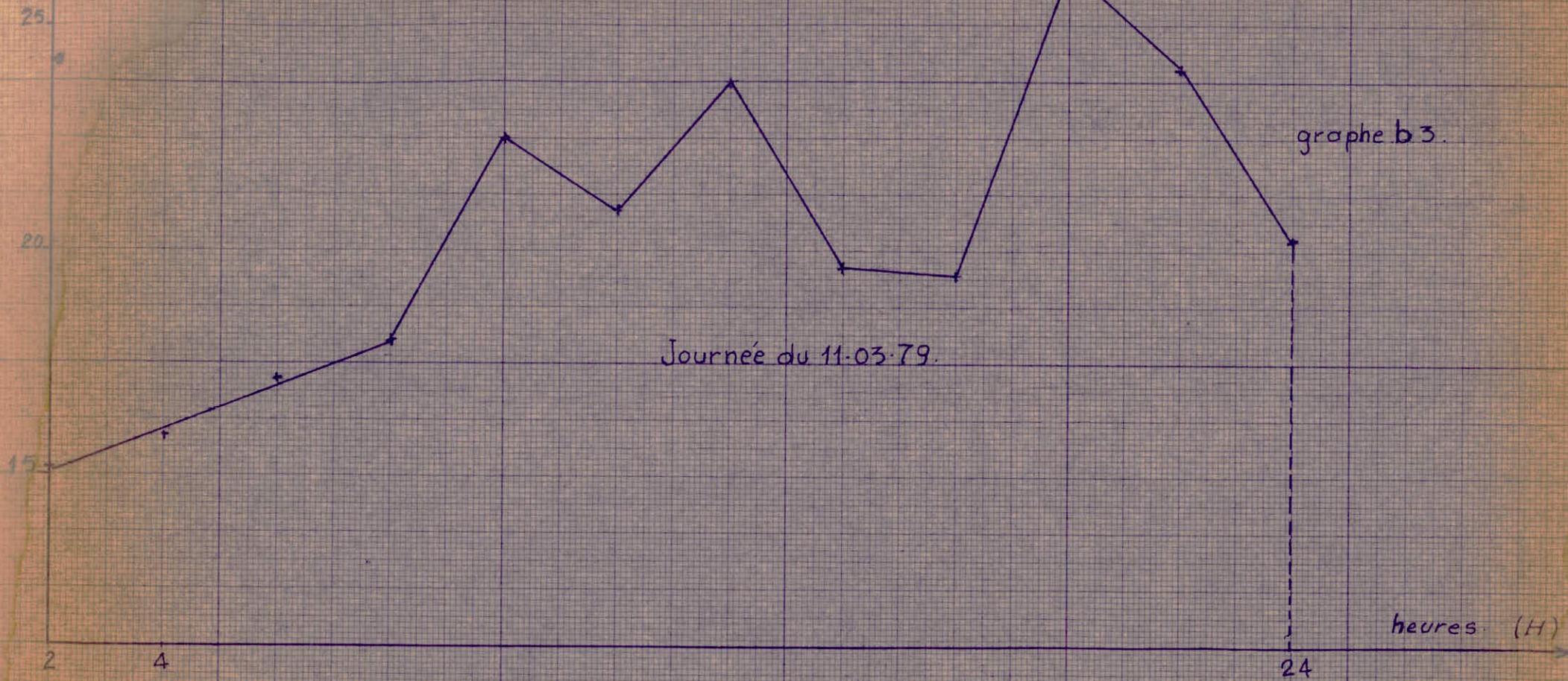




Journée du 10-03-79.

graphe b2

PE (MW)



Journée du 11-03-79.

graphe b3.

heures (H)



II. 2 - Détermination de la consommation gaz : Cg

Ayant calculé le BA, on peut à présent calculer Cg :

$$A.N : C_g = \frac{(2,46 \times 56,29 + 36 \times 2) 10^3}{9,36} = 22486 \text{ m}^3$$

II. 3 - Expression du rendement :

$$\eta = \frac{BA \cdot 860 \cdot 10^3}{PCI \cdot C_g}$$

BA : (MWH)

1 MWH = $860 \cdot 10^3$ kcal.

PCI = 8250 kcal/Nm³

Exemple numérique :

$$\eta = \frac{56,29 \times 860 \cdot 10^3}{8250 \cdot 22486} = 26\%$$

II. 4 - Garanties :

Le constructeur maintient que les valeurs garanties en charge de base (c'est à dire 8600 h/an) ne sont pas données pour une température garantie à l'entrée de la turbine.

La puissance de la machine est directement proportionnelle à la pression barométrique ; le rendement est indépendant de la pression barométrique.

En charge de base, P est la puissance nette continue aux bornes de l'alternateur à $\cos \varphi = 0,8$.

η est le rendement aux bornes de l'alternateur à $\cos \varphi = 0,8$ basé sur le PCI.

D'après nos relevés à la centrale, nous avons localisé une journée entre 10h et 12h où on a atteint la charge de base confirmée par $\cos \varphi = (0,84 \div 0,8)$.

T admission turbine : 952 °C BA = 58,52 MWH
...../.....

T echappement turbine : 543 °C Cg = 23072 m³

$\cos \varphi = 0,82$

et $\eta = 26\%$

C H A P I T R E I I I

PARAMETRES DE DIMENSIONNEMENT

A - Cycle de la vapeur de la centrale combinée :

I - Refrigérants atmosphériques

- les sources de refroidissement, eau de mer, rivière sont de moins en moins utilisées pour des buts industriels, vue le changement de site des centrales électriques.

- Et c'est pour cela qu'on utilise des réfrigérants atmosphériques par le refroidissement de l'eau de circulation dans le condensant en circuit fermé. Ce cycle de circulation fermé tend à remplacer le cycle classique ouvert qui utilise l'eau de refroidissement qu'une seule fois; un avantage de ce procédé est qu'il permet de rapprocher la centrale du lieu d'utilisation de l'énergie.

I. 1 - Les différents types de réfrigérants atmosphériques

- Les tours humides où l'air (source froide) et l'eau chaude se rencontrent. Ainsi par évaporation, l'air sert à refroidir l'enceinte et l'eau.

Il y a aussi, dans ce cas, le mode de transfert de chaleur par convection mais, il n'entre que dans un faible rapport dans l'échange thermique. Ces tours de refroidissement nécessitant, l'appoint d'eau afin de compenser les pertes par évaporation.

- Les tours sèches :

L'air et l'eau ne se rencontrent pas, il y'a un dispositif d'échangeurs à ailettes qui assure le transfert de chaleur. Il n'y a pas de perte d'eau dans le circuit.

.../...

I. 2 - Réfrigérants atmosphériques humides :

L'eau de circulation sortant du condensat est chaude, elle est dissipée vers la tour hyperbolique ou un système de ruissellement permet de la refroidir au maximum au contact de l'air aspiré naturellement ou artificiellement. Après, elle est recueillie dans un bassin pour servir de nouveau. schémas page suivants.

1°) Mode de tirage : Naturel

Artificiel (assisté par des ventilateurs)

2°) Système de dispersion : à contre courant

l'air \perp direction de l'eau).
courant croisé (direction de

dispersion mixte (vers le centre de la dispersion).

3°) Trajet de l'air

- L'air ^{est} admis sur toute la périphérie de la tour à travers un persiennage et traverse la dispersion où aura lieu l'échange de chaleur.

- La différence de pression (l'air chauffé est plus léger que l'air sec) fait qu'il y a aspiration vers le haut de la cheminée.

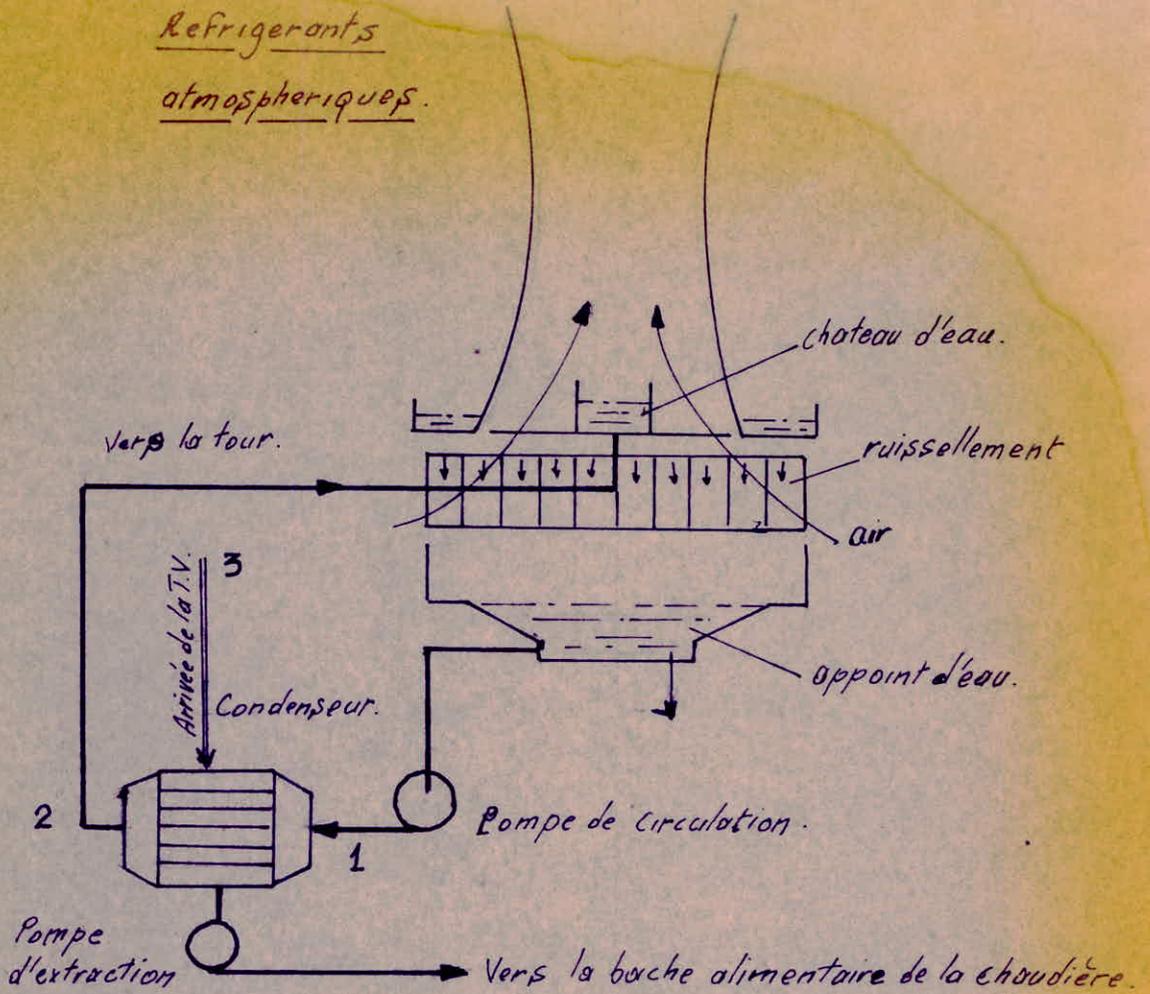
4°) Eau de circulation

L'eau chaude arrive vers un château d'eau situé au-dessus du système de ruissellement. Du château partent des tubes perforés jusqu'à la paroi de la tour, au delà, l'eau arrive dans une piscine périphérique supérieure.

L'eau sortant des tuyaux va s'éparpiller en fines gouttelettes qui vont sautiller de latte en latte jusqu'au bassin d'eau froide où elles sont recueillies.

.../...

Refrigerants
atmosphériques.



1 = entree condenseur (eau de circulation) : $T_h = 26^\circ\text{C}$

2 = Sortie condenseur. (eau de circulation) : $T_c = 40^\circ\text{C}$

3 = entree condenseur (Vapeur d'eau) : $T_3 = 44^\circ\text{C}$

II - FIXATION DES DIFFERENTS PARAMETRES DE LA TURBINE A VAPEUR :

II. 1 - Température limite d'eau

Pour mesurer l'humidité de l'air, on utilise un psychromètre c'est à dire 2 thermomètres :

- Thermomètre ordinaire
- Thermomètre humide.

Pour le 2ème thermomètre, on a une évaporation lors du passage de l'air qui absorbe de la chaleur de l'eau elle-même, donc la température de l'eau baisse jusqu'à égaler la température de saturation de l'eau sous une pression égale à la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air humide.

Dans ce cas, l'eau cesse de s'évaporer et sa température restera constante.

Le rendement d'une telle tour est d'autant plus important que l'humidité de l'air est faible :

P_v = Pression partielle de la vapeur dans l'air

P_s = Pression de saturation

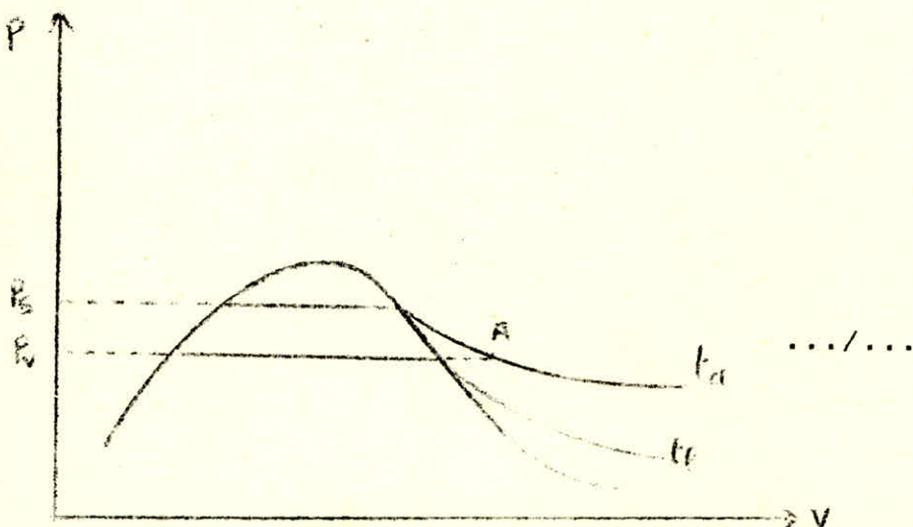
D'après le diagramme de l'air, on tire la température limite de l'eau qu'on peut atteindre par ce procédé de refroidissement.

Soit t_a la température de l'air ambiant ; dans ce cas :

L'état de la vapeur peut être considéré sur un diagramme P.V, à l'état sur chauffé à la température t_a ; tel que : $P_v < P_s$.

P_v = Pression partielle de la vapeur dans l'air,

P_s = pression de saturation de la vapeur d'eau.



La vapeur à l'état A, sera refroidie jusqu'à la température t_p pour laquelle la pression de vapeur correspond à l'état de saturation.

Exemple : $t_a = 28,8$

$P_s = 0,04 \text{ bar}$

si $\varphi = 71 \%$

$P_v = 0,71 \times 0,04 = 0,0284$ dont $t_p = 23^\circ$

Considérons les différentes températures de l'air ambiant pour différents degrés hygrométriques, ce qui permet d'avoir les différentes ~~opérations~~ limites de l'eau.

températures

$$\varphi = \frac{P_v}{P_s} \Rightarrow P_v = \varphi \cdot P_s$$

P_s = donnée par les tables de la vapeur d'eau

P_v = calculée sur le diagramme de l'air saturé (cf tableau P4)

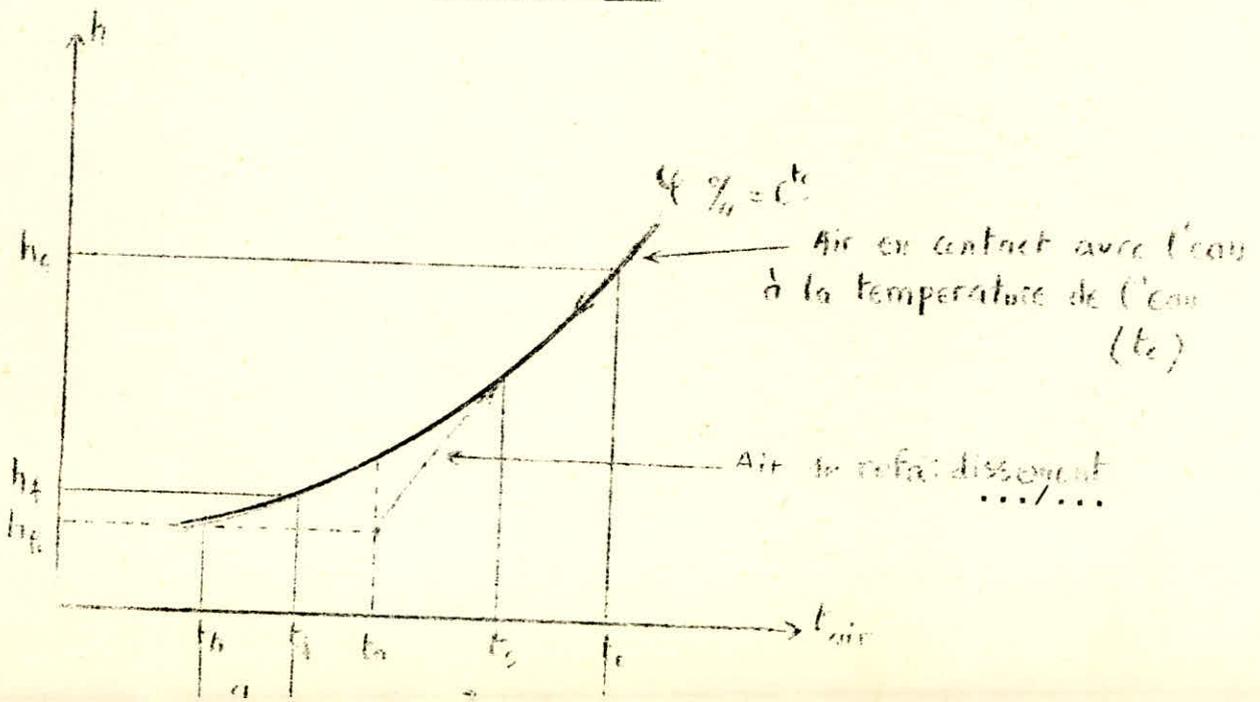
II. 2 - Température de l'eau refroidie

D'après le diagramme (P5) tracé d'après des considérations théoriques sur ce qui se passe dans la tour de refroidissement. C'est à dire on suppose que si la température $t_a = 5^\circ\text{C}$. La température de l'eau froide est de 10°C et si la température $t_a = 31^\circ\text{C}$ la température de l'eau froide est de 31°C .

De plus on suppose que la variation de la température de l'eau froide est linéaire en fonction de t_a .

Donc pour une température $t_a = 31^\circ\text{C}$ et $\varphi = 70\%$ on a $t_h = 26^\circ\text{C}$

II. 3 - Température d'eau chaude à l'entrée de la tour de refroidissement :



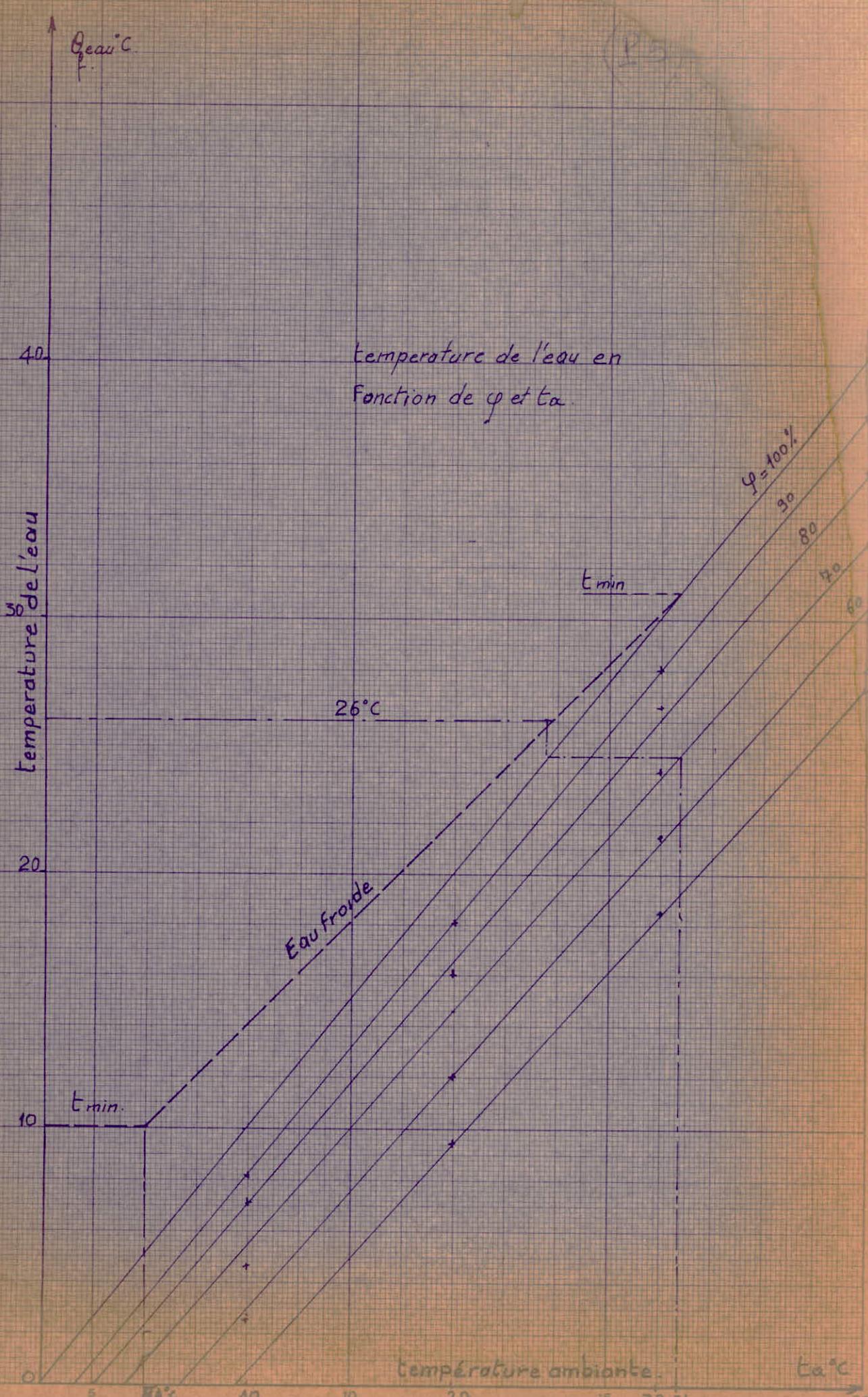
t_a °C	10	20	30	40	50	φ %
----------	----	----	----	----	----	-------------

P_s (bar)	0,012513	0,02383	0,04325	0,0752	0,012578	80 %
P_v (bar)	0,01	0,019064	0,0346	0,06016	0,10062	
t_p (°C)	7	16	26,5	35,82	45,45	

P_s (bar)	0,012513	0,02383	0,04325	0,0752	0,012578	70 %
P_v (bar)	0,008759	0,01670	0,030275	0,05264	0,088046	
t_p (°C)	4,5	14,5	24	33	43	

P_s (bar)	0,012513	0,02383	0,04325	0,0752	0,012578	60 %
P_v (bar)	0,0075	0,0143	0,02595	0,04512	0,075468	
t_p (°C)	2,5	12	21,5	30,5	40	

P_s (bar)	0,012513	0,02383	0,04325	0,0752	0,012578	50 %
P_v (bar)	0,00626	0,0119	0,021625	0,0376	0,06289	
t_p (°C)	—	9,5	18,4	27,3	37	



* Evolution des températures et des enthalpies dans la dispersion.

th : température de l'air humide de refroidissement

tf : température de l'eau froide (th = tf)

ta : température sèche de l'air

tc : température de l'eau chaude

a : approche

e : écart de réfrigération

L'écart entre ta et th est faible si on a un degré hygrométrique élevé..

D'après l'évolution des températures et des enthalpies dans la dispersion d'une tour de refroidissement, on a toujours un écart entre la température d'eau froide et la température humide correspondant à l'air de refroidissement. Cet écart est appelé approche qu'on doit diminuer au maximum afin d'améliorer le rendement de la tour.

Généralement $4 \leq a \leq 10^\circ\text{C}$

$T_c = T_h + a \cdot c$ (cf schéma page 4)

1°) Fixation de température de l'eau chaude

La moyenne annuelle des maximas pour Oued Smar est : 31°C et un degré hygrométrique de 70 %.

Fixons l'écart de température à 10°C et l'approche minimal, $a = 4^\circ$

Le graphe P 5 donne : si $T_a = 31^\circ\text{C}$; $T_h = 26^\circ\text{C}$

donc $T_c = 26 + 10 + A = 40^\circ\text{C}$.

$T_c = 40^\circ\text{C}$

2°) Evolution de la température à l'intérieur du condenseur de la turbine à vapeur :

Cette température est supérieurs de 4°C environ de la température de l'eau chaude.

$T_d = T_c + 4^\circ$

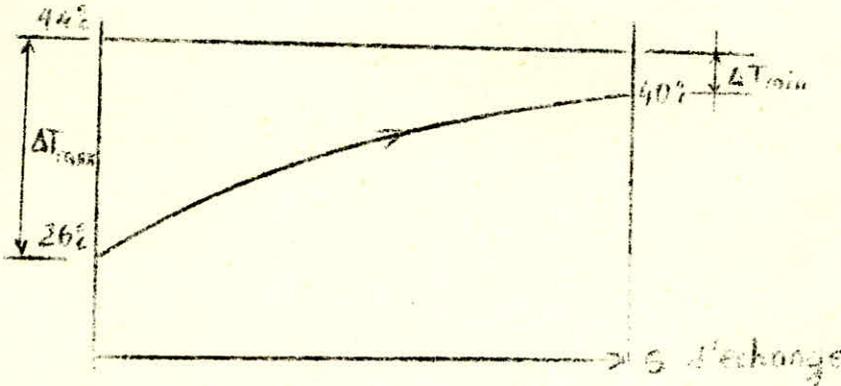
$T_d = 40 + 4 = 44^\circ\text{C}$

$T_d = 44^\circ\text{C}$

.../...

3°) Température de l'eau après condensation de la vapeur :

La température lors de la condensation restant constante nous avons un cas particulier d'échange de chaleur dont le diagramme est :

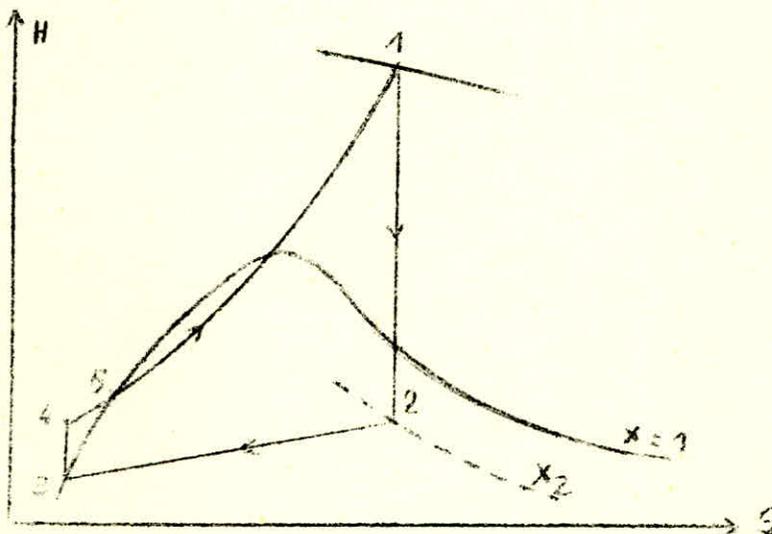


$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln(\Delta T_{max} / \Delta T_{min})} = \frac{(44 - 26) - (44 - 40)}{\ln(18/4)}$$

$\Delta T_m = 9,3 \text{ } ^\circ \text{C}$

4°) Etat de la vapeur à l'entrée et à la sortie de

En supposant une diminution d'environ 4°C dans les conduites entre la sortie du condenseur et l'entrée de la chaudière de récupération, on obtient une température de l'ordre de 40°C à l'entrée de la bouche alimentaire de la chaudière de récupération : l'étude des maxima de températures nous a permis de fixer les paramètres du cycle thermodynamique de la T.V.



Si on néglige le travail de la pompe ($H_3 = H_5$), le rendement thermique d'un tel cycle peut être de la forme suivante :

$$\eta_{th} = \frac{H_1 - H_2}{H_4 - H_3} \quad H_3 = H_5$$

Cette formule convient aux calculs d'estimation des cycles des installations motrices à vapeur de basse pression.

REMARQUES :

La diminution de la pression P_2 dans le condenseur, entraîne une augmentation du rendement thermodynamique mais la pression est liée directement à la température T_2 (sortie du condenseur de vapeur).

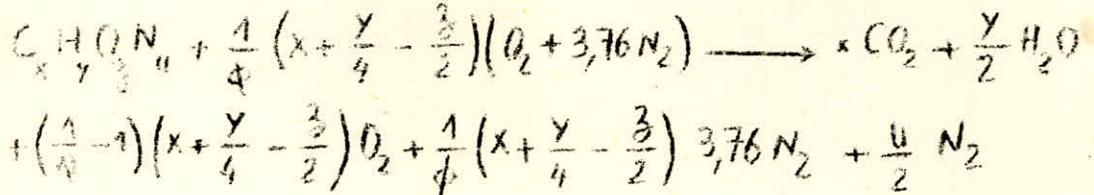
$T_2 = 44^\circ\text{C}$ étant imposé, alors pour augmenter le rendement thermodynamique, supposons que la température T_1 à l'entrée de la turbine soit fixe, on doit faire varier X_2 . (X_2 est compris entre 0,85 et 0,88.)

$H_3 = H_p$ enthalpie de l'eau condensée

B) Paramètres de base de dimensionnement :

I - Equation de combustion du gaz naturel :

Soit l'équation de combustion du gaz naturel :



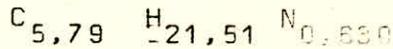
ϕ = Richesse du combustible =

A_o : Masse d'air nécessaire à la combustion stricte

A : Masse d'air réelle comprise dans le mélange

α :: Coefficient d'excès d'air

On raisonnera sur une mole fictive de 100 Kg de gaz naturel.
D'après la composition volumique en %, on trouve la formule fictive :



Avec X = 5,79

Y = 21,51

U = 0,630

On peut ainsi trouver les pourcentages de CO₂, H₂O, O₂ et N₂ des produits de la combustion de 100 Kg de gaz naturel.
Soit ν le nombre de molécules de gaz humides produits par la combustion d'une mole de gaz naturel.

$$\nu = x + \frac{y}{2} + \left(\frac{1}{\phi} - 1 \right) \left(x + \frac{y}{4} \right) + \frac{1}{\phi} \left(x + \frac{y}{4} \right) \cdot 3,76 + \frac{u}{2}$$

$$\nu = \frac{y}{2} + \left(x + \frac{y}{4} \right) \frac{4,76}{\phi} - \frac{y}{4} = \frac{53,15 + 5,37 \phi}{\phi}$$

.../...

RICHESSSE ϕ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	$C_{p,i}$	
								$\frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kmol} \cdot ^\circ\text{C}}$
\sum moles total	536,87	271,12	182,53	138,24	111,67	93,98	81,29		
$a_1 \text{CO}_2$ %	1,07	2,13	3,17	4,18	5,18	6,16	7,12	0,2652	✓
$a_2 \text{O}_2$ %	18,72	16,47	14,27	12,11	10	7,92	5,88	0,2445	✓
$a_3 \text{N}_2$ %	78,25	77,53	76,83	76,14	75,46	74,80	74,16	0,2607	✓
$a_4 \text{H}_2\text{O}$ %	2	3,96	5,89	7,78	9,63	11,45	13,23	0,4931	✓
m_{CO_2} (kg)	252,75	254,09	254,59	254,25	254,51	254,64	254,66		
m_{O_2} (kg)	3216,06	1428,91	833,5	535,7	357,34	238,1	152,95		
m_{N_2} (kg)	11762,82	5885,58	3926,65	2947,16	2359,46	1967,68	1687,97		
$m_{\text{H}_2\text{O}}$ (kg)	193,27	193,25	193,52	193,34	193,57	193,46	193,58		
C_p $\frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$	0,2603	0,2636	0,2670	0,2703	0,2734	0,2766	0,2800		
Q $\frac{\text{kcal}}{\text{s}}$	13452	13623	13793	13969	14129	14295	14459		

$$m = a_i \sum M_i \quad (M_i = \text{Masse molaire})$$

$$C_p = \frac{\sum C_{p,i} \times m}{M} \quad (M = \sum m)$$

$$Q = \dot{m}_G C_p \Delta T \quad \dot{m}_G = 152 \text{ kg/s} ; \Delta T = 340^\circ\text{C}$$

II - Chaleur massique à pression constante des gaz de combustion: teneur en CO2 en % : (Cf Tableau)

$$a_1 \% CO_2 = \frac{x}{v} \cdot 100 = \frac{579}{v}$$

Teneur en O₂ en %

$$a_2 \% O_2 = 100 \frac{(\frac{1}{4} - 1)(x + \frac{y}{4})}{v} = \frac{1116,75(\frac{1}{4} - 1)}{v}$$

Teneur en N₂ en %

$$a_3 \% N_2 = 100 \frac{\frac{1}{4}(x + \frac{y}{4})3,76 + \frac{u}{2}}{v} = \frac{(\frac{1}{4} \cdot 11,98 + 0,315) \cdot 100}{v}$$

Teneur en H₂O en %

$$a_4 \% H_2O = 100 \cdot \frac{y/2}{v} = \frac{1075,5}{v}$$

Dans la page suivante, on a représenté le tableau donnant les différentes teneurs des différents composants des fumées humides (H₂O comprise).

Par ailleurs, des tables de la chaleur massique à pression constante des gaz nous donnent à la température moyenne

$$T_m = \frac{540 + 200}{2} = 370 \approx 400 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Les valeurs :

a1 %	Cp2 CO2	= a1 % x 0,2652	K cal/kg °C
a2 %	Cp O2	= a2 % x 0,2445	"
a3 %	Cp N2	= a3 % x 0,2607	"
a4 %	Cp H2O	= a4 % x 0,4931	"

$$Cp \text{ Total} =$$

II - Fixation de la richesse :

Dans le tableau précédent, on a calculé le flux de chaleur Ø pour des richesses Ø allant de 0,1 à 0,7. On a remarqué que le pourcentage de CO2 augmentait quand la richesse augmentait.

Nous allons voir toutefois que la raison qui occasionnera la choix de la plage des richesses est la corrosion.

II. 1 - Corrosion à basse température sur les réchauffeurs d'eau d'alimentation chauffés par les fumées.

Le rendement d'une installation de production de vapeur est d'autant plus élevé qu'elle utilise mieux la chaleur des fumées. Cela signifie que la température de celles-ci à la sortie de la chaudière doit être aussi basse que possible. Mais lorsqu'on utilise un combustible riche en soufre, les fumées ne doivent pas être refroidies jusqu'au point de rosée de la vapeur d'eau, sans quoi, un condensat contenant de l'acide sulfurique se forme

sur les surfaces de chauffe et provoque la corrosion.

Pour réduire la corrosion, on doit rester au-dessus du point de rosée de l'acide sulfurique.

De nombreux paramètres interviennent dans la formation de H₂SO₄ dont le mécanisme n'est pas tiré au clair.

Dans certains cas concrets, on est parvenu à abaisser le point de rosée jusqu'à 60°C par rapport à des états de fonctionnement antérieurs (T_s = 90°C à 100°C), en maintenant l'excès d'air correspondant à $\phi = 0,97$ à $0,99$ à pleine charge et à charge partielle.

Il faut donc se souvenir de cette possibilité quand on a affaire à des brûleurs de chaudière classique et éventuellement, dans certains cas de chaudières de récupération avec post-combustion (cf. page suivante);

L'acide sulfurique se trouvant dans les fumées à l'état de vapeur, provient de la réaction entre H₂O et SO₃. Cette réaction a lieu lorsque les fumées se refroidissent, traversant le domaine de température entre 560° et 200°. Le trioxyde de soufre (SO₃) se forme à partir du dioxyde de soufre SO₂ en présence de l'oxygène (excès d'air) lors de la combustion.

Si on appelle la degré de réaction $X = \frac{SO_4}{SO_2}$ (%) à la sortie de la chaudière, de cette teneur dépend plusieurs facteurs :

- composition du combustible et en particulier de sa teneur en soufre
- excès d'air
- processus de combustion et de mélange (cinétique des gaz)
- allure des variations de la pression et de la température
- temps de séjour des fumées dans la chaudière ayant un effet catalytique
- teneur en suie et en autres matières solides.

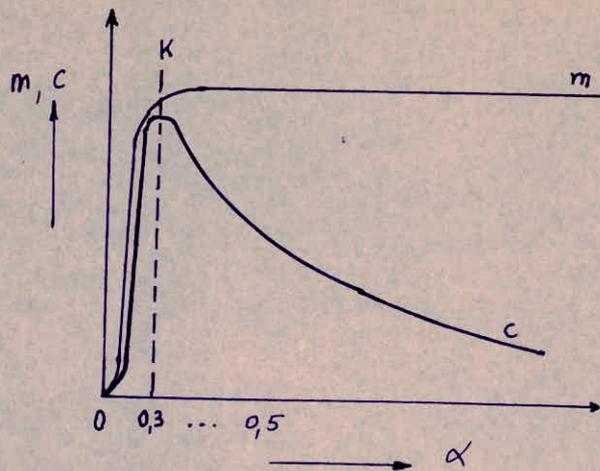
Il est possible d'établir des ordres de grandeurs dont on peut tirer des valeurs approximatives ; et en particulier dans le cas des centrales à gaz, la teneur S est égale à 1 % + 8 %.

La figure suivante montre comment des excès d'air élevés peuvent diluer les fumées et abaisser les pressions partielles de H₂SO₄ et de H₂O, entraînant l'abaissement du point de rosée

Dans le cas des centrales à turbines à gaz et des centrales combinées, on sait que ces installations fonctionnent avec des excès d'air élevés.

Dans ce cas en profitant du fait que les excès d'air diluent les fumées, le maximum du point de rosée se situe environ à $\phi = 0,3$ + $0,5$ ce qui correspond à la richesse $\phi = 0,67$ + $0,77$.
(cf page suivante)

Il faudrait donc prendre $\phi > 0,5$ c'est à dire $\phi \leq 0,7$



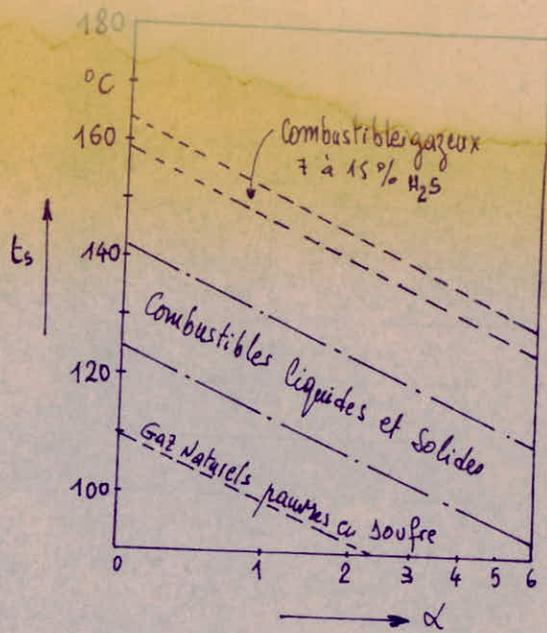
. Quantité et Concentration de SO_3
en fonction de l'excès d'air α

α : Coefficient d'excès d'air

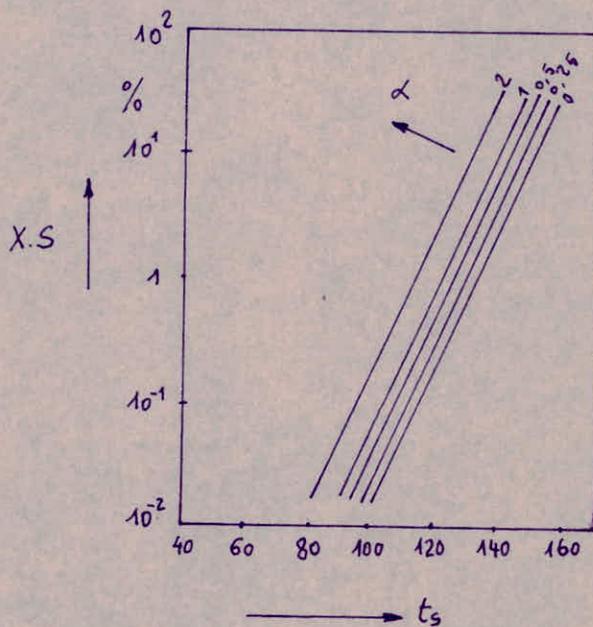
m : quantité de SO_3

c : Concentration de SO_3 des fumées

K : Maximum de concentration



- Point de rosée d'acide sulfurique t_s pour différents combustibles en fonction de l'excès d'air α -



- Point de rosée acide en fonction de la teneur en soufre S du combustible et du degré de réaction X dans les fumées, pour différents excès d'air α .

II. 2 - Zone de combustion

La quantité totale d'air (122 m3/s) venant du compresseur et arrivant dans la chambre de combustion est répartie comme suit :

- air primaire , passant au travers du coppers tourbillonnaire,
- air secondaire passant par les six tuyères
- air de refroidissement servant à refroidir les tubes de flamme afin d'obtenir une température adéquate.

Notons que seul l'air primaire participe à la combustion.

D'autre part, la combustion du mélange d'air et d'hydrocarbure ne peut se faire qu'entre les limites du rapport ($f = \frac{C}{A}$) finies qui dépendent de plusieurs paramètres : T, P, nature du combustible...

C : Débit de combustible
A : Débit d'air primaire

Gn : $f_s = \left(\frac{C}{A}\right)_{\text{Stoechiométrique}} = 0,0655$

Limite dite riche : $\frac{C}{A} = 0,15 \rightarrow \phi = 2,29$

Limite dite pauvre : $\frac{C}{A} = 0,04 \rightarrow \phi = 0,61$

Comme on l'a signalé précédemment ($\phi \leq 0,7$), la combustion dans la zone primaire et la zone secondaire se faisant dans un rapport de mélange assez grand ; $f \neq 0,05$

Ce qui donne une richesse $\phi = \frac{f/f_s}{0,0655} = \frac{0,05}{0,0655} = 0,764$

On choisira pour nos calculs :

$\phi = 0,7$

Cela veut dire que la combustion se fait au dessus de la limite pauvre.

III - Température d'entrée de la turbine à vapeur :

III. 1 - Calcul du débit d'eau

On procèdera, pour ceci, à l'aide de la formule de la conservation de masse (théoriquement).

\dot{Q} : flux de chaleur = 14 459 Kcal/s

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot C_p \Delta T = \dot{m}_g (H_1 - H_2)$$

\dot{m}_g = débit gaz d'échappement $\dot{m}_g = 152 \text{ Kg/s}$
 C_p : chaleur massique à pression constante des gaz d'échappement
 Δt : Variation de température entre l'entrée et la sortie de la chaudière de récupération, des fumées.

$\Delta t = 540 - 200 = 340^\circ\text{C}$

Le débit d'eau est calculé alors par :

$$m_e = \frac{Q}{H_1 - H_2}$$

H1 : enthalpie de la vapeur à l'entrée de la T.V

2°: Etat de l'eau à l'entrée de la chaudière de récupération

En pratique, l'enthalpie de l'eau "froide" est égale numériquement à la température de l'eau elle-même.

C'est à dire T2' = 100°C

H2' = 100 Kcal/kg

III. 2 - Fixation de la température d'entrée de la T.V

Pour différentes valeurs de H1 en fonction de T1 (entrée de la T.V) on calculera la valeur correspondante de me (débit massique d'eau).

T 1 ° C	400	420°	440	460	480	500
H 1 (Kcal/kg)	776,6	787,33	796,3	806,45	816	825
Me (Kg/s)	21,37	21,03	20,77	20,46	20,19	19,94

Ce débit calculé pour différentes températures de sortie du surchauffeur (entrée de la T V) est purement théorique.

Par une autre méthode de calcul ultérieure, on évaluera le débit d'eau qui nous permettra de fixer T1. Ce sera le débit de dimensionnement.

C) Centrales combinées simples :

a) Introduction sur les centrales combinées simples

Les centrales combinées simples à un niveau de pression (sans post-combustion) sont des installations de production d'énergie économique et peu coûteuses qui peuvent avant tout assurer la couverture des charges moyennes d'un système de distribution d'énergie électrique.

b) Principe de fonctionnement :

(cf schéma page suivante)

Les fumées quittant la turbine à gaz à environ 540°C passent à travers un silencieux horizontal dans la partie inférieure de la cheminée avec by-pass où elles sont dirigées par un système de clapets, soit vers la chaudière de récupération (en fonctionnement combiné) soit vers la cheminée (fonctionnement en régime de turbine à gaz pur).

Dans la chaudière de récupération, les fumées s'écoulent à travers les différents faisceaux de tubes à ailettes horizontaux (surchauffeur, vaporisateur, économiseur) et quittent finalement la cheminée de la chaudière à une température d'environ 200°C.

La marche à sec de la chaudière n'est pas prévue car la centrale est munie d'une cheminée by-pass.

Ainsi lors d'un défaut dans le cycle de vapeur, les fumées de la turbine à gaz peuvent être évacuées directement.

c) Mode de transfert de chaleur :

Le transfert de chaleur dans une chaudière de récupération s'effectue essentiellement par convection. Par contre dans une chaudière classique, il se fait surtout par rayonnement.

es

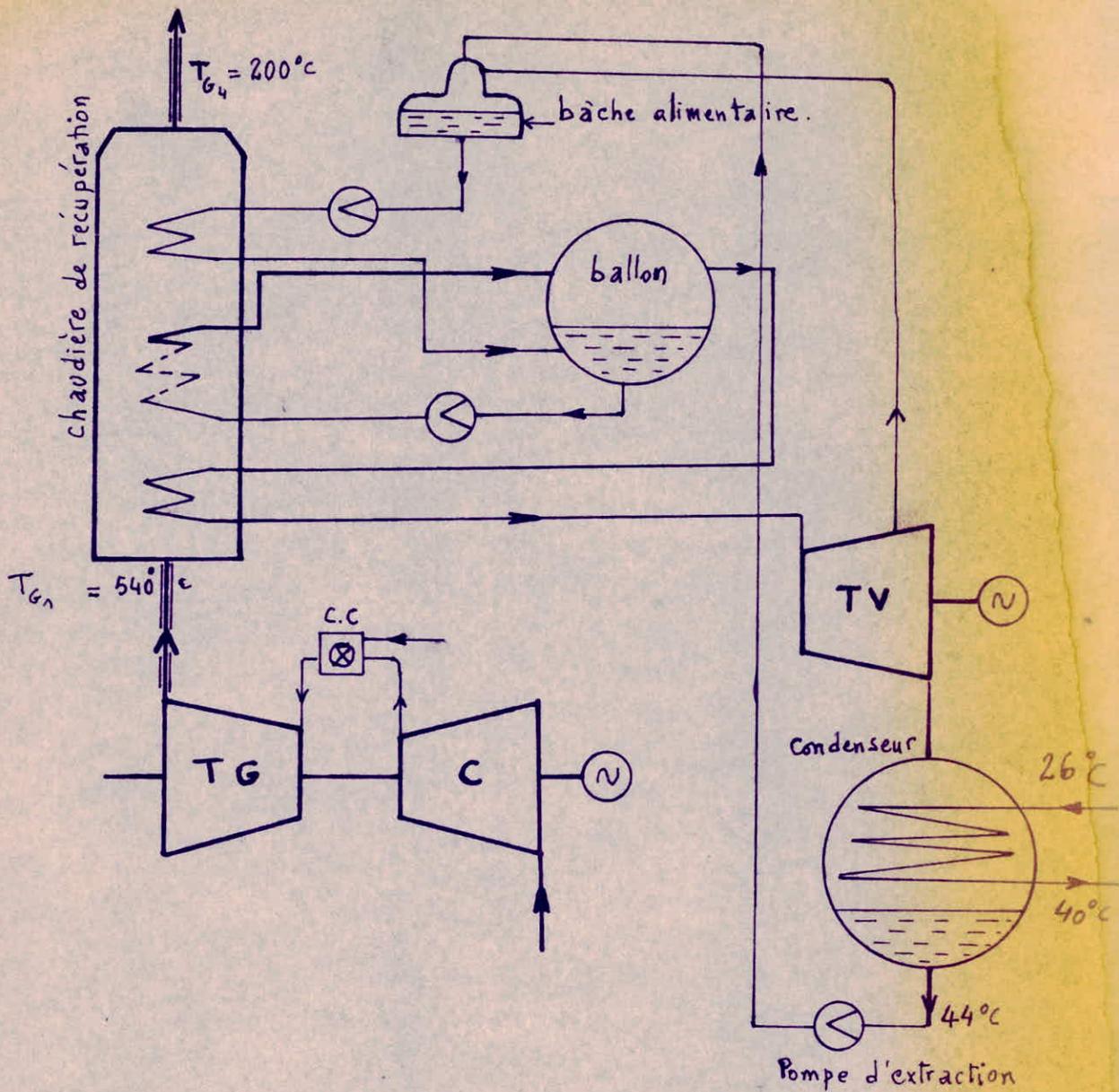
La turbine à vapeur d'une C.C.S fonctionne à pression et température glissante, ce qui signifie qu'elle n'est pas réglée. Les caractéristiques de la vapeur vive sont uniquement déterminées par le débit et la température des fumées de la turbine à vapeur. Ceci permet de calculer séparément la turbine à vapeur et la chaudière.

Dans les centrales combinées simples, les générateurs de vapeur sont en général du type à recirculation forcée, cela signifie qu'il s'agit de chaudière à ballon dans lesquelles la circulation de l'eau dans le vaporisateur est assistée par les pompes. En général, un économiseur préchauffant l'eau d'alimentation est placé avant le vaporisateur, qui, lui même est avant le surchauffeur.

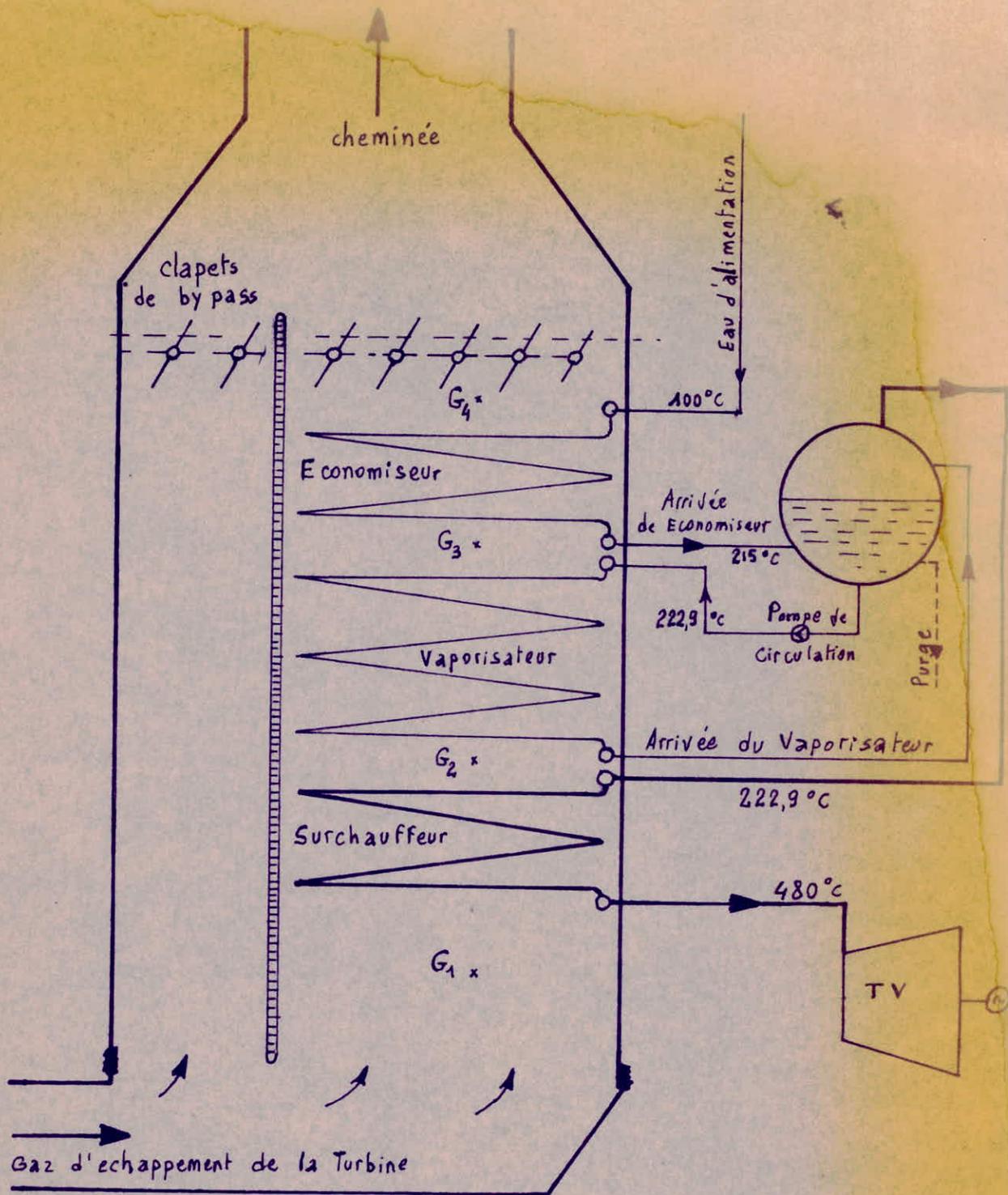
d) Grandeurs déterminantes pour la vapeur :

Côté vapeur, parmi les grandeurs déterminantes, seules les suivantes peuvent être choisies librement.

- La pression de la vapeur vive
- La pression dans le condenseur
- Le rechauffage
- Et l'écart caractéristique de la chaudière ("Pinch point")



- Schéma de l'installation avec récupération.



. Schéma de branchement de la chaudière de récupération .

Le pinch point est la différence de température entre la température des gaz d'échappement et la température ambiante.

Notons que cet écart caractéristique est compris entre 25°C et 35°C.

On se fixe $P_p = 30^\circ\text{C}$

Etat de l'eau dans la bache alimentaire

$T_a = 100^\circ\text{C}$

$P_a = 1,5 \text{ bar}$

Dans la bache alimentaire, l'eau est préchauffée jusqu'à 100°C par de la vapeur soutirée à la turbine à vapeur.

Economiseur :

$T_{se} = 100^\circ\text{C}$

$P_{se} = P_{st} = 25 \text{ bars}$

$T_{st} = 215^\circ\text{C}$

h = enthalpie

SE : Eau d'alimentation à l'entrée de l'économiseur

ST : Entrée du ballon (sortie de l'économiseur)

$h_{se} : 100 \text{ Kcal/kg}$

$h_{st} : 215 \text{ Kcal/Kg}$

Les tables de la vapeur d'eau surchauffée nous donnent :

$h'' = 669,3 \text{ Kcal/kg}$

$h' = 219,95 \text{ Kcal/Kg}$

$T_S = 222,9^\circ\text{C}$

" : Etat saturé de la vapeur

' : Etat saturé de l'eau

T_S : Température de saturation

le choix de la pression à l'entrée de l'économiseur $P_{se} = 25 \text{ bars}$, augmentée des pertes de charges, réside dans le fait que la vapeur vive ayant une température allant de 400°C à 500°C correspondant respectivement à des pressions allant de 14 à 25 bars, il s'avère nécessaire de porter un choix sur une pression toujours plus grande que la pression désirée à l'entrée de la turbine à vapeur, c'est à dire comprise entre 14 et 25 bars.

Pour nos calculs, nous avons pris :

$P_{se} = 25 \text{ bars}$

Ceci va nous imposer un diagramme du cycle combiné (température des gaz d'échappement en fonction du flux de chaleur dans l'économiseur, le vaporisateur et le surchauffeur) déduit en 1er approximation du ballon.

Vaporisateur :

$T_s = 222,9^\circ\text{C}$

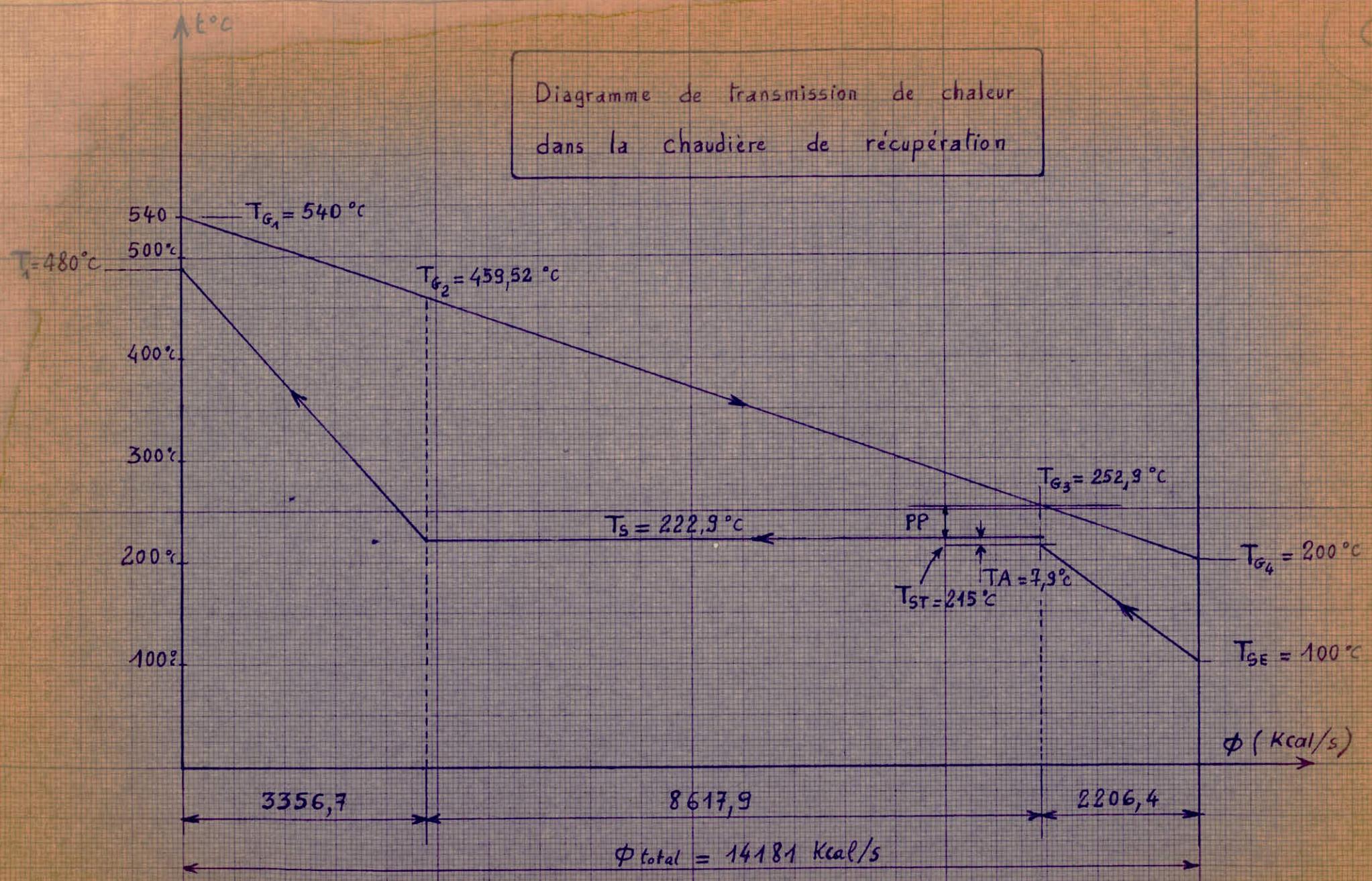
$P_s = 25 \text{ bars}$

e) Evaluation du débit de dimensionnement

Pour le calcul, nous admettons ici que le débit d'eau d'alimentation est égal au débit de vapeur vive

.../...

Diagramme de transmission de chaleur dans la chaudière de récupération



(e-1) - Equations de conservation de l'énergie de de l'économiseur et du vaporisateur :

La température de l'eau d'alimentation est inférieure à la température de saturation.

AT = 7,9 ° C : Approche de température de saturation

L'équation de conservation de l'énergie dans l'économiseur s'écrit :

$$\dot{M}_g (h_{g3} - h_{g4}) = \dot{M}_D (h_{st} - h_{se}) \quad (1)$$

h : enthalpie

G1 : Fumées à l'entrée de la chaudière

G2 : Fumées à l'entrée du vaporisateur

G3 : Fumées à l'entrée de l'économiseur

G4 : Fumées à la sortie de l'économiseur

D : vapeur ; G : Gaz, fumées

$$\dot{m}_D = \dot{m}_g \frac{h_{g3} - h_{g4}}{h_{st} - h_{se}} = \dot{m}_g \frac{c_p (T_{g3} - T_{g4})}{h_{st} - h_{se}}$$

$$\dot{m}_D = 152 \frac{0,28 (252,9 - 200)}{215 - 100} = 13,57 \text{ Kg/s}$$

$$T_{G3} = 222,9 + PP = 222,9 + 30 = 252,9 \text{ ° C}$$

L'équation de conservation de l'énergie dans le vaporisateur est

$$\dot{M}_G (h_{G2} - h_{G3}) = \dot{M}_v (h'' - h') \quad (2)$$

$$\dot{M}_g c_p (T_{G2} - T_{G3}) = \dot{M}_v (h'' - h')$$

$$T_{G2} = T_{G3} + \frac{\dot{m}_v (h'' - h')}{\dot{m}_g \cdot c_p}$$

$$T_{G2} = 252,9 + \frac{13,57 (669,3 - 219,95)}{152 \cdot 0,28}$$

$$T_{G2} = 459,52 \text{ ° C}$$

L'équation de conservation de l'énergie dans le surchauffeur s'écrit :

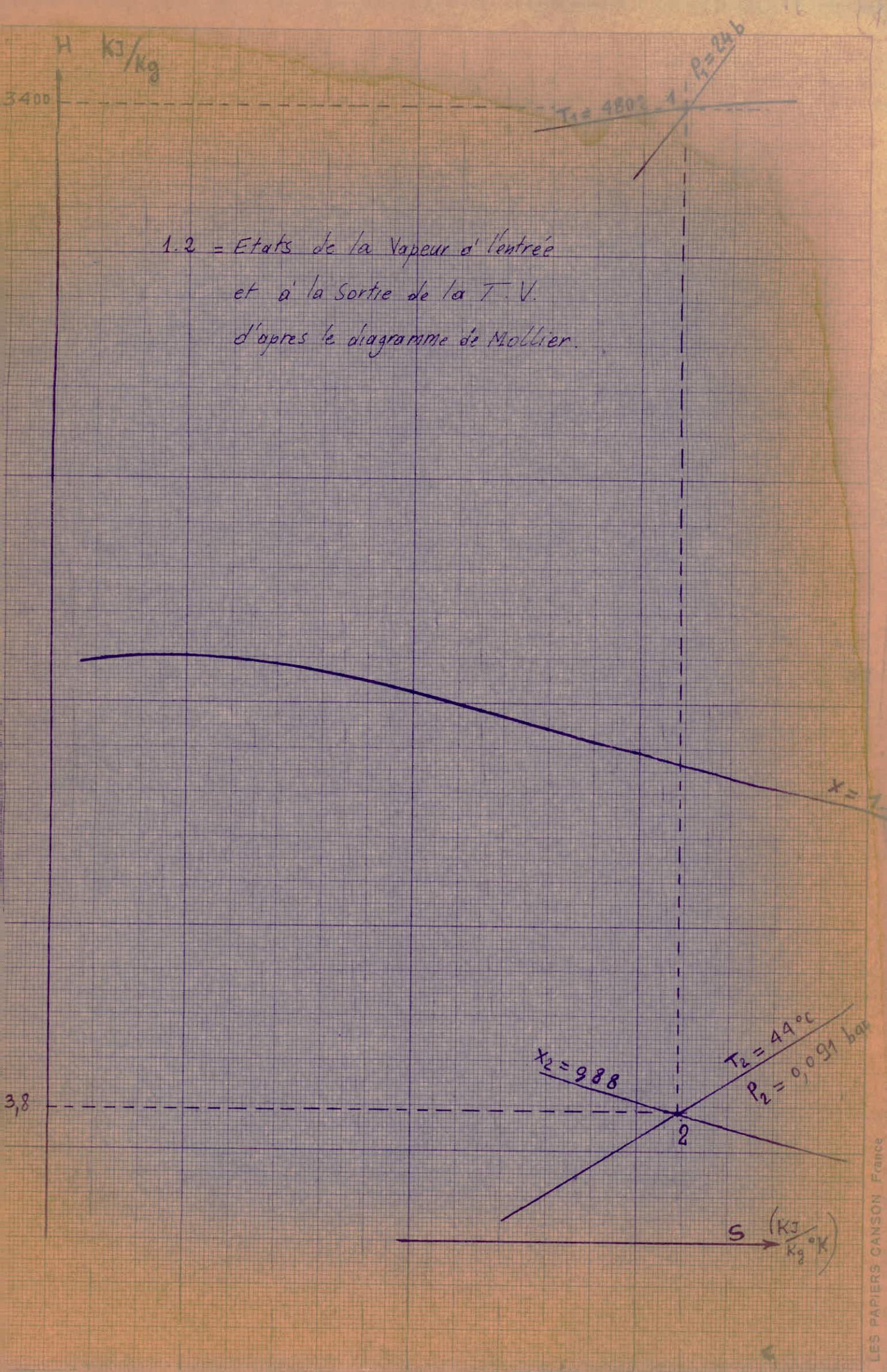
$$\dot{M}_G (h_{G1} - h_{G2}) = \dot{M}_v (h_1 - h'') \quad (3)$$

$$\text{d'où } h_1 = h'' + \frac{\dot{m}_v c_p (T_{g1} - T_{g2})}{\dot{m}_v}$$

$$h_1 = 669,3 + \frac{13,57 \times 0,28 (540 - 459,52)}{13,57}$$

$$h_1 = 844,32 \text{ Kcal/Kg}$$

Or d'après les tables $h_1 = 837,6$ nous donne $T_1 = 520 \text{ ° C}$
 Etant donné que la chaudière de récupération à un niveau de pression (avec ballon) ne permet pas d'utiliser complètement la chaleur d'échappement de la turbine à gaz, on introduit le rendement de la chaudière ou efficacité qui est de l'ordre de $\eta = 0,85$



H kJ/kg

3400

$T_1 = 480^\circ\text{C}$

$P_1 = 24 \text{ bar}$

1.2 = Etats de la Vapeur d'entrée
 et à la Sortie de la T.V.
 d'après le diagramme de Mollier.

$x = 1$

3,8

$x_2 = 988$

$T_2 = 44^\circ\text{C}$

$P_2 = 0,091 \text{ bar}$

2

S (kJ/kg)·K

$$T_2 = 44^\circ\text{C}$$

$$x_2 = \frac{H_2 - H_p}{H_s - H_p} \Rightarrow H_2 = x_2 (H_s - H_p) + H_p$$

$$H_s - H_p = \Delta H_{sp}$$

H_s = enthalpie de la Vapeur saturée.

D'après les tables de la Vapeur saturée on a: $\Delta H_{sp} = 8397,3 \text{ kJ/kg}$.

$$H_p = 184,2 \text{ kJ/kg}$$

tableau $H_2 = f(x_2)$.

x_2 titre en %	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,9
H_2 Enthalpie en J. (kJ/kg)	2221,9	2245,9	2269,9	2293,8	2317,8	2341,8

tableaux. $\eta_{th} = f(T_1)$.

T_1 °C		400	420	440	460	480	500
$x_2 = 0,85$	H_2 kJ/kg	3237,5	3280	3320	3360	3400	3437
	$H_1 - H_2$	1015,6	1058	1098	1138	1178	1215
	$H_1 - H_p$	3053,3	3095,8	3135,8	3175,8	3215,8	3252,8
	$\eta_{th} = \frac{\Delta H_{h2}}{\Delta H_{h1}}$	0,33	0,34	0,35	0,36	0,36	0,37

$x_2 = 0,88$	H_2 kJ/kg	3250	3295	3332,5	3375	3415	3452,5
	$H_1 - H_2$	956,2	1001,2	1038,7	1081,2	1121,2	1158,7
	$H_1 - H_p$	3065,8	3110,8	3148,3	3190,8	3230,8	3268,3
	$\eta_{th} = \frac{\Delta H_{h2}}{\Delta H_{h1}}$	0,30	0,32	0,33	0,34	0,34	0,35

Afin de limiter les pertes provoquées par les gouttelettes d'eau condensées entraînées à grande vitesse dans les étages basse pression, de la turbine à Vapeur, il convient de maintenir le titre à la sortie au dessus d'une valeur limite. Pratiquement, on prend toujours $x_2 \geq 0,85$.

Le volume spécifique augmente avec le titre x_2 , ce qui entraîne une augmentation dans le même sens, du condenseur. Alors, il convient de prendre $x_2 = 0,88$ pour le reste de nos calculs ($x_2 = 0,88$ Valeur optimale répondant aux 2 conditions).

L'équation devient : (3)

$$\dot{M} G (h_{G1} - h_{G2}) = \dot{M} v (h_1 - h'')$$

$$h_1 = h'' + \frac{\dot{M} G C_p (T_{G1} - T_{G2})}{\dot{M} v}$$

$$h_1 = 669,3 + \frac{0,25 \cdot 152 \cdot 0,28 (540 - 459,52)}{19,57}$$

$$h_1 = 818,07 \text{ Kcal/Kg}$$

Sur le diagramme de Mollier, on localise le point d'enthalpie $h_1 = 818,07 \text{ Kcal/Kg}$; puis on trace l'isenthalpe passant par ce point. L'intersection avec l'isentrope passant par ce point 2 ($P_2 = 0,091 \text{ bar}$, $X_2 = 0,88$, $T_2 = 44^\circ\text{C}$) de cette isenthalpe nous donne le point 1 (entrée de la turbine à vapeur) dont les caractéristiques sont :

$$T_1 = 478^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 24 \text{ bars}$$

f) Récapitulation :

Etant donné qu'on avait le libre choix en ce qui concerne la pression de la vapeur vive, il fallait porter ce choix de telle sorte qu'on respecte la pression à la sortie du surchauffeur qui est comprise entre 14 et 28 bars (vu que T_1 varie de 400 à 500 ° C pour un même titre 0,88) et toujours inférieure à la pression choisie (pression de l'eau d'alimentation) dans le cas des chaudières à ballon.

Ayant choisi une pression $P_a = 30 \text{ bars}$, on a abouti à un débit de dimensionnement supérieur au débit théorique et une température $T_1 = 520^\circ\text{C}$ qui ne peut être retenue puisqu'on est limité dans l'utilisation de tout le flux de chaleur.

On a donc pris : $P_a = 25 \text{ bars}$

Les résultats alors obtenus comparativement à d'autres résultats pratiques ont été estimés valables.

$$\dot{M} D = \dot{M} v = 19,57 \text{ Kg/s}$$

$$T_1 = 478^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 24 \text{ bars}$$

g) Calcul du flux de chaleur à travers l'économiseur, le vaporisateur et le surchauffeur :

g. 1) Flux à travers le surchauffeur :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_s &= \dot{M} G (h_{G1} - h_{G2}) \\ &= \dot{M} G C_p (T_{G1} - T_{G2}) = 152 \times 0,28 (540 - 459,52) \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_s = 3425,23 \text{ Kcal/s}$$

g. 2) Flux à travers le vaporisateur :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_v &= \dot{M}_G (h_{G2} - h_{G3}) \\ &= \dot{M}_G C_p (T_{G2} - T_{G3}) = 152 \times 0,28 (459,52 - 252,9) \\ \dot{Q}_v &= 8793,75 \text{ Kcal/s}\end{aligned}$$

g. 3) Flux à travers l'économiseur :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{eco} &= \dot{M}_G (h_{G3} - h_{G4}) \\ &= \dot{M}_G (T_{G3} - T_{G4}) = 152 \times 0,28 (252,9 - 200) \\ \dot{Q}_{eco} &= 2251,42 \text{ Kcal/s}\end{aligned}$$

g. 4) Flux total en tenant compte de s pertes diverses qui sont en général de l'ordre de 2 % :

$$\dot{Q}_{Total} = 0,98 (\dot{Q}_s + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{eco}) = 14\ 181 \text{ Kcal/s}$$

Donc les flux de dimensionnement seront :

$$\dot{Q}_s = 3425,23 \times 0,98 = 3356,7 \text{ Kcal/s}$$

$$\dot{Q}_v = 8793,75 \times 0,98 = 8617,9 \text{ Kcal/s}$$

$$\dot{Q}_{eco} = 2251,42 \times 0,98 = 2206,4 \text{ Kcal/s}$$

C H A P I T R E IV

DIMENSIONNEMENT DE LA CHAUDIERE

I - Equation de conservation de l'énergie

I. 1 - Vaporisateur et Economiseur

Les pertes de charges dans l'économiseur et le vaporisateur n'ont qu'une influence très limitée sur l'équation de conservation de l'énergie. Ce qui permet d'écrire l'équation de conservation de quantité de mouvement $DP = f(\dot{m}, Re, \text{géométrie}) = 0$. Cela revient à admettre que la pression le long de l'échangeur de chaleur reste constante tant du côté gaz que du côté eau. L'équation de conservation de l'énergie s'écrit pour un élément dx de l'échangeur approximé par un tuyau de la manière suivante :

$$d\dot{Q} = K \pi d dx Dt \quad (1)$$

En admettant que le coefficient de transmission de chaleur K reste constant tout le long de l'échangeur (economiseur ou vaporisateur), l'équation (1) devient :

$$\dot{Q} = K \pi d \int_0^L \Delta t_m dx \quad (2)$$

L : longueur du tube de l'échangeur

$\Delta t_m(x)$ ne peut en général pas être intégrée ; c'est pour cela que l'échangeur doit être divisé en élément discrets. Dans les cas particuliers des échangeurs à contre courant ou à courant parallèle, l'intégration est possible si les chaleurs spécifiques des 2 fluides restent constantes le long de l'échangeur.

Le résultat de l'intégration est la différence des températures moyennes logarithmiques, Dt_m

$$\int_0^L \Delta t(x) dx = \Delta t_m = \frac{\Delta t_E - \Delta t_S}{\ln\left(\frac{\Delta t_E}{\Delta t_S}\right)} \quad (3)$$

Cette valeur Dt_m est utilisable pour un économiseur ou un vaporisateur bien que les échangeurs soient à courants croisés, car l'erreur faite reste négligeable pour les raisons suivantes :

- L'équation est écrite sous forme adimensionnelle, ce qui veut dire que les facteurs constants sont éliminés. En particulier l'erreur provenant de la géométrie qui est pratiquement une constante.

- Pourvu que la conservation de l'énergie soit respectée le choix de la différence de température moyenne logarithmique ou d'une autre moyenne n'a pas de grande influence sur le résultat final, du fait que les échangeurs sont placés en série.

L'équation (1) devient en portant (3) dans (2)

$$\Phi = K S \Delta t_m \quad (4)$$

I. 2 - Différence des températures moyennes logarithmiques

I. 2. 1 - Economiseur

$$\Delta t_{mE} = \frac{(t_{g2} - t_{s1})(t_{g1} - t_{s2})}{t_{g1} - t_{s1}} = \frac{(292,3 - 215) - (200 - 100)}{\ln \frac{251,3 - 215}{100}}$$

$$\Delta t_{mE} = 64^\circ\text{C}$$

I. 2. 2 - Vaporisateur

$$\Delta t_{mV} = \frac{(t_{g2} - t_{s1}) - (t_{g3} - t_{s2})}{t_{g3} - t_{s1}} = \frac{t_{g2} - t_{g3}}{\ln \frac{t_{g2} - t_{s1}}{t_{g3} - t_{s1}}} = \frac{459,52 - 252,9}{\frac{459,52 - 222,9}{252,9 - 222,9}} = 100^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{mV} = 100^\circ\text{C}$$

I. 2. 3 - Surchauffeur

$$\Delta t_{mS} = \frac{(t_{g2} - t_{s1}) - (t_{g1} - t_{s2})}{t_{g1} - t_{s1}} = \frac{(459,52 - 222,9) - (540 - 480)}{\ln \frac{459,52 - 222,9}{540 - 480}} = 128,72^\circ\text{C}$$

I. 3 - Coefficient de transmission global

Le coefficient de transmission de chaleur pour un échangeur se calcule comme suit :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{d_m} + \frac{d_m}{2\lambda} \ln \frac{d_a}{d_v} + \frac{d_a}{d_v} \frac{1}{d_e}}$$

rapporté au diamètre extérieur d_G du tube.

d_G : coefficient de transfert de chaleur des fumées à la paroi de l'échangeur (Kcal/m²h°C)

λ : Conductivité thermique du matériau de la paroi (Kcal/mh°C)

d_e : Coefficient de transfert de chaleur par convection de la paroi de l'échangeur à l'eau (Kcal/m²h°C)

II - Dimensionnement - Calculs

A) Dimensionnement du surchauffeur

Le coefficient de transmission de chaleur pour le surchauffeur est :

$$K_{Gn} = \frac{1}{\frac{1}{d_G} + \frac{d_G}{2\lambda} \ln \frac{d_G}{d_v} + \frac{d_G}{d_v} \frac{1}{d_v}}$$

Le terme $\frac{d_G}{2\lambda} \ln \frac{d_G}{d_v}$ étant négligeable :

$$\frac{1}{\frac{1}{d_G} + \frac{d_G}{d_v} \frac{1}{d_v}} \quad (1)$$

Le surchauffeur étant du type tubulaire à ailettes, on a

$S_{Gn} > S_G$

S_{Gn} : Surface avec nervures

S_G : Surface sans nervures

$$K_{Gn} = \frac{1}{\frac{S_G}{S_{Gn}} \frac{1}{d_G} + \frac{d_G}{d_v} \frac{1}{d_v}} \quad (2) \quad \text{Rapporté à la surface } S_{Gn}$$

On admet que la température est uniforme sur toute la hauteur de l'ailette (ou nervure) et elle est égale à la température de la paroi du tube.

D'après VICTOR. V. GHIA, on satisfait à cette condition lorsque :

$$\frac{e^{x_{nbG}} - e^{-x_{nbG}}}{e^{x_{nbG}} + e^{-x_{nbG}}} \approx x_{nbG}$$

$$\text{avec } x_n = \sqrt{\frac{2 d_G}{\lambda_m \delta_G}} \quad (3)$$

b_G : hauteur de l'ailette (m)

δ_G : Epaisseur de l'ailette (m)

λ_m : Conductivité thermique du matériau de l'ailette (Kcal/mh°C)

Pour tout récupérateur associé aux installations de turbines à gaz, on peut en général admettre que $d_G = d_v$ pour dire que la plupart de la chaleur est transmise par convection.

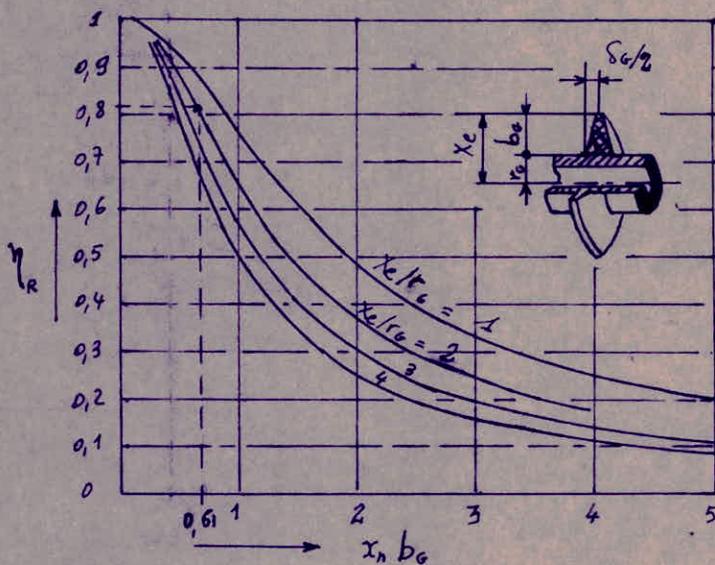
Si $X_e = b_G + r_G$ r_G : rayon ext. du tube avec

$$\frac{X_e}{r_G} = 2 \quad \text{et un rendement de l'ailette de } 0,82$$

On peut avoir $X_{nbG} = 0,61$ qui respecte la condition (3)

Les chaudières de récupération exigent sur le plan. Construction un encombrement réduit et si possible une perte de pression réduite du côté gaz d'échappement. L'encombrement est réduit par l'utilisation de tubulures à nervures.

Ailette à profil triangulaire



- Rendement η_R des ailettes d'après Gardner en fonction du coefficient de la chaleur α_G , rapporté à la surface extérieure de l'ailette ; du coefficient de conductibilité thermique λ_m du matériau de l'ailette, de la hauteur b_G et de l'épaisseur δ_G de l'ailette.

$$x_n b_G = b_G \cdot \sqrt{\frac{2\alpha_G}{\lambda_m \delta_G}}$$

λ_m : Conductibilité thermique d'une mesure.

Matériau: Alliage Nickel - Chrome : 8 Ni 18 Cr

$$\lambda_m = 19 \text{ kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

On choisit une disposition des tuyaux en quiconque dans le but d'économiser environ 50 % de la surface de chauffe. Les répartitions en quiconce procurent bien qu'un encombrement plus réduit, des pertes de pressions plus élevées. Par conséquent, la vitesse des gaz est de l'ordre de 20 à 22 m/s, de sorte à limiter ces pertes de pressions. On admet que les gaz circulent à la vitesse de 20 m/s

$$C_G = 20 \text{ m/s}$$

On recommande toujours dans les projets le rapport :

$$\frac{C_v}{C_G} \leq 0,7$$

C_v : Vitesse de la vapeur dans la tuyauterie

Dans ce cas, on adopte : $\frac{C_v}{C_G} = 0,5 \Rightarrow C_v = 10 \text{ m/s}$

1) Evaluation des coefficients de transfert de chaleur gaz-paroi et paroi vapeur

1.1) Coefficient de transfert de chaleur paroi vapeur (α_v)

Les calculs sont faits à la température moyenne dans le surchauffeur.

$$T_m = \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{222,9 + 480}{2} = 351,51^\circ\text{C}$$

1.1.1) Propriétés physiques de la vapeur d'eau surchauffée

Les tables de la vapeur surchauffée nous donnent :

$$\text{à } t_m = 351,45^\circ\text{C}$$

$$P = 24 \text{ bars}$$

$$\rho_v = 8,559 \text{ Kg/m}^3$$

$$c_p = 0,5493 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu_v = 21,775 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/ms}$$

$$\nu_v = 2,544 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda_v = 46,2 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$$

ρ_v : Masse volumique de la vapeur

c_p : Chaleur massique de la vapeur

μ_v : Viscosité dynamique de la vapeur

ν_v : Viscosité cinématique de la vapeur

λ_v : Conductivité thermique de la vapeur

Nombre de PRANDL :

$$Pr_v = \frac{c_p \mu_v}{\lambda_v} = \frac{0,5493 \cdot 21,775 \cdot 10^{-6}}{46,2 \cdot 10^{-3}} = 0,93$$

Abaque de la vapeur surchauffée donnant les pertes de pression par forttement dans les tuyauteries.
 Données pour utiliser le diagramme (I F C E).
 Vitesse $C_v = 10 \text{ m/s}$
 Diamètre intérieur du tube : $d_v \text{ (mm)}$ (de 20 à 45 mm)
 Température moyenne de la vapeur : $t_m = 350^\circ\text{C}$
 Pression de la vapeur : $P = 24 \text{ bars}$

Le diagramme se divisant en 6 autres diagrammes (1, 26). Le n° 1 et n° 6 nous donnent :

$$V_v = \frac{1}{\rho} = 0,12 \text{ m}^3/\text{kg} \rightarrow \rho = 8,33 \text{ kg/m}^3$$

Viscosité dynamique μ_v :

On lit : $\mu_v/\rho = 2,73 \text{ m}^2/\text{s} \Rightarrow \mu_v = 22,85 \text{ kg/m.s}$

$$V_v = \frac{\mu_v}{\rho} = 2,744 \text{ m}^2/\text{s}$$

Tableau avec plusieurs diamètres (cf page suivante).
 Ce tableau nous a permis de fixer un diamètre optimal $d_v = 40 \text{ mm}$, en minimisant les pertes de charge par frottement et en tenant compte de l'encombrement qui serait dû au surdimensionnement qui n'entraînerait pas une grande diminution de pertes de charge.

- $d_v = 40 \text{ mm}$
- $d_g = 46 \text{ mm}$

1.1.2) Détermination de λ_v :

(cf "Utilisation rationnelle de la vapeur d'eau" I F C E)

Formule pour l'air et la vapeur surchauffée :

En tenant compte que pour les gaz et vapeurs $Pr = 1$, la théorie frictionnaire de la convection conduit à la relation simplifiée :

Nombre de Nusselt $Nu = 0,042 Re^{0,75}$

avec : $Pe = \frac{C_p \rho C_v d_v}{\lambda_v} = Pr Re = Re$

Pe : nombre de PECLET

d'autre part $Nu = \frac{\lambda_v d_v}{\lambda_v}$

En explicitant et en introduisant à la place de la vitesse C_v , le débit massique $Q_m = \rho_v C_v S_v$

On a :

$$\lambda_v = \frac{Nu \lambda_v}{d_v} = 0,042 \frac{C_p^{3/4} \rho^{3/4} C_v^{3/4} \lambda_v}{\lambda_v^{3/4} C_v} = 0,042 \pi^{-3/4} 4^{3/4} (5600)^{3/4} \lambda_v^{1/4} C_p^{3/4} Q_m^{-3/4} d_v^{-7/4}$$

Ψ_n	1,4	1,45	1,46	1,5	1,6	1,8	2
$\frac{K}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$	161,26	164,21	164,8	167	172,5	182,4	191,12
$S_{Gn} (m^2)$	582,16	571,7	569,6	562,2	544,3	514,7	491,2
$S_G (m^2)$	416	394,27	390	374,6	340,2	286	245,6
n_t	1200	1137	1124	1080	981	825	708
$S_{tn} (m^2)$	0,485	0,503	0,506	0,519	0,555	0,624	0,693

Ψ_n : Facteur de nervurage $\Psi_n = \frac{S_{Gn}}{S_G}$

S_{Gn} : Surface nervurée

S_G : Surface lisse

S_{tn} : Surface d'un tube nervuré

tableau fait pour $C_v = 10 \text{ m/s}$

Enfin

$$d_v = \frac{22,8 \lambda^{1/4} C_p^{3/4} q_m^{3/4}}{d_v^{7/4}}$$

$q_m = \text{Kg/s}$
 $C_p = \text{Kcal/kg}^\circ\text{C}$
 $\lambda_v = \text{Kcal/mh}^\circ\text{C}$
 $d_v = (\text{m})$

On pose $d_{vi} = Y \frac{q_m^{3/4}}{d_v^{7/4}}$

avec $Y = 22,8 \lambda^{1/4} C_p^{3/4}$

Y est donné par la figure de la page suivante pour une pression de 1 bar (Fig 1)

Si d_{vi} est le coefficient de transmission à $P = 1$ bar et la température $t_{\text{moy}} = 350^\circ\text{C}$, on a pour la même température et une pression quelconque $P > 1$ bar.

$$d_v = d_{vi} \cdot X$$

X : coefficient de correction donné à la page suivante fig 2

$P = 24 \text{ bar}$
 $t = 350^\circ\text{C}$

→ $X = 0,82$

$Y = 6,17$

→ $d_{vi} = \frac{6,17 (19 \text{ m})^{3/4}}{d_v^{7/4}} = \frac{6,17 \left(\frac{37,84}{3,5} \right)^{3/4}}{(0,04)^{7/4}}$

$$d_{vi} = 317,37 \text{ kcal/hm}^2 \cdot \text{c}$$

d'où

$$d_v = \frac{317,37}{0,82} = 387 \text{ kcal/hm}^2 \cdot \text{c}$$

$$d_v = 387 \text{ kcal/hm}^2 \cdot \text{c}$$

1.2) Coefficient de transfert de chaleur gaz-paroi ()

1.2.1) Propriétés physiques des gaz d'échappement

Les calculs sont faits à la température moyenne.

$$t_m = \frac{t_{g2} + t_{g1}}{2} = \frac{450,52 + 540}{2} = 499,76^\circ\text{C}$$

$$t_m = 500^\circ\text{C}$$

Masse volumique des fumées à la température $t^\circ\text{C}$

$$\rho_g = \frac{\rho_{g0}}{1 + t/273}$$

101

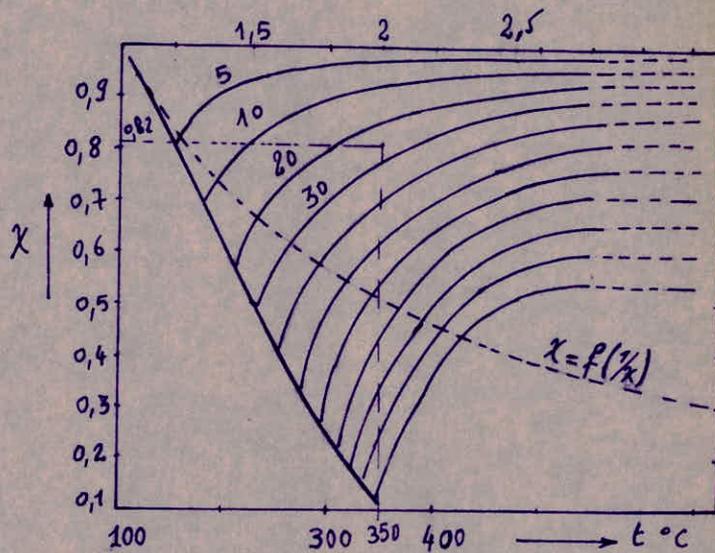


Fig. 2

- Rapport $X = \frac{\alpha_{t, p=1\text{bar}}}{\alpha_{t, p}}$ en fonction de la température et de la pression -

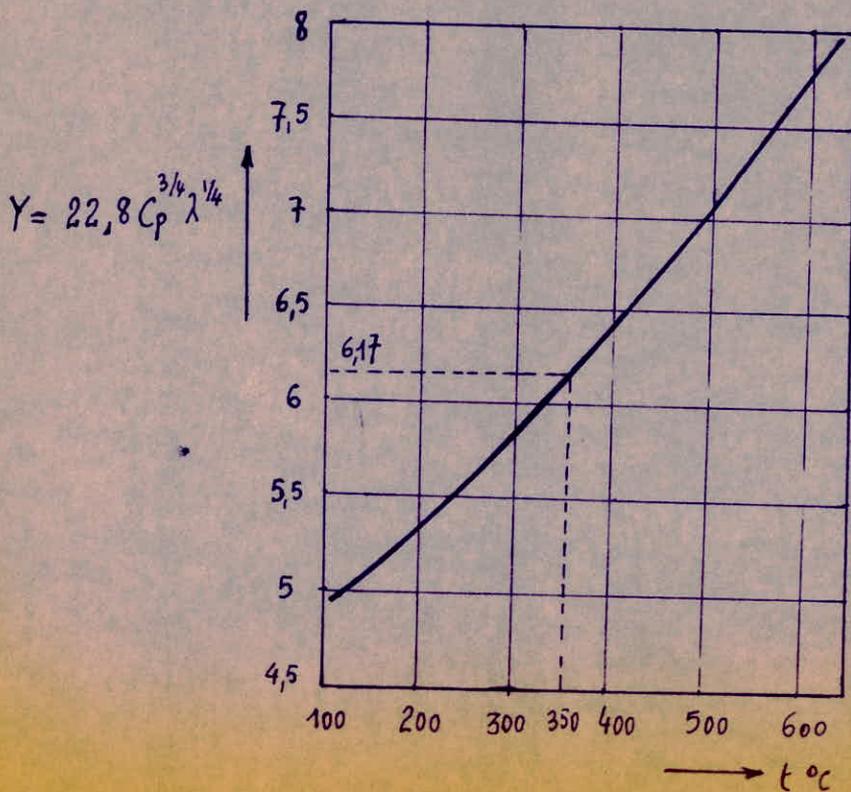


Fig. 4

- Fonction $Y = f(t, p)$ pour de la vapeur et $P = 1\text{bar}$ -

ρ_{0G} : Masse volumique des fumées rapportées aux conditions iso.

ρ_{0G} : est donné par la relation :

$$\rho_{0G} = \frac{44CO_2' + 18H_2O' + 28N_2' + 32O_2'}{22,4 \cdot 100} \quad [kg/m^3]$$

On sait que qu'en pourcentage molaire =

- CO2 = 7,12 %
- H2O = 13,23 %
- N2 = 74,16 %
- O2 = 5,88 %

$$\rho_{0G} = 1,257 \text{ Kg/m}^3$$

d'où

$$\rho_G = \frac{1,257}{1 + \frac{500}{273}} = 0,444 \text{ kg/m}^3 \text{ à } 500^\circ\text{C}$$

Chaleur massique à pression constante des fumées à la t moy = 500°C

Les tables thermodynamiques donnent pour les gaz :

CO2	$c_p = 0,2756$	Kcal/kg°C
H2O	" = 0,5092	"
N2	" = 0,2664	"
O2	" = 0,2504	"

Teneur en pourcentage massique en :

CO2	11,12 %	11,12 % x 0,2756
H2O	8,46 %	8,46 % x 0,5092
N2	73,74 %	73,74 % x 0,2664
O2	6,68 %	6,68 % x 0,2504

$$\rightarrow c_{p \text{ total}} = 0,2859 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

Nombre de PRANDL :

$$Pr_G = \frac{c_p \rho_G}{\lambda_G} = \frac{c_p \rho_G V_G}{\lambda_G}$$

un tableau d'après V. V. GHIA donne :

$$V_G = 76,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda_G = 5,64 \cdot 10^{-2} \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$$

$$Pr_G = \frac{0,2859 \cdot 0,444 \cdot 76,3 \cdot 10^{-6} \cdot 3500}{5,64 \cdot 10^{-2}} = 0,62$$

$$Pr_G = 0,62$$

- V_G : Viscosité cinématique des gaz d'échappement
- λ_G : Conductivité thermique des gaz d'échappement

1.2.2) Détermination de α_G

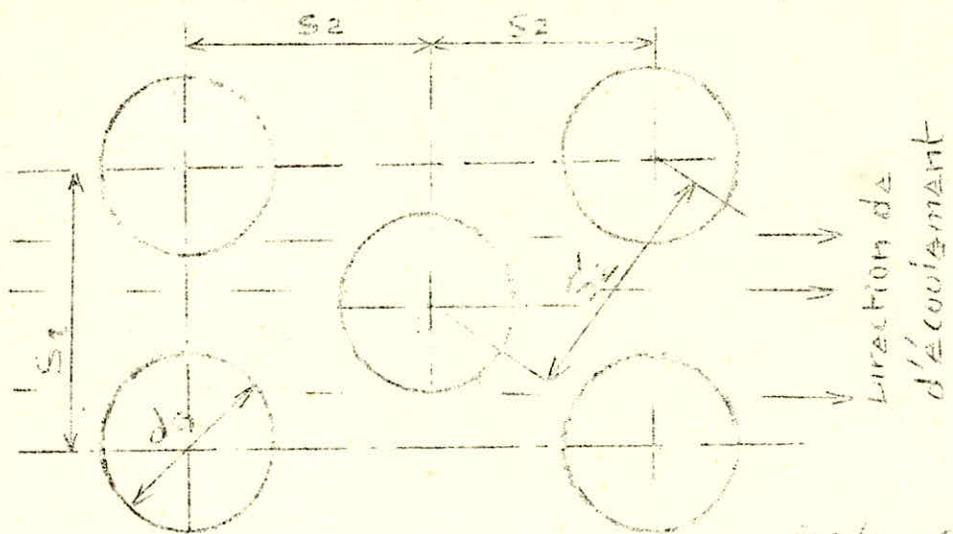
Tableau récapitulatif

VAPEUR SURCHAUFFÉE $T_{\text{moy}} = 351,45^{\circ}\text{C}$			
ρ_v (kg/m^3)	γ_v (m^2/s)	λ_v $\frac{\text{kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}}$	P_{r_v}
8,559	$2,544 \cdot 10^{-6}$	$4,62 \cdot 10^{-2}$	0,93
D'après tables thermodynamiques			

D'après Abaque			
ρ_v (kg/m^3)	γ_v (m^2/s)	λ_v $\frac{\text{kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}}$	P_{r_v}
8,33	2,744	$4,62 \cdot 10^{-2}$	0,98

FUMÉES $T_{\text{moy}} = 499,76^{\circ}\text{C} \approx 500^{\circ}\text{C}$			
ρ_g (kg/m^3)	γ_g (m^2/s)	λ_g $\frac{\text{kcal}}{\text{h}\cdot\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}}$	P_{r_g}
0,444	$76,3 \cdot 10^{-6}$	$5,64 \cdot 10^{-2}$	0,62

Les tubes du surchauffeur sont disposés en quiconque



$$S_2/S_1 = 0,5 \rightarrow 0,5 = 95 \div 1,5$$

$$S_1/d_g = 1, 2, \dots, 3$$

Pour faciliter l'écoulement des gaz dans les espaces libres, on prend :

$$\frac{S_1}{d_g} = 3 \rightarrow S_1 = 3 d_g = 3 \cdot 46 = 138 \text{ mm}$$

$$\frac{S_2}{S_1} = 0,5 \rightarrow S_2 = 0,5 S_1 = 69 \text{ mm}$$

$$S'_2 = \left(S_2^2 + \frac{S_1^2}{4} \right)^{1/2} = \frac{\sqrt{2}}{2} S_1 = 97,6 \text{ mm}$$

Calcul de C :

Sans être dans l'obligation de corriger la différence moyenne logarithmique des températures, on utilise, en profitant des avantages du coulant croisé, la relation :

$$d_g = 0,25 C Re_g \frac{\lambda_g}{d_g} \quad \text{Pour } Re_g > 10.000$$

C : Facteur dont les valeurs dépendent de l'intervalle de variation du rapport $\frac{S_1}{d_g}$

$$S_1/d_g > 3 \Rightarrow C = 1,3$$

$$S_1/d_g = 1, 2, \dots, 3 \Rightarrow C = 1 + 0,1 \frac{S_1}{d_g}$$

Pour ce cas : C = 1,3

Nombre de Re :

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

d h : Diamètre hydraulique

$$d_h = \frac{4(S_1 S_2 - \frac{\pi}{4} d_g^2)}{\pi d_g} = \frac{4(138 \cdot 69 - 0,785 \cdot 46^2)}{\pi \cdot 46} \cdot 10^{-3} = 92,7$$

$$\rightarrow R_{eq} = \frac{20.0,217}{76,3} = 56880$$

$$\text{Donc } d_{07} = 0,25.1,3 (56880)^{0,6} \frac{5,64 \cdot 10^{-2}}{0,046} = 284 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}}$$

1.3) coefficient global de transfert de chaleur rapporté à la surface ext. d'échange :

En tenant compte des ailettes et du coefficient d'encrassement (2) devient :

$$K = \frac{1}{\frac{S_G}{S_{GN}} \cdot \frac{1}{d_G} + \frac{d_0}{d_v} \cdot \frac{1}{d_v} + \frac{S_G}{S_{GN}} \cdot \frac{1}{h}}$$

$\psi_n = \frac{S_{GN}}{S_G}$: facteur de nervurage $\psi_n = 1,4 \div 2$

h : coefficient d'encrassement à l'intérieur des tubes et à l'ext. h = 1 000 Kcal/hm²°C

L'équation (4) de (I) s'écrit :

$$Q_s = K S_{GN} \Delta T_m$$

$$S_{GN} = \frac{Q_s}{K \Delta T_m} = \frac{3356,7 \cdot 3600}{10 \cdot 128,72}$$

Le tableau de la page suivante donne : K, S GN, S G , nombre de tubes n_t ... en fonction de plusieurs valeurs de ψ_n

$$n_t = \frac{S_G}{\pi d_G L}$$

L : longueur du tube du surchauffeur : L = 2,4 m

Épaisseur de l'ailette : s_G

$$s_G = \frac{d_G \cdot b_G^2}{20 (0,61)^2} = \frac{3 \cdot 284 (0,023)^2 \cdot 10^3}{19 \cdot (0,37)} = 42 \text{ mm}$$

$$b_G = r_e - r_G = 2r_G - r_G = 23 \text{ mm}$$

$$\underline{b_G = 23 \text{ mm}}$$

ϕ (mm)	20	25	30	35	40	45	50
$q_m = \rho_v C_v S \cdot 3600$ Kg/h	94,21	147,2	212	288,52	376,84	477	588,8
Re_v	72644	87992	106581	124243	156373	160934	175430
Coefficient λ (Perte de ch)	0,026	0,0245	0,0233	0,0225	0,0217	0,0215	0,0205
$\frac{\Delta P}{\Delta l}$ (Kg/m ² .m)	44	38	29,5	22	21,25	19	18,05

. Tableau établi à partir de l'abaque.

Surface de l'ailette : S_{1n}

Pour une ailette, tout se passe comme si on avait joint deux cônes. En déployant les deux cônes, on évalue la surface équivalente par la relation :

$$S_{1n} = \frac{3 \pi d_G^3}{2 \delta_G} \quad S_{1n} = \frac{3}{2} \pi \frac{(0,046)^3}{0,042} = 0,0109 \text{ m}^2$$

Surface totale d'un tube ailetté :

$$S_{tn} = \frac{S_{tn}}{n_t}$$

Nombre d'ailettes total que peut contenir un tube :

En adoptant un nombre d'ailettes inférieur à 57, il est évident qu'on prévoit un pas d'ailette suffisant : le choix est fait sur un nombre tel que la surface nervurée soit effectivement portée par un tube de longueur 2,4 m.

$$L = L_n + L_e \quad (1)$$

L_n : longueur occupée par n_n nervures sur un tube
L_e : longueur lisse restante du tube

$$L = n_n \delta_G + \frac{S_{tn} - n_n S_{1n}}{\pi d_G} = n_n \left(\delta_G - \frac{S_{1n}}{\pi d_G} \right) + \frac{S_{tn}}{\pi d_G}$$

$$\frac{L - \frac{S_{tn}}{\pi d_G}}{\delta_G - \frac{S_{1n}}{\pi d_G}} = 33 \text{ ailettes} \quad (2)$$

Il n'y a que 1 i nombre d'ailettes qui satisfait aux conditions (1) et (2), on a donc :

$$\psi_n = 1,46 \quad \text{voir tableau 15'}$$

ψ_n correspond à une augmentation de 46 % sur la surface d'un tube.

$$n_t = 1124 \text{ tubes}$$

$$S_{Gn} = 569,6 \text{ m}^2$$

$$S_G = 390 \text{ m}^2$$

$$S_{tn} = 0,506 \text{ m}^2$$

Pas des ailettes :

$$P = \frac{S_{tn} - n S_{1n}}{\pi d_G n_n} + \delta_G = 72,67 \text{ mm}$$

.../...

Densité des tubes :

En se référant au schéma de la disposition des tubes, on évalue leur densité \bar{v} :

$$\bar{v} = \frac{1}{S_1 S_2} = 105 \text{ tubes/m}^2$$

Section du surchauffeur si on avait 1 seul faisceau :

$$A = \frac{m t}{\bar{v}} = \frac{1124}{105} = 10,70 \text{ m}^2$$

Nombre de tubes par rangée longitudinale :

Le débit total de vapeur est égal au nombre de tubes par faisceau multiplié par le débit qui circule dans un tube.

$$Q = m \cdot q \rightarrow m = Q/q = \frac{Q}{\rho_v c_v \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 19,57}{8,33 \cdot 10 \cdot \pi (0,04)^2} = 186$$

$$m = 186 \text{ tubes}$$

On dispose les tubes en 3 faisceaux de 62 tubes chacun

$$(3 \times 62 = 186)$$

Il y'a 6 rangées longitudinales et 3 rangées transversales

Section d'un faisceau :

$$A_F = \frac{62}{105} = 0,59 \text{ m}^2$$

Si on suppose que les faisceaux sont carrés ; le côté du carré est :

$$a = (0,59)^{1/2} = 0,77 \text{ m}$$

Surface en contact avec les gaz :

$$S = \frac{\dot{m}_G}{\rho_G c_G} = \frac{152}{0,444 \cdot 20} = 17,11 \text{ m}^2$$

Longueur du surchauffeur : L s

$$L s = 6 \times a + 7 e$$

e : espacement entre les faisceaux (7 espacements)

$$\text{d'autre part : } L s \times L = 17,11 \text{ m}^2$$

$$L = 2,4 \text{ m}$$

$$L s = \frac{17,11}{2,4} = 7,13 \text{ m} \Rightarrow e = \frac{7,13 - 6 \times 0,77}{7} = 0,358$$

$$e = 358 \text{ mm}$$

B) Dimensionnement du vaporisateur :

1) Théorie de l'ébullition dans les tube-s

Dans la plupart des applications pratiques, un fluide à une température inférieure à son point d'ébullition et à la pression du système, entre à l'intérieur d'une conduite où il est chauffé de sorte qu'il se produise une vaporisation progressive. En dépit de vastes réalisations industrielles ayant mis en jeu ce processus pendant de nombreuses années. Ce phénomène fondamental n'est pas encore maintenant pleinement compris. Ceci est dû au grand nombre de variables expérimentales qui doivent être englobées dans une analyse mathématique.

La ~~Figure~~ (V2) montre au moyen de schémas le comportement du liquide filtré, à l'intérieur de la conduite, pendant la vaporisation.

Ce graphique V2 représente le coefficient d'échange de chaleur en un point bien déterminé en fonction du titre total. Bien entendu, vu la continuité de l'apport de chaleur au fluide le titre augmente à mesure qu'on s'éloigne de l'entrée.

Le titre coefficient d'échange de chaleur à l'entrée peut être évalué à partir de l'équation suivante :

$$\frac{\bar{d}_v}{C_p \cdot G} = 0,023 \left(\frac{\mu}{D_h \cdot G} \right)^{0,2} \cdot Pr^{-2/3}$$

- μ = Viscosité dynamique à la température moyenne kg/mh
- G = ρv = Densité de débit ou (vitesse massique) en kg/hm²
- Pr = Nombre de PRANDL à la température moyenne
- D_h = Diamètre hydrolygic en m

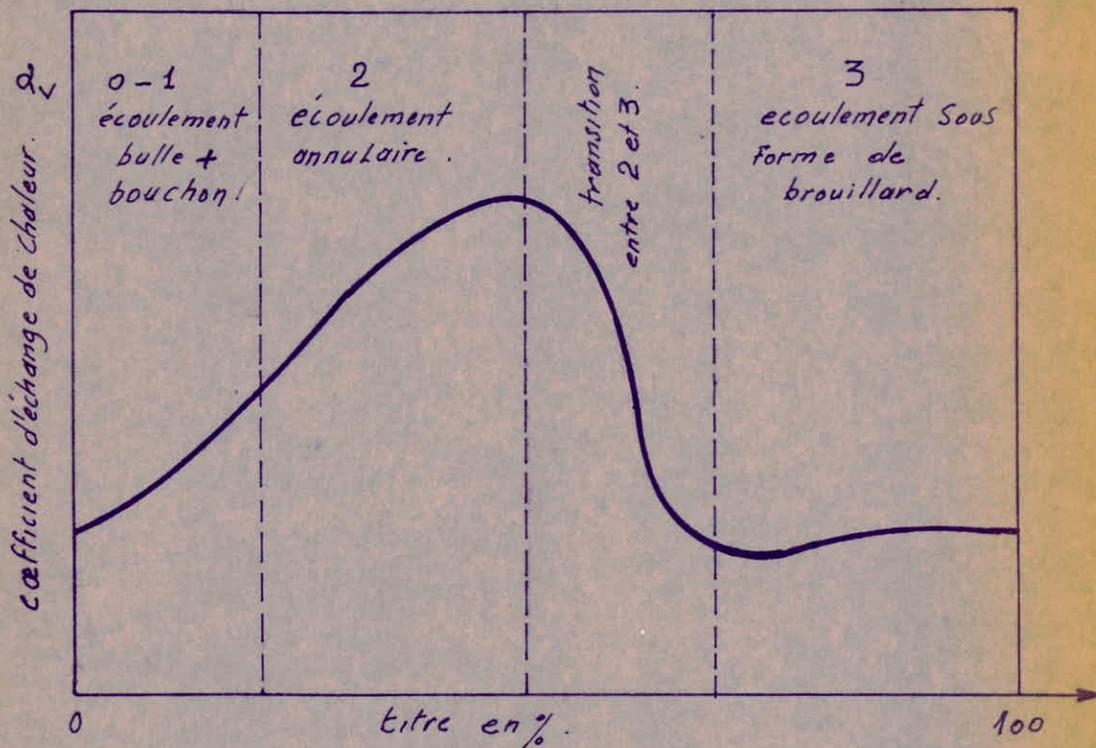
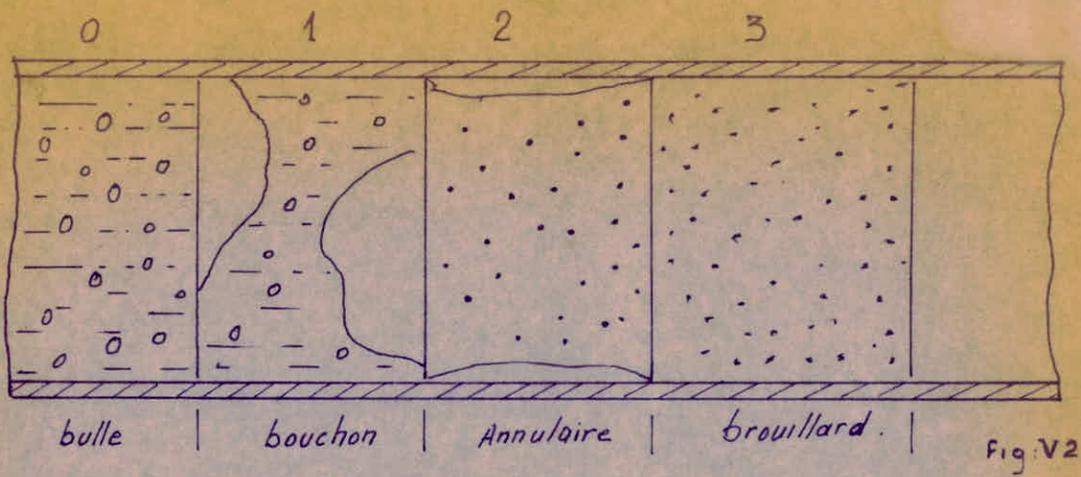
Lorsque la température de la masse fluide s'approche de la température de saturation, atteinte général à une faible distance à l'entrée du vaporisateur, des bulles déclenchées à partir des noyaux prennent naissance et sont transportées dans le courant principal. Ce régime est celui de l'écoulement en bulles (zone 0).

Cet écoulement a lieu pour un titre (X) très faible.

Lorsque la fraction en volume de la vapeur augmente, les bulles isolées commencent à se réunir et donnent naissance à des tampons ou bouchons (zone 1). C'est l'écoulement en bouchons. La vitesse du fluide peut augmenter sensiblement. Des bulles continuent à se former sur la paroi et le mécanisme de transmission de la chaleur dans cet écoulement est semblable à l'écoulement en bulles. Lorsque le fluide continue à circuler dans le tube et que le titre augmente, le régime d'écoulement annulaire apparaît. Ici, la chaleur est transmise à travers un film de liquide qui se forme sur la paroi. Au centre du tube, la vapeur s'écoule à grande vitesse.

La chaleur produite, cependant, essentiellement par vaporisation à l'interface liquide-vapeur et non pas par la formation des bulles à l'intérieur de l'anneau liquide.

On pense généralement que le passage au régime d'écoulement en brouillard a lieu pour des titres d'au moins 25 %.



Evolution de α_v en fonction du titre X en %

graph: V2

La transition de l'écoulement annulaire à l'écoulement sous forme de brouillard est d'un grand intérêt car on peut penser que c'est à ce moment là que le coefficient d'échange de chaleur subit une nette diminution (graph. V2). C'est pourquoi, ce point de transition peut être la cause de l'apparition du point de destruction lors de la vaporisation en convection forcée à moins que l'on réduise la densité de flux de chaleur en conséquence avant d'atteindre ce point.

2) Écoulement sous forme de brouillard

Dans l'écoulement sous forme de brouillard, la plupart de la chaleur est transmise à partir de la paroi vers la vapeur, puis la chaleur s'écoule dans la partie centrale de la vapeur ou elle se transmet aux gouttelettes, la fraction massique est assez importante à cause du rapport élevé des densités de liquide et de vapeur.

Comme le nombre de la Re du film liquide dans un vaporisateur opérant en convection forcée, décroît lorsque le titre augmente, l'anneau liquide serait stable pour un titre élevé quelque soit la vitesse de la vapeur (C V).

a) Equation donnant α_v :

Pour l'écoulement de liquide en ébullition dans les tubes ; DAVIS propose qu'en régime d'écoulement sous forme de brouillard l'équation suivante :

$$\frac{\alpha_v d}{\lambda_l} = 0,06 \cdot \left(\frac{\delta_l}{\delta_v}\right)^{0,28} \left(\frac{d G x}{\mu_l}\right)^{0,87} \cdot Pr^{0,4} \quad (1)$$

$$\rightarrow \alpha_v = 0,06 \frac{\lambda_l}{d} \left(\frac{\delta_l}{\delta_v}\right)^{0,28} \frac{(d G x)^{0,87}}{(\mu_l)^{0,87}} \cdot Pr^{0,4}$$

- δ_l, δ_v = Epaisseurs des couches limites respectivement du liquide et de la vapeur, saturée.
- d = Diamètre intérieur de la conduite
- G = Densité de débit ou vitesse massique en kg/m2s
- x = Titre (fraction de masse de vapeur)
- λ_l = Conductibilité thermique du liquide saturé
- μ_l = Viscosité dynamique du liquide saturé

a.1) Calcul de l'épaisseur de la couche limite :

- L'épaisseur de la couche limite est proportionnelle à $Re^{0,88}$

- Si on suppose que le coefficient de proportionnalité est le même pour l'eau saturé que pour la vapeur, alors on aura :

$$\left(\frac{\delta_l}{\delta_v}\right) = \left(Re_v / Re_l\right)^{0,88} \quad (2)$$

$$R_{ev} = \frac{c_v d \rho_v}{\mu_v} ; R_{el} = \frac{c_e d \rho_e}{\mu_e}$$

- c_v = Vitesse de la vapeur
- μ_v = Viscosité dynamique de la vapeur
- c_e = Vitesse de l'eau saturée
- μ_e = Viscosité de l'eau saturée

a.2) Equation de continuité :

On a conservation du débit massique Q_m :

$$Q_m = \rho_e c_e S = \rho_v c_v S \Rightarrow \frac{c_v}{c_e} = \frac{\rho_e}{\rho_v}$$

donc : $R_{ev}/R_{el} = (\rho_e \mu_e) / (\rho_v \mu_v)$

Dans ce cas l'équation (1) devient :

$$\lambda_v = 0,06 \left(\frac{\rho_e \mu_e}{\rho_v \mu_v} \right)^{0,24} \frac{\lambda_e}{d} \left(\frac{d G X}{\mu_e} \right)^{0,87} P_{re}^{0,4}$$

D'après les tables thermodynamiques de la vapeur d'eau ; on a :

$\rho_e = 836,47 \text{ kg/m}^3$ $\mu_e = 0,0178 \text{ g/s m} = 17,8 \cdot 10^{-6} \text{ kg/ms}$

$\rho_v = 12,29$ " $\mu_v = 0,1318 \text{ g/s m} = 131,8 \cdot 10^{-6}$ "

$\lambda_e = 0,6633 \text{ w/m}^\circ\text{K} = 0,571 \text{ kcal/h m}^\circ\text{C}$

$P_{re} = 0,90$; $P_{rv} = 1,353$

a.3) Vitesse d'entrée de l'eau dans le vaporisateur :

La vitesse d'entrée de l'eau pour un tube de même diamètre que celui du surchauffeur, variant de 0,05 à 1 m/s donne différentes valeurs de (c_v) pour différents titres X (%) voir tableau (V 6).

Le rapport $(c_v/c_g) < 0,7$, de plus la vitesse moyenne des gaz (C G) est toujours 20 m/s à travers toute la chaudière. Dans ce cas adoptons \wedge ce qui donne :

$(c_v/c_g = 0,68)$ \wedge \wedge *Toute la chaudière*

$\Rightarrow c_v = 13,6 \text{ m/s}$

Le tableau (V 6) donne pour différents titres (supérieurs ou égal à 0,5) les différentes valeurs de G, de C V, etc...

La vitesse C V de la vapeur saturée nous imposent :

(16) tableau donnant α_v en fonction du titre x pour un ϕ du tube = 40 mm

C_l m/s	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1		
C_v m/s	3,4	4	4,76	5,44	6,12	6,8	13,6	20,4	27,22	34	40,8	54,4	68		
Q kg/s	0,0525	0,063	0,0735	0,084	0,0946	0,105	0,210	0,315	0,420	0,525	0,630	0,840	1,051		
G kg/s.m ²	41,77	50,13	58,49	66,84	75,28	83,55	159,15	238,73	318,3	397,88	477,46	636,61	795,7		
$X = 0,5$	Coefficient d'échange: du kcal/h.m ²	7519	8812	10077	11318	12551	13742	24073	34256	43997	53425	62603	80414	97636	
= 0,6		8811	10327	11809	13263	14709	16105	28212	40147	/					
= 0,7		10076	11809	13506	15167	16820	/	/	/	/					
= 0,8		11317	13264	15168	17035	18892	20685	36237	51565	/					

$c_p = 0,2 \text{ m/s}$
 $q = 0,21 \text{ kg/s}$ débit dans un tube
 $G = 159,15 \text{ kg/s m}^2$

En prenant un tuteur de 0,8, on obtient à l'aide de l'équation (2)

$d_v = 36\,237 \text{ Kcal/hm}^2 \cdot \text{C}$

REMARQUES

d_v étant dans ce cas calculé dans la zone 3 (brouillard) afin de majorer la surface de chauffe.

3) Coté gaz dans le vaporisateur

Entrée des gaz	T G2 = 459,52 ° C
Sortie des gaz	T G3 = 252,9 ° C

On a une température moyenne (T moy. G)

T moy. G = 356,21 ° C

D'après V. V. GHIA, les tables de fumées nous donnent :

$V_G = 54 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 $\lambda_G = 4,575 \cdot 10^{-2} \text{ kcal/hm}^2 \cdot \text{C}$
 $\mu_G = 29,43 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s.m}$

$$\rho_G = \frac{\rho_{0G}}{\left(1 + \frac{T_{moy}}{273}\right)} \quad \text{avec :}$$

$$\rho_G = \frac{1,257}{1 + \frac{356,21}{273}} = 0,545 \text{ kg/m}^3$$

ρ_G Masse volumique rapportée aux conditions ISO.

$\rho_G = 0,545 \text{ kg/m}^3$

Le nombre de PRANDL dans ce cas est : $P_r G = 0,64$
 Le coefficient de transport de chaleur par convection forcée gaz-paroi peut être calculée par la même relation que précédemment ; parce qu'il s'agit toujours de tubes en quiconque baignés transversalement.

$$* \alpha_G = 0,25 \cdot C \cdot R_{eG}^{0,6} \frac{\lambda_G}{d_G} \quad \text{où } R_{eG} = \frac{C_G \cdot d_G}{V_G}$$

a.1) Epaisseur approximative du tube :

Pour les tubes non ailetés comme c'est le cas de votre vaporisateur, subissant des pressions élevées de service, ou plus exactement pour des différences de pressions élevées entre les 2 fluides, et pour des diamètres de tubes n'excédant pas 200 mm, on calcule l'épaisseur du tube à l'aide de la formule :

$$\Delta = \frac{d_G \cdot P}{200 k \sqrt{S} + P}$$

- d G = Diamètre extérieur du tube en mm
- P = Pression admissible en atm. = 30 at
- K = Coefficient de résistance K = 9 pour l'acier 18/8.
(température = 550°C).
- V = Coefficient de réduction pour tubes soudé allant jusqu'à 0,9.
- S = Coefficient de santé = 2,2 dans vérification

$$\frac{46 \cdot 30}{\frac{200 \cdot 9,95}{2,2} + 30} = 3 \text{ mm}$$

$$\Delta = 3 \text{ mm}$$

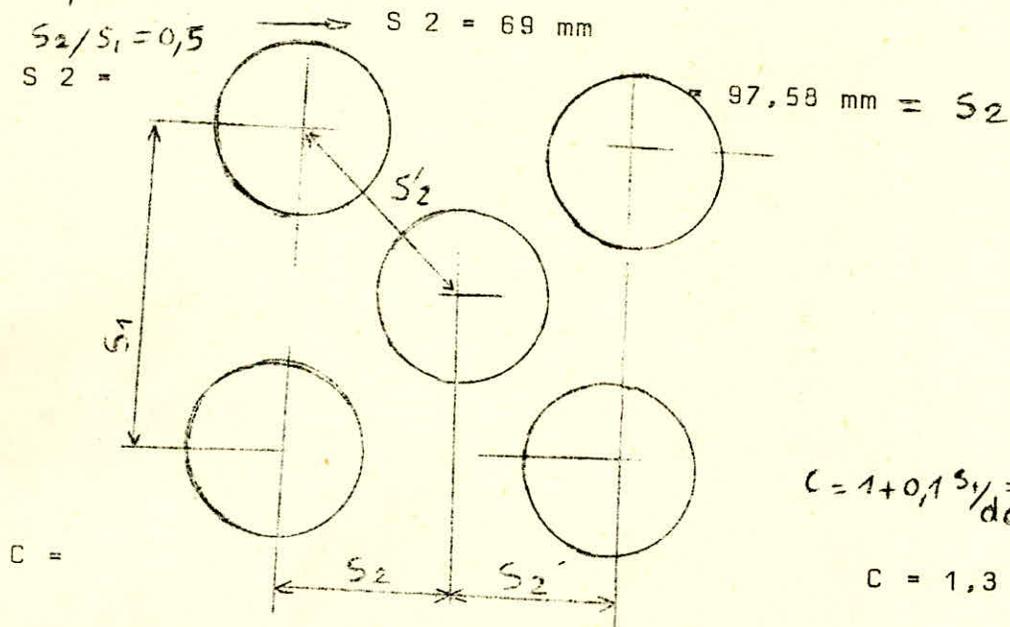
$\Delta = 3 \text{ mm}$ en prenant comme diamètre extérieur toujours d G = 46 mm. Les tubes sont placés en quiconce :

$$d G = 46 \text{ mm}$$

$$\frac{S_1}{d_G} = 3 \rightarrow S_1 = 138 \text{ mm}$$

$$\frac{S_2}{S_1} = 0,5 \rightarrow S_2 = 69 \text{ mm}$$

$$S_2 =$$



a.2) Diamètre hydraulique d_h

Le diamètre hydraulique est calculé comme si l'écoulement avait lieu à contre-courant.

$$d_h = \frac{4A}{f} = \left[\frac{4(S_1 S_2 - \frac{\pi d_G^2}{4})}{4} \right] / \pi d_G$$

$$= \frac{4(138 \cdot 69 - \frac{\pi 46^2}{4})}{\pi 46} = 217 \text{ mm}$$

- A = Section normale à l'écoulement
- f = Périmètre mouillé

a.3) Nombre de REYNOLDS :

$$Re_G = \frac{C_G \cdot d_h}{V_G} = \frac{20.0,217}{54 \cdot 10^{-6}} = 80370$$

a.4) Coefficient de transfert de chaleur

$$\alpha_G = 0,25 \cdot 13 \cdot (80370)^{0,6} \frac{4,575 \cdot 10^{-2}}{0,046} = 283,5 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

$$\alpha_G = 283,5 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

3) Calcul du coefficient global

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_G} + \frac{d_G}{d_v} \frac{1}{\alpha_v} + \frac{1}{1000}} = \frac{1}{\frac{1}{283,5} + \frac{46}{40} \cdot \frac{1}{36257} + 0,001} = 219,4$$

$$K = 219,4 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

0,001 est le facteur d'encrassement considéré égal à celui du surchauffeur.

$$K = 219,4 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ °C}$$

4) Surface de chauffe totale

$$\Phi_v = K S \Delta T_m \Rightarrow S = \frac{\Phi_v}{K \Delta T_m}$$

$$S = \frac{8617,9 \times 3600}{219,4 \cdot 100} = 1414 \text{ m}^2$$

$$S = 1414 \text{ m}^2$$

a.1) Nombre de tubes à l'entrée :

Le débit total, c'est à dire le débit de dimensionnement $Q = 19,57 \text{ kg/s}$; le débit circulant dans un tube est donné par le tableau (V6), $q = 0,210 \text{ kg/s}$; ce qui nous impose le nombre de tubes à l'entrée du vaporisateur.

$$m = \frac{Q}{q} = \frac{19,57}{0,210} = 93 \text{ tubes}$$

$$m = 93 \text{ tubes}$$

a.2) Densité de tubes :

D'après le schéma (page 8)

$$\sigma = \frac{1}{5,52} = \frac{105}{138,69}$$

= 105 tubes/m²

a.3) Section d'un faisceau de 93 tubes :

A f = 0,866 m² avec $AF = \frac{m}{\sigma} = \frac{93}{105}$

a.4) Surface (Dt) d'un tube et longueur (Lt) d'un tube :

s t = 15,2 m² avec $st = \frac{S}{93} = \frac{1414}{93}$

L t = 105,26 m avec $Lt = \frac{15,2}{46 \cdot 10^{-3}}$

REMARQUE :

Pour diminuer l'encombrement, on adopte quatre passages de la vapeur ; ce qui nous donne 4 faisceaux de 93 tubes, une longueur de tubes optimal du point de vue pratique.

Donc L t = $\frac{105,26}{4 \cdot 4} = 6,58$ m

l t = 6,58 m

INTRODUCTION :

On calcule le coefficient de transmission de chaleur global K par la relation.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{dG} + \frac{dG}{d_e} \frac{1}{d_e} + \frac{1}{h_e}}$$

Rapporté à la surface extérieure

d G : diamètre ext. du tube
d e : " int. du tube

λ_e : coefficient de transfert de chaleur paroi-eau déduite de : $\varnothing_{eco} = K S_{DTm}$

\varnothing_{eco} : flux à travers l'économiseur = 2206,4 Kcal/s

DTm : Différence des températures moyennes logarithmiques = 64°C

1) Propriétés physiques de l'eau :

Ces tables thermodynamiques donnent, pour l'eau à la température moyenne $t_{moy} = \frac{t_{SE} + t_{ST}}{2}$

$t_{moy} = 157,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Conductibilité thermique

$\lambda_e = 0,586 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}$

Masse volumique

$\rho_e = 923,75 \text{ kg/m}^3$

Viscosité dynamique

$\mu_e = 165 \cdot 10^{-5}$

Chaleur massique à Cp = Cte

Nombre de PRANDL : $Pr_e = 1,05$

1.1) Coefficient de transfert de chaleur paroi-eau

On adopte pour l'eau la même vitesse à la sortie de de l'économiseur qu'à l'entrée du vaporisateur :

$C_c = 0,2 \text{ m/s}$

En convection formée, en régime turbulent et pour des applications pratiques, l'équation de REYNOLDS PRANDL se "simplifie" dans le cas de l'eau.

Pour l'eau chauffée, on a recours à la formule explicite :

$$d_e = \frac{2100}{V_e^{0,3}} \times \frac{C_e^{0,8}}{d_e^{0,2}} \text{ pour } Re > 10.000$$

$$V_e = 0,178 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 0,178 \text{ centistokes}$$

Par raison économique, il est préférable d'avoir toujours les mêmes diamètres que pour le surchauffeur et le vaporisateur.

D e = 40 mm
D G = 46 mm

$$\Rightarrow d_e = \frac{2100}{(0,178)^{0,3}} \frac{(0,2)^{0,8}}{(0,04)^{0,2}} = 1851,32$$

$$d_e = 1851,32 \text{ kcal/hm}^2\text{C}$$