

1/75

UNIVERSITÉ D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT ÉLECTRICITÉ



PROJET DE FIN D'ÉTUDES

# CENTRALE THERMO - ÉLECTRIQUE

Proposé par :  
**M<sup>r</sup> V. STIRBU**

Étudié par :  
**Hadj ABDELAOUI**

PROMOTION 75 -

UNIVERSITÉ D'ALGER

---

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

---

DÉPARTEMENT ÉLECTRICITÉ

---

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

# CENTRALE THERMO - ÉLECTRIQUE

Proposé par :  
**M<sup>r</sup> V. STIRBU**

Étudié par :  
**Hadj ABDELAOUI**

PROMOTION 75 -

R E M E R C I E M E N T S.

A) Monsieur le Professeur V. STIRBU qui a mis à mon entière disposition son savoir et son expérience, j'exprime ma profonde gratitude.

Je remercie également tous les professeurs qui ont contribué à ma formation.

Mes respects à l'Ecole Nationale Polytechnique.

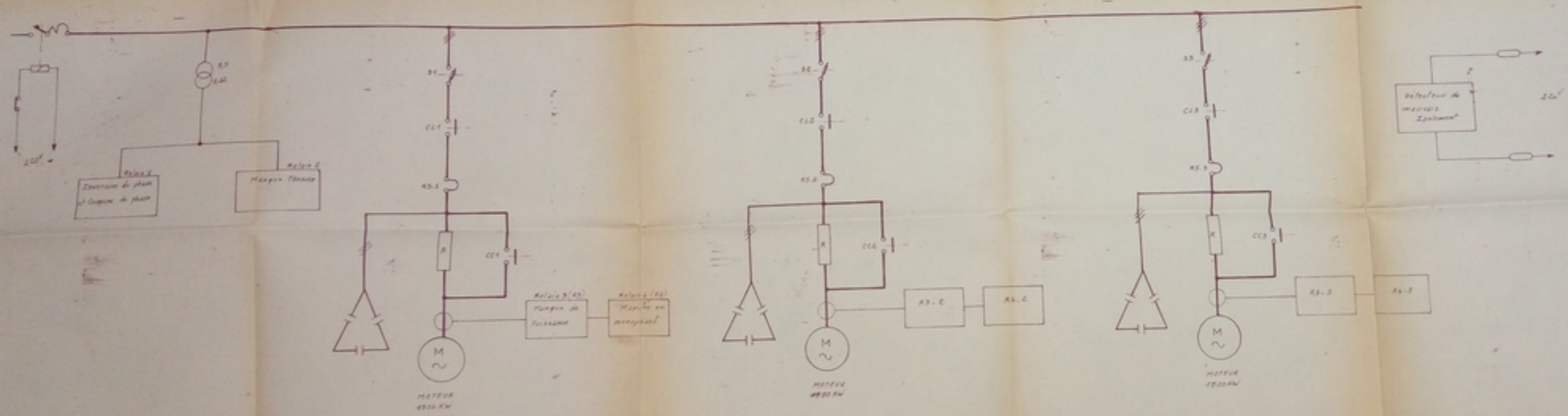
I N T R O D U C T I O N

---

§

- L'ingénieur de tous les temps ne s'est-il pas trouvé toujours en face de nombreuses difficultés dues à sa manque de polytechnicité ? - un ingénieur mécanicien devant un problème électrique, chimique ou économique, un ingénieur électricien devant un problème mécanique ou autres - . Il faut se dire que l'énergie en général ne distingue pas un tel ou tel ingénieur de telle ou telle spécialité mais demande à un ingénieur d'être un ingénieur qui sache concilier tous les impératifs imposés par l'industrie, sous tous les aspects . C'est ainsi qu'un ingénieur, exploitant par exemple, dans une centrale thermo-électrique doit se préparer pour affronter tous les problèmes de l'énergie dans cette centrale.

-C'est pourquoi, dans cette étude proprement dite, nous nous proposons de passer en revue la transformation de l'énergie, d'une façon détaillée, de l'énergie thermique à la sortie d'une chaudière à l'énergie électrique à la sortie d'un générateur en passant par l'énergie mécanique traduite sur l'arbre de la turbine et par suite sur celui du générateur. Nous verrons dans une deuxième partie la particularisation d'un problème purement électrique . Nous axerons cette étude sur les moteurs qui serviront à l'entraînement des pompes (pompes alimentaires), sur le choix judicieux quant au type de moteur à utiliser, sur son mode de démarrage, sur sa protection contre les défauts et sur sa commande. Il s'avère inutile d'envisager l'étude complète de tel ou tel moteur quant à sa constitution.



- 2 -

DCNNES DU PROJET.

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX  
XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX  
XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX  
XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX  
XXXXXXXXXXXXXX  
XXXXX  
X

Puissance des turbo-générateurs :  $P = 100 \text{ MW}$ ,

Pression de la vapeur à la sortie de la chaudière:  $p_c = 165 \text{ ata}$ ,

Température de la vapeur à la sortie de la chaudière:  $t_c = 565^\circ\text{C}$ ,

Turbine: la turbine comprend trois (3) corps avec prises:

-Sur corps haute pression (HP) : 1 prise réglable de pression  $p_1 = 37 \text{ ata}$

-Sur corps moyenne pression (MP) : 5 prises réglables de pression respectives:  $p_2 = 23,5 \text{ ata}$  ;  $p_3 = 14,5 \text{ ata}$  ;  $p_4 = 8,6 \text{ ata}$  ;  $p_5 = 4,4 \text{ ata}$  ;  $p_6 = 2 \text{ ata}$ ,

-Sur corps basse pression (BP), à double flux : 2 prises réglables de pressions respectives :  $p_7 = 0,75 \text{ ata}$  ;  $p_8 = 0,24 \text{ ata}$ .

Dégazeur à haute pression :  $p_d = 8,6 \text{ ata}$ . Ce dégazeur a aussi le rôle du réchauffeur régénératif.

Débit de l'eau de purge :  $D_{pj} = 0,03D_c$ , où  $D_c$  est le débit de la chaudière,

Débit de vapeur pour éjecteur :  $D_{éj} = 0,05D_c$ ,

Débit de perte d'étanchéité :  $D_{ét} = 0,005D_{\text{CHP}}$ ,

Température de l'eau de purge évacuée par le canal :  $t_{pj} = 50^\circ\text{C}$ ,

Chute de pression jusqu'au corps HP ( CHP )  $\Delta p_c = 0,03p_c$ ,

Chute de pression au passage par les corps :  $\Delta p_c = 0,03p_c$ ,

Pertes de pression et de température entre prises et réchauffeur régénératifs : ces pertes sont négligeables.

Chute de pression dans les organes de réglage de la turbine:  $\Delta p = 0,05p_c$ .

Chute de température sur la conduite entre la chaudière et la turbine:

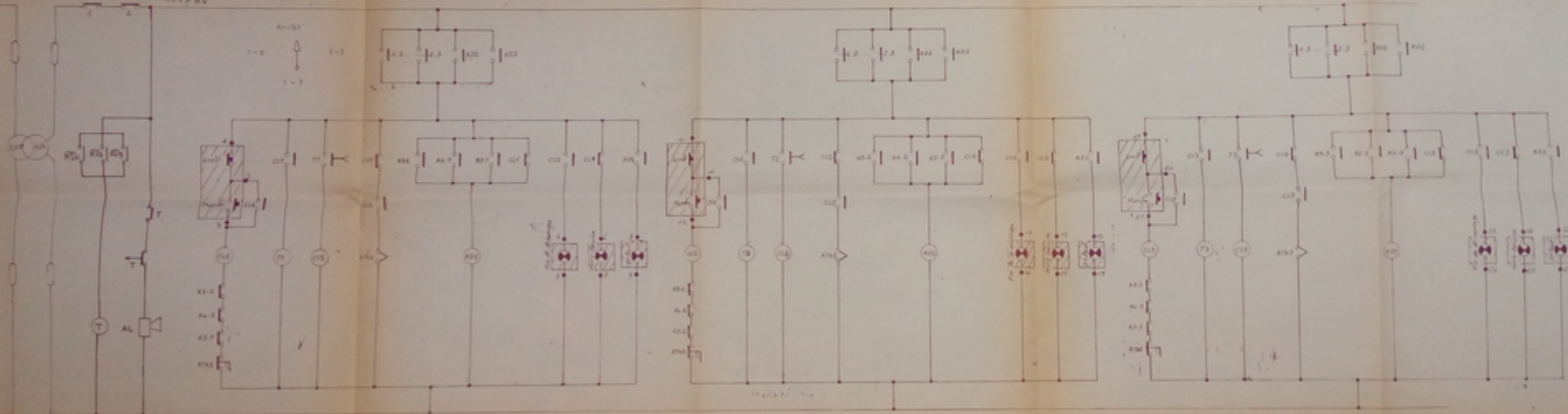
$\Delta t = 10^\circ\text{C}$ ,

Température de l'eau à la sortie de la station d'épuration chimique:

$t_{ép} = 15^\circ\text{C}$ ,

Diagram 25

AVP 23



Handwritten signature or initials in the bottom right corner.

Rendement de la chaudière :  $\eta_c = 0,90,$

Rendement interne relatif :  $\eta_e = 0,82,$

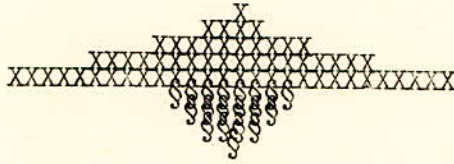
Rendement des réchauffeur régénératifs :  $\eta_{RR} = 0,98,$

Rendement du dégazeur :  $\eta_d = 0,99,$

Rendement du réchauffeur du dégazeur :  $\eta_{ej} = 0,98,$

Rendement mécanique :  $\eta_m = 0,995,$

Rendement du générateur électrique :  $\eta_g = 0,98.$





P R E M I E R E \* P A R T I E

--Dans cette première partie, nous étudierons tous les processus et la transformation de l'énergie thermique en énergie électrique. --Nous verrons ensuite comment nous pourrions améliorer le rendement général de la centrale en tenant compte d'un optimum économique.

CHAPITRE - I -

Détermination de la température optimal de l'eau d'alimentation de la chaudière.

-Ce chapitre premier nous montrera l'intérêt particulier des réchauffeurs régénératifs pour augmenter la température de l'eau venant du condenseur principal et par suite l'eau d'alimentation de la chaudière. - Nous aurons fait ainsi un chauffage progressif de l'eau avec chacun des réchauffeurs (au nombre de huit), une augmentation de la température et par suite celle du rendement thermique réel de notre centrale.

- Détermination de la température optimale de l'eau d'alimentation de la chaudière.

.1 - Relation entre la température d'alimentation et la température de saturation ( $t_s$ )

-La température d'alimentation ( $t_{al}$ ) de la chaudière dépend des paramètres initiaux de la vapeur et du nombre de réchauffeurs régénératifs.

-Elle est choisie dans les rapports suivants:

$t_{al} = 2/3 \cdot t_s$  jusqu'à  $3/4 \cdot t_s$  dans la chaudière en fonction de la pression nominale.

-La pression nominale de la chaudière est  $p_c = 165$  ata.

-La température de saturation est  $t_s = 347,74^\circ\text{C}$

-L'enthalpie de saturation est  $i_s = 394,8$  Kcal/Kgf,

-Donc la température d'alimentation, dans le rapport précédent est:

$$t_{al} = (2/3 \dots\dots 3/4) \cdot 347,74$$

-De même que l'enthalpie d'alimentation est dans le même rapport:

$$i_{al} = 241 \dots\dots 271 \text{ Kcal/Kgf}$$

$$t_{al} = 234 \dots\dots 262 \text{ }^\circ\text{C}$$

-Pour étudier la variante optimale de la température, on utilise le schéma avec réchauffeur régénératif avec l'introduction du condensat secondaire après chaque réchauffeur.

Remarque: La température est optimale quand le rendement est maxi et par suite quand le produit  $(1 + \sum a)(i_o - i_{al})$  est aussi maximun.

.2 - Autres méthodes.

-Après la méthode précédente, on va étudier trois variantes:

Variante I :  $t_{al} = 234^{\circ}\text{C}$  ,  $i_{al} = 241 \text{ Kcal/Kgf}$

Variante II :  $t_{al} = 244^{\circ}\text{C}$  ,  $i_{al} = 252 \text{ ''}$

Variante III:  $t_{al} = 254^{\circ}\text{C}$  ,  $i_{al} = 263 \text{ ''}$

-Il suffit pour cela de représenter sur un diagramme la variation du rendement en fonction de la température d'alimentation et le maximum de la courbe indiquera la température optimale.

3 - Variante I

-Les paramètres qui correspondent à cette variante sont:

$t_{al} = 234^{\circ}\text{C}$  et  $i_{al} = 241 \text{ Kcal/Kgf}$ .

-Les paramètres de la vapeur dans la chaudière, d'après les données du projet sont :

$p_c = 165 \text{ ata}$  ,  $t_c = 565^{\circ}\text{C}$  ,  $i_c = 832 \text{ Kcal/Kgf}$ .

-Les chutes de pression et de température dans les conduites principales sont:

$\Delta p = 0,03 p_c$  et  $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$   
 $= 5 \text{ ata}$

-Les nouvelles valeurs , avant l'organe de réglage (vanne), sont donc:

$p_1 = 160 \text{ ata}$  ,  $t_1 = 555^{\circ}\text{C}$  et  $i_1 = 827 \text{ Kcal/Kgf}$

-La chute de pression dans l'organe de réglage est :

$\Delta'p = 0,03 p_1 = 0,03 \cdot 160 = 4,8 \text{ ata}$

-L'enthalpie et par suite la température se maintiennent constantes dans l'organe de réglage et les valeurs des paramètres de la vapeur sont les suivants après l'organe de réglage :

$p_2 = p_1 - \Delta'p = 160 - 4,8 = 155,2 \text{ ata}$

$t_2 = t_1 = 555^{\circ}\text{C}$

$i_2 = i_1 = 827 \text{ Kcal/Kgf}$

-Les paramètres du condenseurs sont les suivants:

$$p_K = 0,0485 \text{ ata} , i_K = 32,2 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-Pour  $p_K = 0,0485 \text{ ata}$  on aura  $i = f(s) = i'_K = 474 \text{ Kcal/Kgf.}$

-Le corps haute pression détend la vapeur jusqu'à ( 25 .....35 ) % de la chute totale de l'enthalpie adiabatique .

$$\text{avec } h_{ad} = i_1 - i'_K = 827 - 474 = 353 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-la chute d'enthalpie dans le corps haute pression est:

$$h_{CHP} = \frac{(25 \dots 35) \cdot 353}{100} = 90 \dots 125 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-Détermination de l'enthalpie résultante :

$$i'_{21} = 827 - 90 = 737 \text{ Kcal/Kgf.}$$

$$i'_{22} = 827 - 125 = 702 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-Et d'après le diagramme de deMollier on aura :

$$p'_{21} = 48 \text{ ata}$$

$$p'_{22} = 26 \text{ ata} \text{ dans la plage}$$

-Donc la pression est <sup>est</sup> ~~est~~ <sup>plage</sup> suivante :

$$p'_2 = 48 \dots 26 \text{ ata.}$$

-On choisit la pression  $p'_2$  égale à la ~~pression~~ <sup>pression</sup> de saturation pour la température de l'eau d'alimentation .

$t_{al} = 234 + 4 \text{ } 238 \text{ } ^\circ\text{C}$  ;  $p'_2 = 33$  ( d'après le tableau) et ensuite dans le diagramme de Mollier on aura l'enthalpie  $i'_2 = 722 \text{ Kcal/Kgf.}$

-Et la chute adiabatique est :

$$h_{ad1} = i_2 - i'_2 = 827 - 722 = 105 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-Pour un rendement interne (  $\eta_i = 0,82$  ), la chute réelle d'enthalpie est :  $h_{r1} = 105 \cdot 0,82 = 88 \text{ Kcal/Kgf.}$

-L'enthalpie après le corps de haute pression est :

$$i_3 = i_2 - h_{r1} = 827 - 88 = 739 \text{ Kcal/Kgf}$$

-Et d'après le digaramme de Moller on aura :

$$t_3 = f(i_3 , p'_2 ) = 342 \text{ } ^\circ\text{C}$$

-Après le corps de haute pression, la vapeur est réchauffée par le surchauf feu intermédiaire (SI) jusqu'à la température  $555^\circ\text{C.}$

-Dans les conduites, après le surchauffeur intermédiaire et avant le CMP, on a des pertes de température et de pression.

-On prendra ces chutes à l'ordre:

$$\Delta p = 5 \text{ ata}$$

$$\Delta t = 10^\circ\text{C}$$

-Donc les paramètres deviennent :

$$p_4 = 33 - \Delta p = 33 - 5 = 28 \text{ ata,}$$

$t_4 = 555 - 10 = 545^\circ\text{C}$ , et le diagramme de Mollier nous donne l'enthalpie:

$$i_4 = 850 \text{ Kcal/Kgf}$$

-Dans le corps de moyenne pression et dans le corps de basse pression, la vapeur se détend jusqu'à la pression  $p_K = 0,0485 \text{ ata}$  et d'après le diagramme de Mollier on aura l'enthalpie en fonction de cette pression et de la température à l'aide d'un tableau donnant l'enthalpie à cette depression (0,0485 ata):

$i'_4 = 538 \text{ Kcal/Kgf}$  et la chute adiabatique dans le corps de moyenne et basse pression est :

$h_{ad}^{M.B} = 850 - 538 = 312 \text{ Kcal/Kgf}$  et par suite la chute réelle est cet ordre de grandeur:

$$h_2 = 312 \cdot 0,82 = 268 \text{ Kcal/Kgf.}$$

L'enthalpie de la vapeur à l'entrée du condenseur:

$$i_5 = i_K = i_4 - h_2 = 850 - 268 = 582 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-L'augmentation de l'enthalpie de l'eau d'alimentation de la chaudière par chaque réchauffeur régénératif est donnée par la relation:

$$\Delta i_p = \frac{i_{al} - i'_K}{n} \quad \text{avec :}$$

$i_{al}$  = enthalpie d'alimentation, = ( 241 Kcal/Kgf)

$i'_K$  = enthalpie à la sortie du condenseur, = ( 32,2 Kcal/Kgf)

$n$  = nombre de réchauffeurs régénératifs (  $n = 8$  )

$$\Delta i_p = \frac{241 - 32,2}{n} = 26,1 \text{ Kcal/Kgf}$$

$$\underline{\Delta i_p = 26,1 \text{ Kcal/Kgf}}$$

-On admet que chaque réch. régéné. transmet à l'eau d'alimentation la même quantité de chaleur.

L'enthalpie de l'eau après chaque réchauffeur régénératif.

$$\begin{aligned}
 i_6 &= i_K + \Delta i_p = 32,2 + 26,1 = 58,3 \text{ Kcal/Kgf} \\
 i_7 &= i_6 + \Delta i_p = 58,3 + 26,1 = 84,4 \\
 i_8 &= i_7 + 26,1 = 84,4 + 26,1 = 110,5 \\
 i_9 &= i_8 + 26,1 = 110,5 + 26,1 = 136,6 \\
 i_{10} &= i_9 + 26,1 = 136,6 + 26,1 = 162,7 \\
 i_{11} &= i_{10} + 26,1 = 162,7 + 26,1 = 188,8 \\
 i_{12} &= i_{11} + 26,1 = 188,8 + 26,1 = 214,9 \\
 i_{13} &= i_{12} + 26,1 = 214,9 + 26,1 = 241,0 \text{ Kcal/Kgf.}
 \end{aligned}$$

Calcul de l'enthalpie du condensat.

-La température du condensat pour chaque réchauf. régéné. se trouve à 4 jus-  
qu'à 8 °C en plus de la température de l'eau d'alimentation du réchauf. régéné.  
correspondant. Les deux températures sont considérées à la sortie de chaque  
réchauf. régéné.

--On choisira cet écart à :

$$\Delta t = 5^\circ\text{C}$$

$$\Delta i = 5 \text{ Kcal/Kgf.}$$

et on aura le tableau suivant:

(i)	( i + $\Delta i$ )	(p)	( i')
enthalpie de l'eau d'alimentation	enthalpie du condensat	pression de prises	enthalpie de la vapeur saturée
58,3	63,3	0,24	624,6
84,4	89,4	0,69	634,6
110,5	115,5	1,98	644,6
136,6	141,6	3,79	653,6
162,7	167,7	7,33	660,3
188,8	193,8	12,80	665,6
214,9	219,9	21,48	668,8
241,0	245	32,4	669,7

-Calcul du rendement du cycle thermique.

-Le rendement du cycle thermique est donné par la formule:

$$\eta = 1 - \frac{i_K - i'_K}{(1 + \sum a)(i_2 - i_{al}) + (1 + \sum a + a_I)(i_4 - i_3)}$$

avec :

$$1 + \sum a = 1 + \frac{\Delta i_{pVIII}}{i_{VIII} - i_6} + \dots + 1 + \frac{\Delta i_{pI}}{i_I - i_{al}}$$

$$= 1 + \frac{26,1}{624,6 - 63,3} + \dots + 1 + \frac{26,1}{669,7 - 245}$$

$$= 1,488$$

$$a_I = \frac{1 + \sum a = 1,488}{(1 + a)(i_{al} - i_{12})} \cdot \frac{i_I - i'_I}{i_I - i'_I}$$

$$= \frac{1,488 (241 - 214,9)}{669,7 - 245} = 0,0916$$

$$\underline{a_I = 0,0916}$$

d'où le rendement du cycle thermique:

$$\eta = 1 - \frac{582 - 32,2}{1,488(827 - 241) + (1,488 + 0,0916)(850 - 839)}$$

$$= 0,464$$

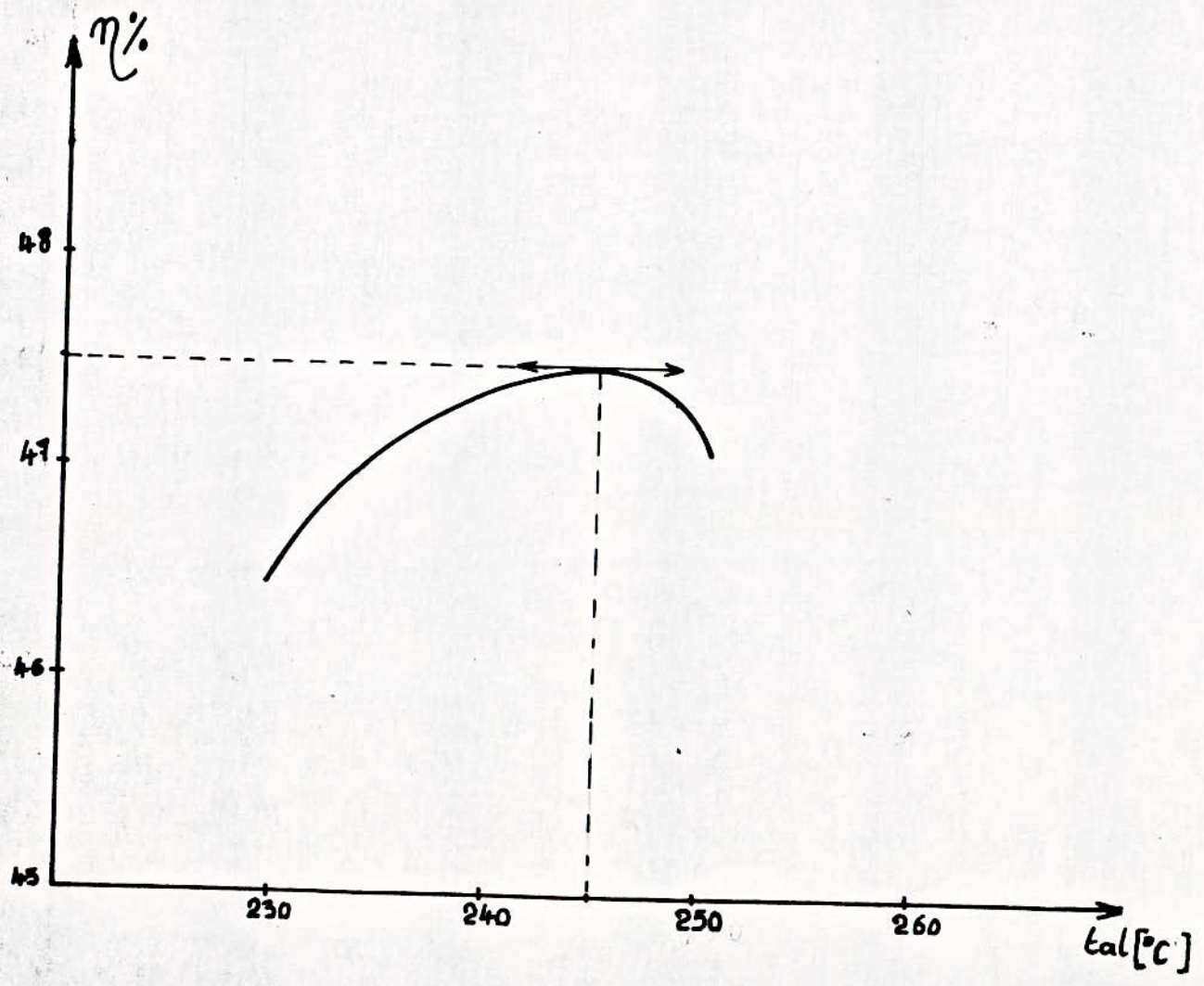
$$\underline{\eta = 0,464}$$



Tableau récapitulatif.

	Variante I	Variante II	Variante III
$t_{al}$ (°C)	234	244	254
$i_{al}$ (Kcl)	241	252	263
$p_2$ (ata)	155,2	155,2	155,2
$t_2$	555	555	555
$i_2$	827	827	827
$p_K$	0,0485	0,0485	0,0485
$i_c$	32,2	32,2	32,2
$p_2'$	33	39	46
$i_2'$	722	732	742
$h_{ad} = i_2 - i_2'$	105	95	85
$h_{r1} = h_{ad} \cdot 0,82$	86	78	69
$i_3 = i_2 - h_{r1}$	739	749	758
$p_4$	28	34	41
$t_4$	545	545	545
$i_4$	850	849	848
$i_4'$	537	530	523
$h_{BP} = i_4 - i_4'$	312	319	325
$h_{r2} = h_{BP} \cdot 0,86$	268	274	279
$i_4 - h_{r2} = i_5$	582	575	569
$\Delta i_p = \frac{i_{al} - i_K'}{n}$	26,1	27,475	28,85
$i_6 = i_c - \Delta i$	58,3	59,475	61,05
$i_7 = i_6 + \Delta i$	84,4	87,150	89,90

$i_8 = i_7 + \Delta i$	:	110,5	:	114,625	:	118,75
$i_9 = i_8 + \Delta i$	:	136,6	:	142,10	:	147,60
$i_{10} = i_9 + "$	:	162,7	:	169,875	:	176,45
$i_{11} = i_{10} + "$	:	188,8	:	197,050	:	205,30
$i_{12} = i_{11} + "$	:	214,9	:	224,525	:	234,15
$i_{a1} = i_{12} + "$	:	241	:	252	:	263
$i_{13} = i_6 + 5$	:	63,3	:	64,675	:	66,05
$i_{14} = i_7 + 5$	:	89,4	:	92,150	:	94,90
$i_{15} = i_8 + 5$	:	115,5	:	119,625	:	123,75
$i_{16} = i_9 + 5$	:	141,6	:	147,10	:	152,6
$i_{17} = i_{10} + 5$	:	167,7	:	174,75	:	181,45
$i_{18} = i_{11} + 5$	:	193,8	:	202,050	:	210,30
$i_{19} = i_{12} + 5$	:	219,9	:	229,525	:	239,15
$i_{20} = i_{13} + 5$	:	245	:	257	:	268
prise VIII	:	0,24	:	0,25	:	0,27
" VII	:	0,69	:	0,77	:	0,86
" VI	:	1,78	:	1,96	:	2,23
" V	:	3,79	:	4,32	:	5,0
" IV	:	7,33	:	8,60	:	10,0
" III	:	12,80	:	15,35	:	18,0
" II	:	21,48	:	25,20	:	29,85
" I	:	32,4	:	39,208	:	46,0
$i_{VIII}$	:	624,6	:	625	:	625,6
$i_{VII}$	:	634,9	:	636	:	637
$i_{VI}$	:	644,6	:	646	:	647,6
$i_V$	:	653,3	:	654,9	:	656,5
$i_{IV}$	:	660,3	:	661,9	:	663,4
$i_{III}$	:	665,6	:	666,9	:	667,9
$i_{II}$	:	668,8	:	669,3	:	669,7
$i_I$	:	669,7	:	669,2	:	668,1
$1 + \sum a$	:	1,488	:	1,545	:	1,581
$a_I$	:	0,0916	:	0,1011	:	0,1141



-Les rendements correspondant aux trois variantes sont les suivants:

$$\eta_1 = 46,4 \%$$

$$\eta_2 = 47,5 \%$$

$$\eta_3 = 47,1 \%$$

-En fonction de la température d'alimentation ( $t_{al}$ ), on peut tracer la courbe donnant l'allure générale du rendement: voir figure ci- contre.

-L'observation de cette courbe montre que le maximum du rendement se trouve entre la variante II et la variante III et dans ces conditions la température d'alimentation choisie sera :

$t_{al} = 246 \text{ }^\circ\text{C}$ et par conséquent l'enthalpie: $i_{al} = 254 \text{ Kcal/Kgf} = f(t_{al})$ dans un tableau.
--

Calcul des variantes optimales.

-Les paramètres de la vapeur à la sortie de la chaudière sont:

$$p_c = 165 \text{ ata,}$$

$$t_c = 565 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$i_c = 832 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-Les paramètres à la sortie de la turbine sont les suivants:

$$p_1 = 160 \text{ ata,}$$

$$t_1 = 555 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$i_1 = 827 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-Les paramètres de la vapeur après l'organe de réglage :

$$p_2 = 155,2 \text{ ata;}$$

$$t_2 = 554 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$i_2 = 827 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-La pression dans le condenseur est:

$$p_K = 0,0485 \text{ ata}$$

-La température dans le condenseur: (à sa sortie)

$$t_K = 32,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

-L'enthalpie et la température d'alimentation:

$$i_{al} = 254 \text{ Kcal/Kgf,}$$

$$t_{al} = 246 \text{ }^\circ\text{C.}$$

-De chaque réchauffeur régénératif, l'eau d'alimentation reçoit la nouvelle quantité de chaleur d'après la nouvelle enthalpie d'alimentation:

$$\Delta i = \frac{i_{al} - i'_K}{n} = (254 - 32,2)/9 = 27,75 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-En tenant compte de cette quantité de chaleur additive, après chaque réchauffeur régénératif nous aurons les quantités de chaleurs:

$$\begin{aligned} i_6 &= i'_K = 32,2 \quad (\text{Approximativement}) \\ i_7 &= i_6 + \Delta i = 32,2 + 27,75 = 59,95 \text{ Kcal/Kgf,} \\ i_8 &= i_7 + \text{"} = &= 87,70 \quad \text{"} \\ i_9 &= i_8 + \text{"} = &= 115,25 \quad \text{"} \\ i_{10} &= i_9 + \text{"} = &= 143,00 \quad \text{"} \\ i_{11} &= i_{10} + \text{"} = &= 170,75 \quad \text{"} \\ i_{12} &= i_{11} + \text{"} = &= 196,50 \quad \text{"} \\ i_{13} &= i_{12} + \text{"} = &= 226,25 \quad \text{"} \\ i_{14} &= i_{13} + \text{"} = &= 254,00 \text{ Kcal/Kgf.} \end{aligned}$$

$$\Delta i_{14} = i_{AL} = 254 \text{ Kcal/Kgf,}$$

Tableau résumant l'enthalpie du condensat et la pression des prises.

-En admettant quel'augmentation de l'enthalpie du condensat sur l'eau d'alimentation est de 4 à 8 Kcal/ Kgf on aura:

Enthalpie du condensat ( $i'_I = i_{al} + \Delta i$ )	enthalpie de la vapeur	pression de la vapeur des prises.
$i'_I = 258,4$	$i_I = 669$	$P_I = f(i'_I) = 40 \text{ ata}$
$i'_{II} = 230,8$	$i_{II} = 669,5$	$P_{II} = 28$
$i'_{III} = 203$	$i_{III} = 667$	$P_{III} = 15,8$
$i'_{IV} = 174,5$	$i_{IV} = 661,9$	$P_{IV} = 0,6$
$i'_V = 147,3$	$i_V = 654,9$	$P_V = 4,4$
$i'_{VI} = 119,94$	$i_{VI} = 646,3$	$P_{VI} = 2$
$i'_{VII} = 91,32$	$i_{VII} = 635,6$	$P_{VII} = 0,75$
$i'_{VIII} = 63,65$	$i_{VIII} = 624,6$	$P_{VIII} = 0,24$

Utilisation du refroidissement de la vapeur et de son condensat.

-L'eau d'alimentation des réchauffeurs reçoit une quantité de chaleur cédée par la vapeur des prises.

-Ce procédé est utilisé principalement pour les réchauffeurs de haute pression . Dans notre cas les réchauffeurs 1 , 2 et 3 jouent ce rôle.

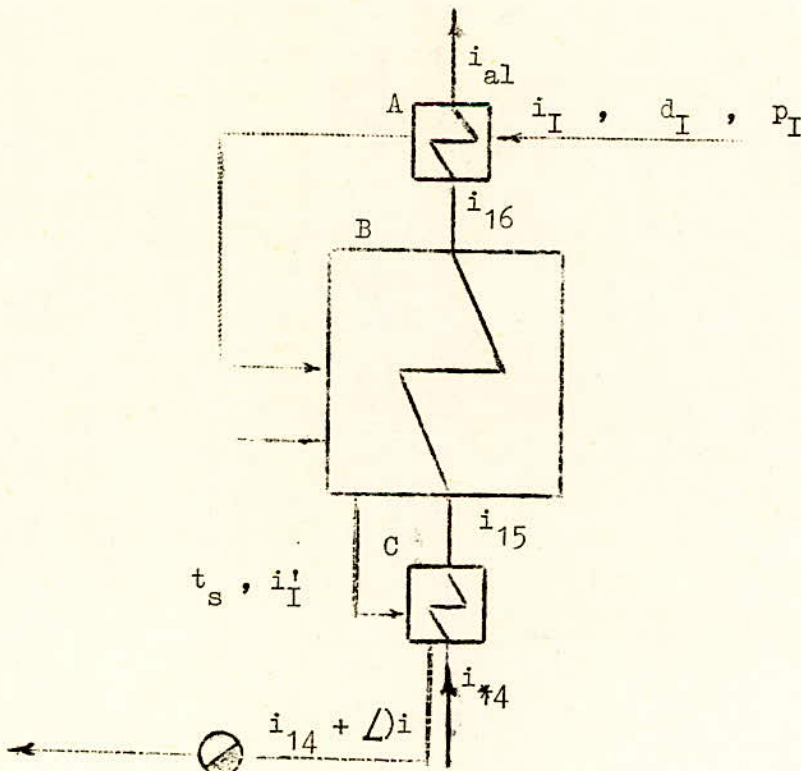
-Dans la partie A ( voir fig. ci-après), entre la vapeur de la prise, se refroidit au contact de l'eau , ensuite, elle passe dans la partie B, se condense et passe dans la partie C où ce condensat cède encore une quantité de chaleur à l'eau et ressort avec l'enthalpie  $i_{14} + \Delta i$  et à l'aide d'une pompe de transvasement peut repiquée à la sortie de la partie A.

$p_I = 40 \text{ ata}$  ;  $1 + \sum a = 1,5$  calculée précédemment .

$i_I = 745 \text{ Kcal/Kgf}$  ;  $i'' = 669 \text{ Kcal/kgf}$

$i' = 250,4 \text{ ''}$  ;  $i_{14} = 226,25 \text{ ''}$

$i_{al} = 254 \text{ ''}$  ;  $t_s = 249,18 \text{ }^\circ\text{C}$  ;  $\Delta t = 3^\circ\text{C}$ ,  $\Delta i = 4 \dots 8 \text{ Kcal/Kgf}$ .



Bilan du refroidisseur de la vapeur surchauffée.

$$1. \quad d_I(i_I - i'') = (i_{a1} - i_{16})(1 + \sum a)$$

Bilan du réchauffeur de l'eau.

$$2. \quad d_I(i'' - i'_I) = (1 + \sum a)(i_{16} - i_{15})$$

Bilan du refroidisseur du condensat.

$$3. \quad d_I(i' - i_{14} - \Delta i) = (1 + \sum a)(i_{15} - i_{14})$$

Application numérique:

$$d_I(745 - 669) = 1,5(254 - i_{16})$$

$$d_I(669 - 250,4) = 1,5(i_{16} - i_{15})$$

$$d_I(250,4 - 226,25 - 0) = 1,5(i_{15} - 226,25)$$

-La résolution de ce système donne:

$$d_I = 0,0778D$$

$$i_{15} = 229 \text{ Kcal/Kgf}$$

$$i_{16} = 249 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-La quantité de chaleur cédée par le refroidisseur de la vapeur surchauffée et le refroidisseur du condensat est :

$$\Delta i_1 = i_{a1} - i_{16} = 254 - 249 = 5 \text{ Kcal/Kgf.}$$

$$\Delta i_2 = i_{15} - i_{14} = 229 - 226,25 = 3 \text{ Kcal/Kgf.}$$

CHAPITRE -II -

Calcul thermique des turbines.

-Dans ce chapitre, on déterminera tous les paramètres en chacun des points du circuit thermique.

-Les trois paramètres seront la pression en atmosphère absolue la température en °C et l'enthalpie en Kcal/Kgf.

-La connaissance de deux de ces trois paramètres permet de déterminer le troisième paramètre en utilisant soit le diagramme de Mollier soit des tableaux établis à cet effet. - Ces tableaux seront utilisés quand la pression est très faible.



-CALCUL DU PROCESSUS THERMIQUE DE LA TURPINE.

-Dans cette partie de calcul, nous allons déterminer les paramètres (pression, température, enthalpie) pour chaque point du circuit thermique. Il suffit que deux de ces trois paramètres soient connus pour déterminer le 3<sup>ème</sup> à l'aide du diagramme de Mollier ou à l'aide d'un tableau, suivant les cas.

1 - Les paramètres à la sortie de la chaudière :

-Connaissant la pression et la température:  $p_c = 165 \text{ ata}$  ;  $t_c = 565^\circ\text{C}$  , le diagramme de Mollier détermine l'enthalpie correspondante :  $i_c = 832 \text{ Kcal/Kgf}$ .

-A la saturation, nous avons les paramètres suivants:

$t_c^c = 347,74^\circ\text{C}$  (température de l'eau) ;  $i_c^{c'} = 398,8 \text{ Kcal/Kgf}$  ;  
 $i_c^{c''} = 616 \text{ Kcal/Kgf}$  , respectivement l'enthalpie de l'eau et l'enthalpie de la vapeur à cet état.

2 - L'état de la vapeur avant l'organe de réglage :

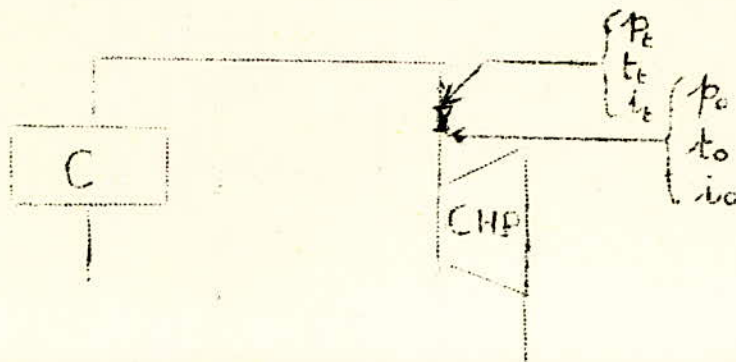
-Tenant compte des pertes dans les conduites entre la chaudière et l'organe de réglage, on aura les paramètres juste avant l'organe de réglage:

$$p_t = p_c - \Delta p_c = 165 - 5 = 160 \text{ ata} , \text{ avec } \Delta p_c = 0,03p_c = 5 \text{ ata},$$
$$t_t = t_c - \Delta t_c = 565 - 10 = 555^\circ\text{c},$$
$$i_t = f(p_t, t_t) = 827 \text{ Kcal/Kgf} , \text{ d'après le diagramme de Mollier.}$$

3 - L'état de la vapeur après l'organe de réglage.

-Au niveau de l'organe de réglage on a un laminage de vapeur et se produit donc une chute de pression avec une enthalpie constante:

$$p_o = p_t - \Delta p_{or} = 160 - 4,8 = 155,2 \text{ ata}, \text{ avec } \Delta p_{or} = 0,03p_t = 4,8 \text{ ata}$$
$$i_o = i_t = 827 \text{ Kcal/Kgf},$$
$$t_o = f(p_o, i_o) = 555^\circ\text{C}.$$



4 - L'état de la vapeur dans la prise 1 .

--Les paramètres de cette prise notés par l'indice I sont les suivants:

$$p_I = 37 \text{ ata}$$

$i_I = i_o - h_1$  où  $i_o = 827 \text{ Kcal/Kgf}$  et représente l'enthalpie à l'entrée du corps haute pression,  $h_1 = h_{ad} \cdot \eta_i$  et représente la chute enthalpique réelle dans le corps haute pression ( CHP ) dans laquelle  $h_{ad} = i_o - i_{p1}$  et représente la chute enthalpique adiabatique c'est-à-dire sans échange de chaleur avec l'extérieur et  $i_{p1}$  donnant l'enthalpie à la sortie du corps sans qu'il y ait échange de chaleur avec l'extérieur pendant le passage de la vapeur dans le corps haute pression, définie par la relation :  $\eta_i = \frac{i_t - i_1}{i_t - i_{p1}}$

La chute adiabatique devient:  $h_{ad} = 827 - 723 = 105 \text{ Kcal/Kgf}$  et donc la chute réelle d'enthalpie :  $h_1 = 105 \cdot 0,82 = 86 \text{ Kcal/Kgf}$ .

$$i_I = 827 - 86 = 742 \text{ Kcal/Kgf.}$$

$$t_I = f(p_I, i_I) = 350^\circ\text{C} , \text{ d'après le diagramme de Mollier.}$$

5 - Les paramètres de la vapeur à l'entrée du corps moyenne pression ( CMP ).

-A l'entrée du corps moyenne pression on a des pertes de pression et de température :  $p'_A = p_1 - \Delta p_{SI} = p_1 - 0,05p_1 = 37 - 1,85 = 35,15 \text{ ata}$ ,  $t_{SI} = 555^\circ\text{C}$  et d'après le diagramme de Mollier, l'enthalpie à l'entrée du corps MP est :  $i'_A = f(p'_A, t'_A) = 853 \text{ Kcal/Kgf}$ .

-Dans l'organe de réglage on a une chute de pression mais l'enthalpie et la température restent constantes:

$$p_A = p'_A - \Delta p_{or} = 35,15 - 0,05 \cdot 35,15 = 33,5 \text{ ata,}$$

$$i_A = i'_A = 853 \text{ Kcal/Kgf.}$$

6 - L'état de la vapeur dans la prise 2 .

-D'après les données du projet,  $p_{II} = 23,5 \text{ ata}$ ,

-D'autre part l'enthalpie est donnée par la relation :  $i_{II} = i_A - h_2$ , dans laquelle  $h_2$  représente la chute d'enthalpie réelle en cette prise et est donnée par :  $h_2 = h_{ad2} \cdot \eta_{i.1-2}$  où  $h_{ad2}$  est la chute adiabatique en cette prise et  $\eta_{i.1-2}$  est le rendement interne relatif entre la prise 1 et la prise 2. La chute adiabatique  $h_{ad2}$  peut s'exprimer par  $h_{ad2} = i_A - i'_A = 853 - 826 = 27 \text{ Kcal/Kgf}$  et par suite la chute réelle d'enthalpie de cette prise est évaluée à :

$h_2 = 27 \cdot 0,71 = 19 \text{ Kcal/Kgf}$ , ( $\eta_{i.1-2} = 0,71$ , valeur donnée par le constructeur ou, à défaut, définie par le point théorique correspondant à cette prise ).

d'où  $i_{II} = i_A - h_2 = 853 - 19 = 834 \text{ Kcal/Kgf}$ .

-Et d'après le diagramme  $i = f(s)$ , on aura  $t_{II} = f(i_{II}, p_{II}) = 515^\circ\text{C}$ , représentant la température de la prise 2.

#### 7 - L'état de la vapeur dans la prise 3.

-D'après les données :  $p_{III} = 14,5 \text{ ata}$  qui représente la pression de cette prise.

-D'autre part l'enthalpie de cette prise est donnée par  $i_{III} = i_{II} - h_3$ , dans laquelle  $h_3 = h_{ad3} \cdot \eta_{i.2-3}$  avec  $\eta_{i.2-3} = 0,91$  et  $h_{ad3} = 834 - 790 = 44 \text{ Kcal/Kgf}$  donc  $h_3 = 44 \cdot 0,91 = 40 \text{ Kcal/Kgf}$ , d'où :

$i_{III} = 834 - 40 = 794 \text{ Kcal/Kgf}$  et d'après le diagramme  $i = f(s)$  on a la température de la prise 3/

$$t_{III} = f(i_{III}; p_{III}) = 436^\circ\text{C}.$$

-Tous les termes conduisant à ces résultats sont définis comme dans le paragraphe précédent.

#### 8 - L'état de la vapeur dans la prise 4.

-D'après les données du projet, la pression de la prise 4 est  $p_{IV} = 8,6 \text{ ata}$ .

-D'autre part, l'enthalpie de la prise 4 est  $i_{IV} = i_{III} - h_4$  avec :

$$h_4 = h_{ad4} \cdot \eta_{i.3-4} \quad (\eta_{i.3-4} = 0,82) \quad \text{et} \quad (h_{ad4} = 794 - 772 = 22 \text{ Kcal/Kgf})$$

- Et la chute réelle est donc:

$$h_4 = 22 \cdot 0,82 = 18 \text{ Kcal/Kgf.}$$

d'où l'enthalpie de la prise 4 :

$i_{IV} = 794 - 18 = 776 \text{ Kcal/Kgf.}$  Et d'après le diagramme de Mollier on a la température de la prise 4:

$$t_{IV} = f(i_{IV}, p_{IV}) = 380^\circ\text{C.}$$

9 - L'état de la vapeur dans la prise 5.

-D'après les données du projet, la pression de la prise 5 est  $p_V = 4,4 \text{ ata.}$

-D'autre part, l'enthalpie de la prise 5 est donnée par  $i_V = i_{IV} - h_5$ , avec  $h_5 = h_{ad5} \cdot \eta_{i.4-5}$ , avec  $h_{ad5} = 776 - 730 = 46 \text{ kcal/kgf}$  et  $\eta_{i.4-5} = 0,76$  donc la chute réelle d'enthalpie est :

$$h_5 = 46 \cdot 0,76 = 35 \text{ Kcal/Kgf.}$$

d'où l'enthalpie de la prise 5:

$i_V = 776 - 35 = 741 \text{ Kcal/Kgf.}$  Et d'après le diagramme (i,s), on a la température de la prise 5 :

$$t_V = f(i_V, p_V) = 310^\circ\text{C.}$$

10 - L'état de la vapeur dans la prise 6.

$$p_{VI} = 2 \text{ ata.}$$

$$i_{VI} = i_V - h_6,$$

$$h_6 = h_{ad6} \cdot \eta_{i.5-6} \text{ avec } h_{ad6} = 741 - 697 = 44 \text{ Kcal/Kgf et}$$

$$\eta_{i.5-6} = 0,77.$$

donc  $h_6 = 44 \cdot 0,77 = 34 \text{ Kcal/Kgf.}$

d'où  $i_{VI} = 741 - 34 = 707 \text{ Kcal/Kgf.}$

et  $t_{VI} = f(i_{VI}, p_{VI}) = 246^\circ\text{C.}$

-Les termes qui ont conduit à ces résultats sont défini de la même manière qu'au paragraphe (1.6).

11-L'état de la vapeur avant l'entrée au corps (CBP).

-L'enthalpie se maintient constante  $i'_B = i_6 = 707 \text{ Kcal/Kgf}$ .

-La chute de pression dans les conduites entre le corps MP et l'organe de réglage est évaluée à  $0,03p_6 = 0,06 \text{ ata}$ . Dans ces conditions, la pression à l'entrée de l'organe de réglage est :  $p'_B = p_6 - 0,03p_6 = 2,0 - 0,06 = 1,94 \text{ ata}$ .

-Après l'organe de réglage (vanne), on accuse une chute de pression due à un laminage aménagé à cet effet et cette chute de pression est évaluée à :  $0,03p'_B = 0,03 \cdot 1,94 = 0,09$  et par suite la pression après l'organe de réglage est :  $p_B = p'_B - 0,03p'_B = 1,94 - 0,09 = 1,85 \text{ ata}$ .

-Comme nous l'avons indiqué plus haut, l'enthalpie est pratiquement invariante quand la vapeur passe par l'organe de réglage et est égale à  $i_B = i'_B = i_6$ , donc  $i_B = 707 \text{ Kcal/Kgf}$ , connaissant la pression et l'enthalpie à la sortie de l'organe de réglage et par conséquent à l'entrée du corps basse pression est déterminé à l'aide du diagramme de Mollier où à l'aide d'un tableau et est évaluée à  $t_B = f(i_B, p_B) = 246^\circ\text{C}$ .

-Donc les paramètres à l'entrée du corps basse pression (CBP) sont:

$$p_B = 1,85 \text{ ata,}$$

$$i_B = 707 \text{ Kcal/Kgf,}$$

$$t_B = 246^\circ\text{C.}$$

12 - L'état de la vapeur dans la prise 7.

-D'après les données du projet, la pression de cette prise est :

$$p_{VII} = 0,75 \text{ ata,}$$

-D'autre part, l'enthalpie de cette prise est fonction de l'enthalpie de la prise 6 et de la chute réelle d'enthalpie qui lui est propre  $h_7$  :

$$i_{VII} = i_{VI} - h_7, \text{ avec } h_7 = h_{ad7} \cdot \eta_{i.6-7}; h_{ad7} = 707 - 661 = 46 \text{ Kc}$$

$\eta_{i.6-7} = 0,87$ , donc la chute réelle d'enthalpie est:

$$h_7 = 46 \cdot 0,87 = 40 \text{ Kcal/Kgf,}$$

d'où l'enthalpie  $i_{VII} = 707 - 40 = 667 \text{ Kcal/Kgf}$  et la température  $t_{VII} = 162^\circ\text{C}$ .

13 - L'état de la vapeur dans la prise 8.

-La pression de la prise 8 est  $p_{VIII} = 0,24$  ata (cf. données du projet),

-D'autre part l'enthalpie de cette prise est définie par:

$$i_{VIII} = i_{VII} - h_8,$$

$h_8 = h_{ad8} \cdot \eta_{i.7-8}$  avec  $h_{ad8} = 667 - 621 = 46$  Kcal/KGF et le rendement relatif interne entre la prise 7 et la prise 8 est  $\eta_{i.7-8} = 0,87$ ,

donc la chute réelle d'enthalpie relative à la prise 8 est :

$h_8 = 46 \cdot 0,87 = 40$  Kcal/Kgf et par conséquent l'enthalpie de la prise 8 est :  $i_{VIII} = 667 - 40 = 627$  Kcal/Kgf ,

et la température de la prise 8 est par suite:

$$t_{VIII} = f(i_{VIII}, p_{VIII}) = 60^\circ\text{C}.$$

14 - Les paramètres de la vapeur dans le condenseur:

-La pression du condenseur est  $p_K = 0,0485$  ata (données du projet),

-L'enthalpie dans le condenseur est donnée par:

$$i_K = i_{VIII} - h_K,$$

$h_K = h_{adK} \cdot \eta_{i.8-K}$  avec  $h_{adK} = 667 - 572 = 95$  Kcal/Kgf et le rendement interne relatif est :  $\eta_{i.8-K} = 0,95$  et par conséquent la chute réelle d'enthalpie est évaluée à :

$h_K = 95 \cdot 0,95 = 90$  Kcal/Kgf. Remarquons seulement que cette chute réelle d'enthalpie ne représente dans ce cas aucune transformation mécanique, contrairement aux chutes réelles d'enthalpie calculées précédemment dans les corps de haute pression, de la moyenne pression et de la basse pression. Ceci étant indiqué, l'enthalpie à l'entrée du condenseur est donc:

$i_K = 667 - 90 = 577$  Kcal/Kgf et en consultant un tableau on a la température compte tenue de la très faible pression qui est au condenseur:

$$t_K = 32,2^\circ\text{C}.$$

CHAPITRE -III-

Bilan thermique.

-Les échanges de chaleur dans chacun des éléments actifs du circuit thermique (réchauffeur, éjecteur, labyrinthe, dégazeur ect...) font l'objet de ce chapitre qui met en relief la transmission de la chaleur de la vapeur à l'eau par la surface de la tuyauterie ou par mélange (contact direct)

-Il est à signaler que ni la quantité de chaleur évacuée pendant la purge continue de la chaudière, ni la récupération de celle-ci grâce à un expandeur vers le rechauffeur 3, ni la station d'épuration chimique ni sont prises en considération dans le bilan thermique général de la centrale. - L'étude de l'expandeur et de son utilité viendra comme une étude à part.

- BILAN THERMIQUE DANS LES RECHAUFFEURS REGENERATIFS.

.1 - Bilan thermique dans le réchauffeur régénératif 1.

-Nous avons déterminer les paramètres suivants (voir fig.1):

$i_I = 742$  Kcal/Kgf qui représente l'enthalpie de la prise 1,

$i'_I = 234,25$  Kcal/Kgf qui représente l'enthalpie du condensat du réchauffeur régénératif 1 (R.R.1) . Cette enthalpie se détermine à partir d'un tableau en fonction de la pression de la prise 1,  $p_I = 37$  ata.

$i_{al} = 254$  Kcal/Kgf et représente l'enthalpie de l'eau d'alimentation à la sortie du R.R.1, (alimentation de la chaudière).

$i_{14} = 226,25$  Kcal/Kgf et représente l'enthalpie à l'entrée du RR.1 (enthalpie de l'eau), cette enthalpie se détermine à partir de la relation :

$$i_{14} = i'_{II} - \Delta i \quad \text{où } i'_{II} = f(p_{II}) \text{ et } \Delta i \text{ peut prendre } 5 \text{ à } 12 \text{ Kcal/Kgf.}$$

-Le bilan thermique peut s'établir de la façon suivante:

$$(i_{al} - i_{14}) \cdot D = d_I (i_I - i'_I) \cdot \eta_{RR} \quad \text{où } D \text{ est le débit de la chaudière, } d_I \text{ le débit de la prise 1 et } \eta_{RR} \text{ le rendement commun à tous les réchauffeurs régénératifs et pris égal à } 0,98 .$$

$$\text{d'où } (254 - 226,25) \cdot D = d_I (742 - 234,25) \cdot 0,98$$

$$\text{soit } \underline{d_I = 0,0542D}$$

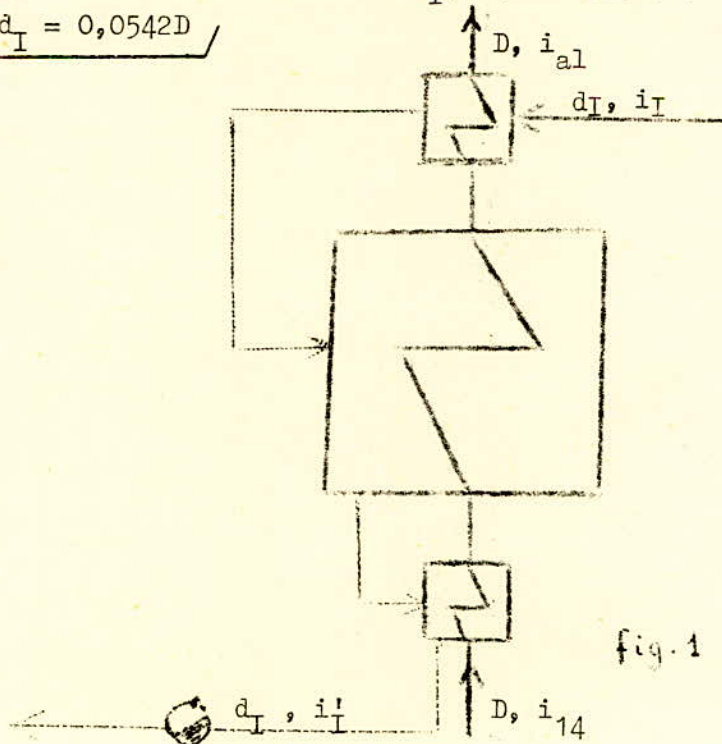


fig.1



2 - Bilan thermique dans le réchauffeur régénératif 2 (RR2).

$i_{II} = 834 \text{ Kcal/Kgf}$  et représente l'enthalpie de la prise 2.

$i'_{II} = 206,5 \text{ Kcal/Kgf}$  et représente l'enthalpie du condensat du RR2.

$i_{14} = 226,25 \text{ Kcal/Kgf}$ .

$i_{13} = 198,5 \text{ Kcal/Kgf}$  et représente l'enthalpie de l'eau d'alimentation

du RR2

$i'_I = 234,25 \text{ Kcal/KGF}$

$d_I = 0,0542D$  et représente le débit de la prise 1 en fonction du débit total de la chaudière, ( $d_I$  représente aussi le débit du condensat du RR1).

-Rappelons que  $i'_{II}$  et  $i_{13}$  se déterminent d'une analogue que pour le RR1.

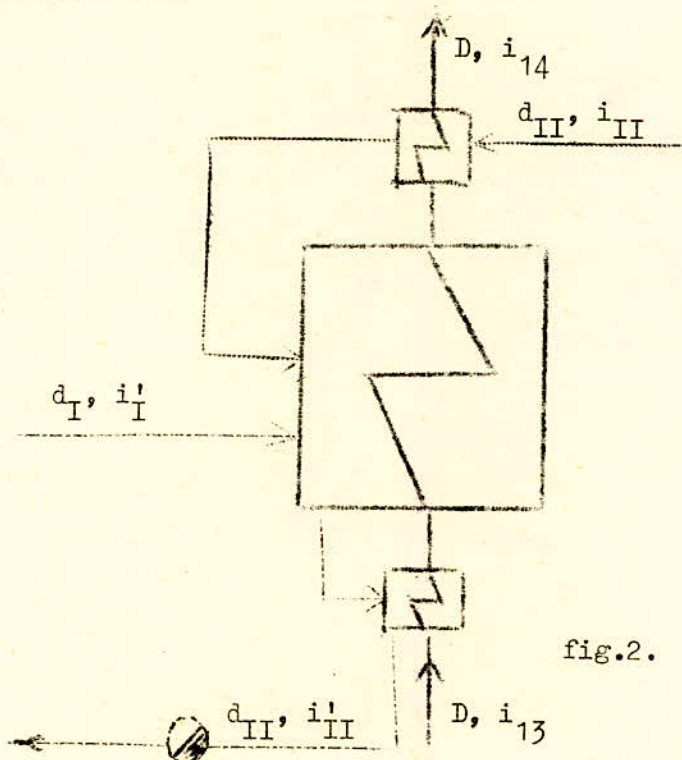
-Compte tenu de ces grandeurs on a le bilan thermique suivant:

$$(i_{14} - i_{13}) \cdot D = d_{II} (i_{II} - i'_{II}) \cdot \eta_{RR} + d_I (i'_I - i'_{II}) \cdot \eta_{RR}$$

$$(266,25 - 198,5) \cdot D = d_{II} (834 - 206,5) \cdot 0,98 + 0,0542D (234,25 - 206,5) \cdot 0,98$$

soit un de  $d_{II} = 0,0418D$  et représente le débit de la prise 2 en fonction du débit total de la chaudière  $D$ .

$$\underline{d_{II} = 0,0418D}$$



3 - Bilan thermique dans le réchauffeur régénératif 3 (RR3).

$i_{III} = 794 \text{ Kcal/kgf}$  et représente l'enthalpie de la vapeur de la prise 3.

$i'_{III} = 178,75 \text{ Kcal/KGf}$ , enthalpie du condensat du RR3 et est déterminée en fonction de la pression de la prise 3,  $P_{III}$ .

$i_{13} = 198,5 \text{ Kcal/Kgf}$ , définie à une chute d'enthalpie près par rapport à l'enthalpie du condensat de RR3,  $i'_{III}$ .

$i_{12} = 170,75 \text{ Kcal/kgf}$ , enthalpie de l'eau d'alimentation du RR3.

$i'_{II} = 206,5 \text{ Kcal/Kgf}$

$d_I = 0,0542D$

$d_{II} = 0,0418D$

-Donc le bilan thermique s'écrit:

$$(i_{13} - i_{12}) \cdot D = d_{III} (i_{III} - i'_{III}) \cdot \eta_{RR} + (d_I + d_{II}) (i'_{II} - i'_{III}) \cdot D$$

$$(198,5 - 170,75) D = d_{III} (794 - 178,75) \eta_{RR} + (0,0542 + 0,0418) D (206,5 - 178,75)$$

Ce qui donne finalement le débit de la prise 3 en fonction du débit total de la chaudière.

$$\underline{d_{III} = 0,0407D}$$

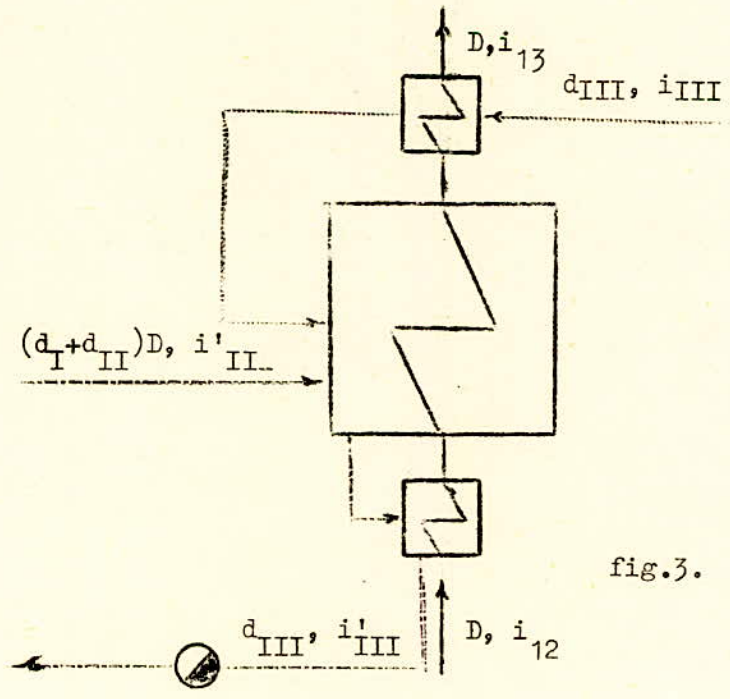


fig.3.

4 - Bilan thermique dans le dégazeur (BR4).

-Le rôle de cet élément du circuit est de dégazer l'eau d'alimentation de la chaudière, de l'oxygène ( $O_2$ ) et du gaz carbonique ( $CO_2$ ). Il est à noter qu'il joue aussi le rôle du réchauffeur régénératif 4, réchauffeur de mélange.

-Les paramètres de la vapeur et de l'eau sont les suivants:

$$i_{IV} = 776 \text{ Kcal/Kgf représentant l'enthalpie de la prise 4.}$$

$i'_{IV} = 178,75 \text{ Kcal/Kgf}$  qui désigne l'enthalpie du condensat de ce dégazeur .

$$i_{12} = 170,75 \text{ Kcal/Kgf définie antérieurement.}$$

$i_{11} = 143 \text{ Kcal/Kgf}$  représentant l'enthalpie de l'eau d'alimentation du dégazeur.

$$d_I + d_{II} + d_{III} = 0,1371D$$

$D_a = 0,002D$  qui représente le débit de fuite de vapeur s'échappant avec les gaz. Et l'enthalpie correspondante est  $i_a = 661 \text{ Kcal/Kgf}$ .

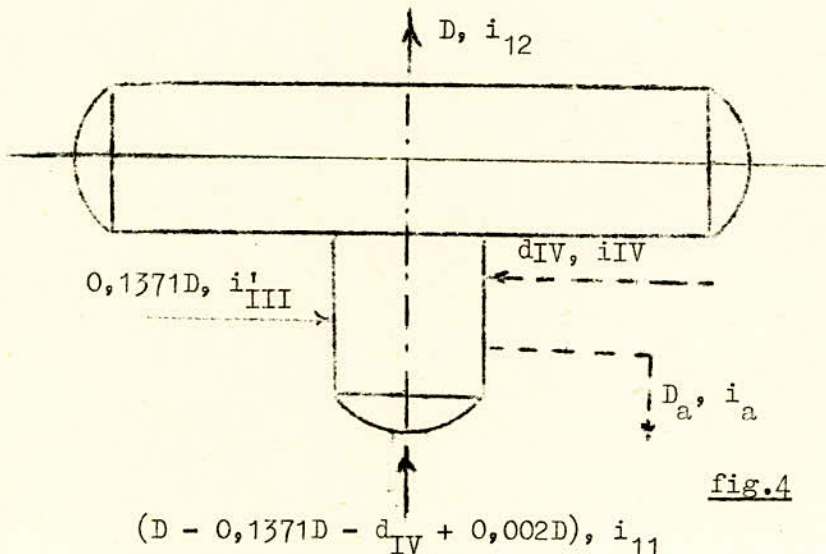
-Le bilan thermique de ce système s'écrit donc:

$$(D - 0,1371D - d_{IV} + 0,002D)i_{11} + i_{IV} \cdot d_{IV} \cdot RR + 0,1371D \cdot i'_{III} = 0,002D \cdot i_{12} + D \cdot i_{12} + 170,75D$$

$$(D - 0,1371D - d_{IV} + 0,002D)143 + 0,1371D + d_{IV} \cdot 776 \cdot RR + 0,1371D \cdot 187,75 = 0,002D \cdot 170,75$$

-Ce qui donne le débit de la prise 4 en fonction du débit total de la chaudière:

$$\underline{d_{IV} = 0,038D}$$



5 - Bilan thermique dans le réchauffeur régénératif 5.

$i_V = 741$  Kcal/Kgf qui représente l'enthalpie de la prise 5,

$i'_V = 147,5$  Kcal/Kgf, l'enthalpie du condensat de RR5,

$i_{10} = 115$  Kcal/Kgf, l'enthalpie de l'eau alimentant le RR5, / 115,25Kcal/Kgf,

$i_{11} = 143$  Kcal/Kgf, l'enthalpie de l'eau à la sortie de RR5 et définie à partir de l'enthalpie du condensat  $i'_V$  telle que  $i_{11} = i'_V - \Delta p$ , relation définie en avant.

-Le bilan thermique dans ce réchauffeur régénératif est le suivant:

$$\text{avec : } D - 0,1371D - d_{IV} + D_a = 0,8449D$$

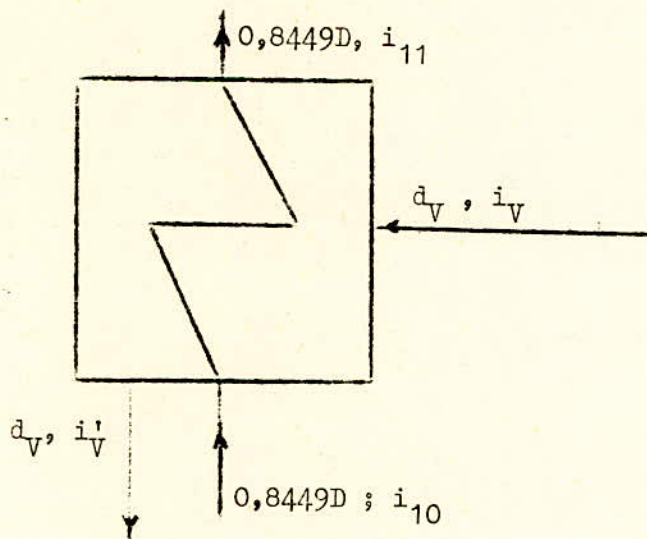
$$0,8449D \cdot i_{10} + d_V \cdot i_V \cdot \text{RR} = 0,8449D \cdot i_{11} + d_V \cdot i'_V$$

Application numérique :

$$0,8449D \cdot 115,25 + d_V \cdot 741 = 0,8449D \cdot 143 + 147,5 \cdot d_V$$

Ce qui donne finalement le débit de vapeur de la prise 5 en fonction du débit de vapeur total de la chaudière D.

$$\underline{d_V = 0,0394D}$$



.6 - Bilan thermique dans le réchauffeur régénératif 6.(RR6).

- $i_{VI} = 707 \text{ Kcal/Kgf}$  comme étant l'enthalpie de la vapeur de la prise 6,
- $i'_{VI} = 119,94 \text{ Kcal/Kgf}$ , l'enthalpie du condensat de RR6,
- $i_9 = 87,5 \text{ Kcal/Kgf}$ , l'enthalpie d'alimentation en eau du RR6,
- $i_{10} = 115,25 \text{ Kcal/Kgf}$ ,
- $i'_V = 147,5 \text{ Kcal/Kgf}$ .

-Le bilan thermique de ce réchauffeur régénératif est le suivant:

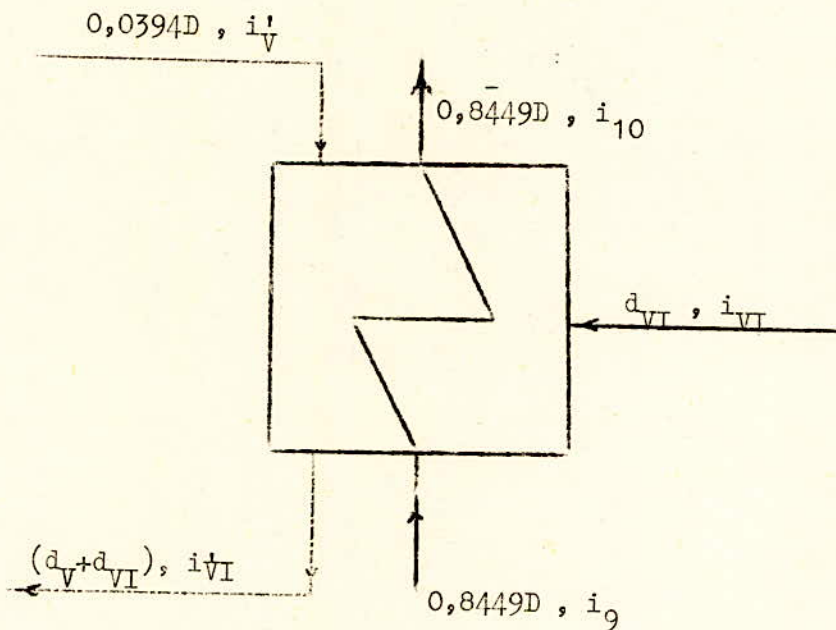
$$0,8449D \cdot i_9 + d_{VI} \cdot i_{VI} + 0,0394D \cdot i'_V = 0,8449D \cdot i_{10} + (0,0394D + d_{VI}) \cdot i'_{VI}$$

Application numérique :

$$0,8449D \cdot 87,5 + 707 \cdot d_{VI} + 0,0394D \cdot 147,5 = 0,8449D \cdot 115,25 + (0,0394D + d_{VI}) \cdot 119,94$$

Ce qui donne le débit de la vapeur de la prise 6 en fonction du débit de la vapeur de la chaudière D:

$$\underline{d_{VI} = 0,038D}$$



7 - Bilan thermique dans le réfrigérateur de l'éjecteur labyrinthe.

-Cet élément du circuit thermique sert à assurer l'étanchéité à l'arbre du corps basse pression sachant que ce dernier se trouve en dépression .

-Remarquons seulement que ce labyrinthe n'est pas nécessaire pour les corps de haute et moyenne pression , une pression nettement supérieure à la pression atmosphérique ( 1 ata ) .

-Les enthalpie qui transitent par cet élément sont les suivants:

$i'_{ej} = 634 \text{ Kcal/Kgf}$  , l'enthalpie d'alimentation en vapeur du réfrigérateur, à partir du corps basse pression.

$i'_{ej} = 99,19 \text{ Kcal/Kgf}$  , l'enthalpie du condensat de cet élément réfrigérant ,

$i_9 = 87,5 \text{ Kcal/Kgf}$  , l'enthalpie de l'eau à la sortie de l'élément réfrigérant ,

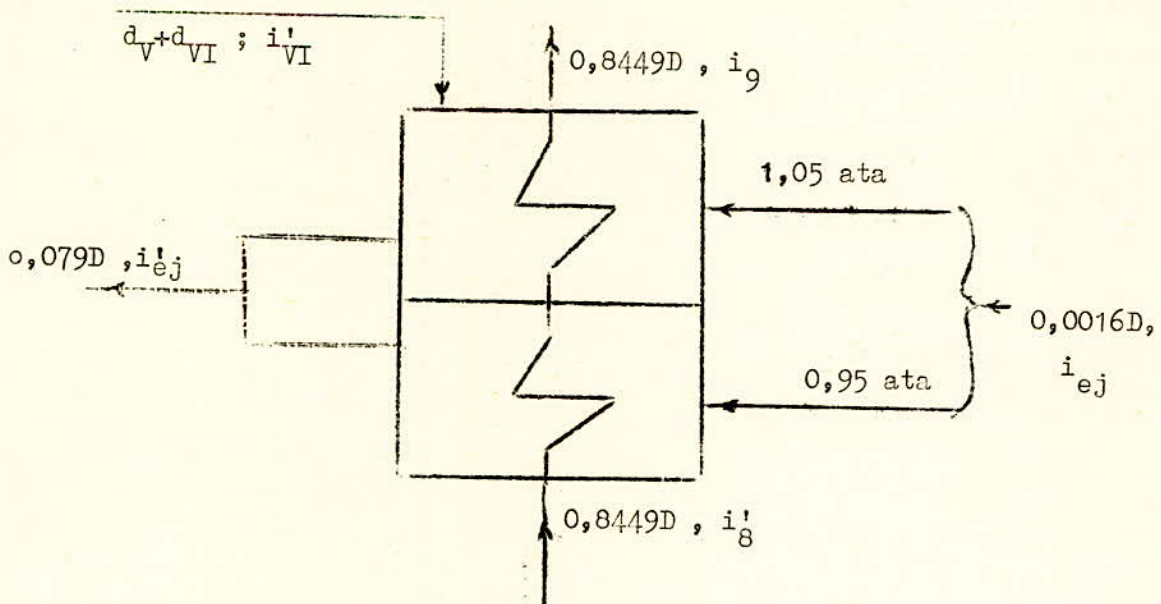
$i'_{VI} = 119,94 \text{ Kcal/Kgf}$  , enthalpie définie plus haut.

$$d_V + d_{VI} = 0,0774D$$

$$0,0774D + 0,0016D = 0,079D$$

$$0,8449D \cdot i'_8 + 0,0016D \cdot 634 + 0,0774D \cdot i'_{VI} = 0,079D \cdot i'_{ej} + 0,8449D \cdot i_9$$

En remplaçant les paramètres par leurs valeurs on aura finalement et tout calcul fait :  $i'_8 = 84,7 \text{ Kcal/Kgf.}$



8 - Noeud d'injection des condensats.

-En ce point du circuit thermique, tous les condensats résiduels sont injectés dans la conduite d'eau alimentant des réchauffeurs régénératifs et par suite la chaudière.

$i'_{VII} = 91,32$  Kcal/Kgf comme étant l'enthalpie du condensat sortant du réchauffeur régénératif 7 et véhiculé au réchauffeur régénératif 8 par l'intermédiaire de la marmite de condensation et ici enthalpie des condensats au noeud.

$i'_8 = 84,7$  Kcal/Kgf et représente l'enthalpie de l'eau après le noeud des condensats.

-D'autre part les débits de part et d'autre du point d'injection sont :

\*Avant le noeud:  $0,8449D - 0,0016D - d_V - d_{VI} - d_{VII} = 0,7659D - d_{VII}$

\*Débit des condensats:  $0,0016D + d_V + d_{VI} + d_{VII} = 0,079D + d_{VII}$

\*Après le noeud d'injection:  $0,8449D$  .

-Compte tenu de ces indications, le bilan thermique est le suivant:

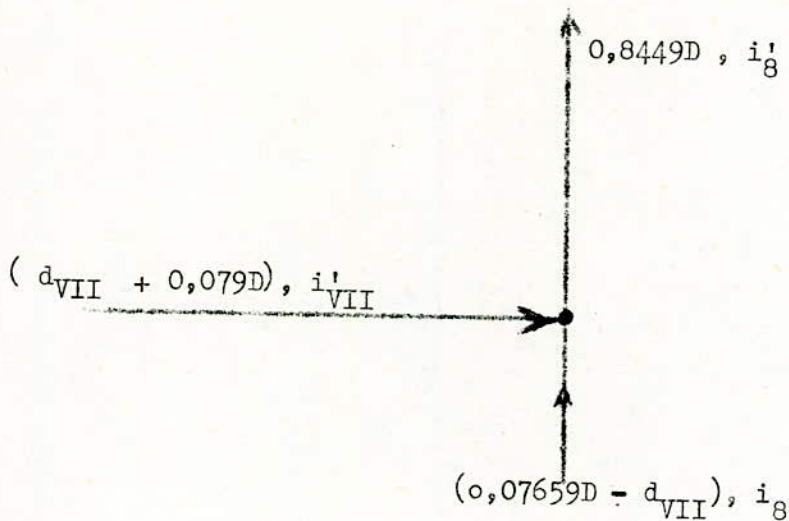
$$(0,7659D - d_{VII}) \cdot i_8 + (0,079D + d_{VII}) \cdot i'_{VII} = 0,8449D \cdot i'_8$$

$$(0,7659D - d_{VII}) i_8 + (0,079D + d_{VII}) \cdot 91,32 = 0,8449D \cdot 84,7$$

d'où finalement la première équation en  $i_8$  et  $d_{VII}$  comme inconnues:

$$0,7659D \cdot i_8 - d_{VII} \cdot i_8 + 91,32 \cdot d_{VII} = 64,3$$

où D figure comme paramètre arbitraire dans cette équation.



9 - Bilan thermique dans la prise 7.-RR7-.

$i_{VII} = 667$  Kcal/Kgf qui représente l'enthalpie de la vapeur de la prise 7,

$i'_{VII} = 91,32$  Kcal/Kgf, enthalpie définie en avant.

$i_7 = 59,95$  Kcal/Kgf représentant l'enthalpie de l'alimentation en eau du réchauffeur régénératif 7 (RR7),

$i'_{ej} = 99,19$  Kcal/kgf, enthalpie définie en avant.

-Moyennant ces paramètres nous pouvons dresser le bilan thermique de l'élément RR7:

$$d_{VII} \cdot i_{VII} + (0,7659D - d_{VII}) \cdot i_8 + 0,079D \cdot i'_{ej} = (0,079D + d_{VII}) i'_{VII} + (0,7659D - d_{VII}) i_8$$

$$667 \cdot d_{VII} + (0,7659D - d_{VII}) \cdot 59,95 + 0,079D \cdot 99,19 = (0,079D + d_{VII}) 91,32 + (0,7659D - d_{VII}) \cdot i_8$$

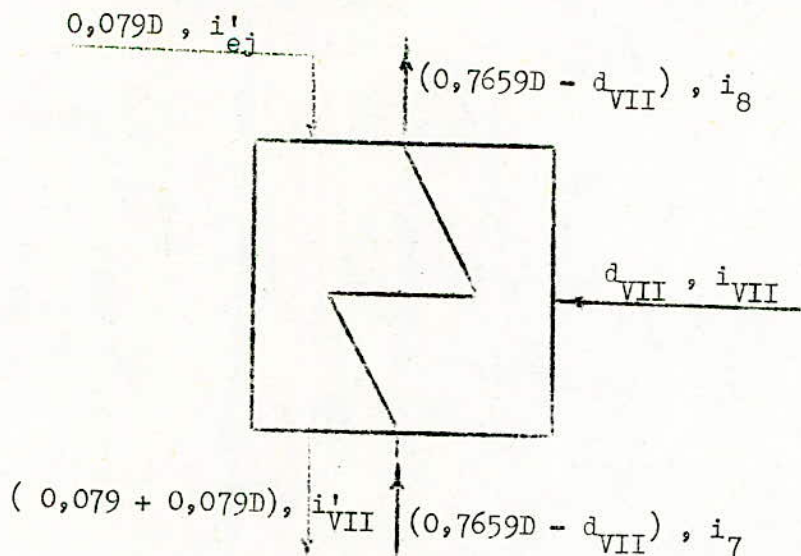
d'où finalement la deuxième équation en  $i_8$  et  $d_{VII}$  :

$$\boxed{\boxed{0,7659D \cdot i_8 - d_{VII} \cdot i_8 + 515 \cdot d_{VII} = -46,46}}$$

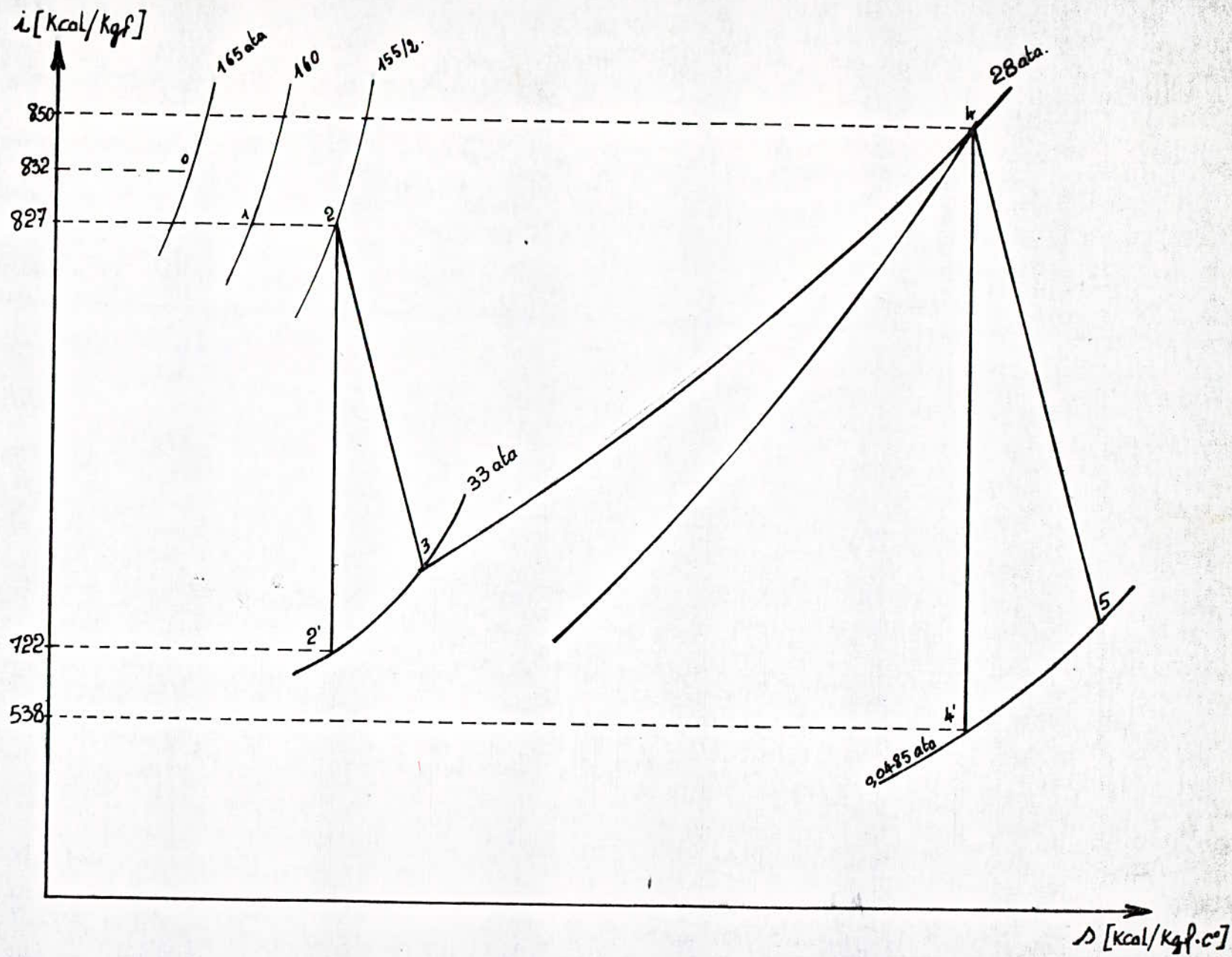
Et par suite le système; en  $i_8$  et  $d_{VII}$  :

$$\begin{cases} 0,7659D \cdot i_8 - d_{VII} \cdot i_8 + 91,32 \cdot d_{VII} = 64,3 \\ 0,7659D \cdot i_8 - d_{VII} \cdot i_8 + 515 \cdot d_{VII} = -46,46. \end{cases}$$

qui donne :  $\underline{d_{VII} = 0,0307D}$  ,  $\underline{i_8 = 85 \text{ Kcal/Kgf.}}$







10 - Bilan thermique dans le condenseur de l'éjecteur.

$i_{ej} = 600 \text{ Kcal/Kgf}$  , enthalpie de la vapeur venant de l'éjecteur et entrant dans son condenseur propre,

$i'_{ej} = 104 \text{ Kcal/Kgf}$  , l'enthalpie du condensat du condenseur de l'éjecteur,

$i'_K = 32,2 \text{ Kcal/Kgf}$  et représente l'enthalpie à la sortie du condenseur du circuit principal.

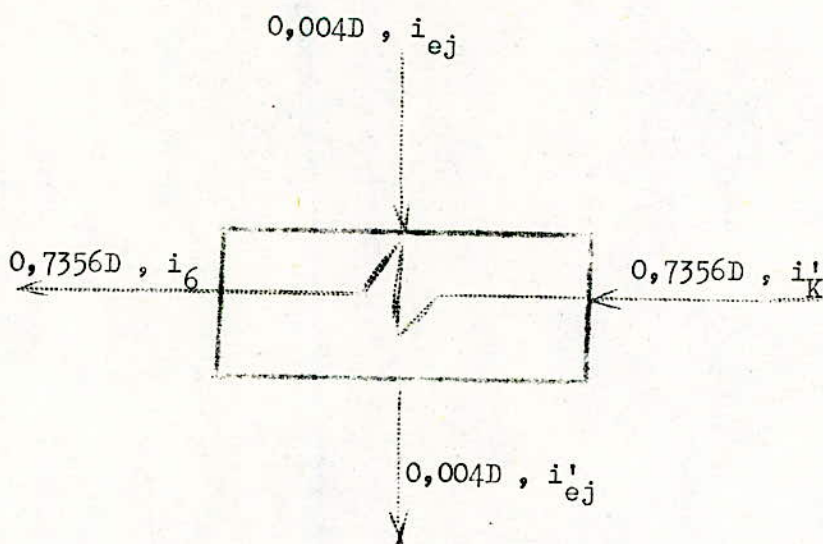
-D'où le bilan thermique dans cet élément :

$$0,7356D \cdot i'_K + 0,004D \cdot i_{ej} = 0,004D \cdot i'_{ej} + 0,7356D \cdot i_6$$

$$0,7356D \cdot 32,2 + 0,004D \cdot 600 = 0,004D \cdot 104 + 0,7356D \cdot i_6$$

$$\text{d'où } i_6 = 34,9 \text{ Kcal/Kgf.}$$

$$\underline{i_6 = 34,9 \text{ Kcal/Kgf.}}$$



11- Bilan thermique dans le réchauffeur régénératif 8 (RR8).

-Ce réchauffeur régénératif muni d'un réfrigérateur de condensat a les paramètres suivants:

$i_{VIII} = 624 \text{ Kcal/Kgf}$  et représente l'enthalpie de la vapeur de la prise 8,

$i'_{VIII} = 63,63 \text{ Kcal/Kgf}$  comme enthalpie du condensat du réchauffeur régénératif 8,

$i_7 = 59,95 \text{ Kcal/Kgf}$ , l'enthalpie de l'alimentation en eau du réchauffeur régénératif 8

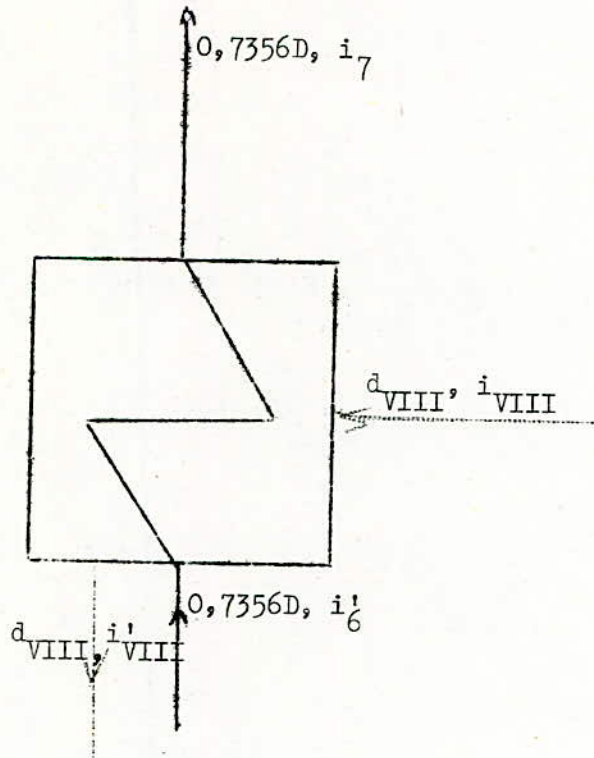
-Tenant compte de ces paramètres, nous pouvons écrire le bilan thermique :

$$d_{VIII} \cdot i_{VIII} + 0,7356D \cdot i'_6 = d_{VIII} \cdot i'_{VIII} + 0,7356D \cdot i_7$$

$$624 \cdot d_{VIII} + 0,7356D \cdot i'_6 = d_{VIII} \cdot 63,63 + 0,7356D \cdot 59,95$$

d'où l'équation à deux inconnues :  $d_{VIII}$ ,  $i'_6$

\*  $\boxed{560,37 \cdot d_{VIII} + 0,7356D \cdot i'_6 = 44,1}$  \* (1)



.12 - Bilan thermique dans le refroidisseur de l'échangeur de chaleur 8.

-Les paramètres de cet élément sont les suivants:

$$i'_{VIII} = 63,63 \text{ Kcal/Kgf} \text{ enthalpie définie plus haut,}$$

$i_6 = 34,9 \text{ Kcal/Kgf}$  et qui représente l'enthalpie à l'entrée du refroidisseur de l'échangeur de chaleur 8

$$i_6 + 7,1 = 42 \text{ Kcal/Kgf}$$

d'où le bilan thermique suivant:

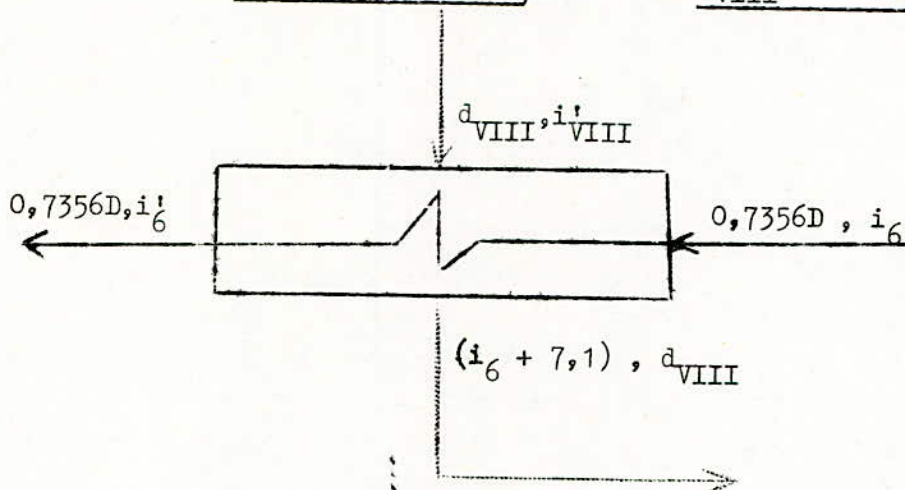
$$0,7356D \cdot i_6 + d_{VIII} \cdot i'_{VIII} = 0,7356D \cdot i'_6 + 42 \cdot d_{VIII}$$

$$0,7356D \cdot 34,9 + 63,63 \cdot d_{VIII} = 0,7356D \cdot i'_6 + 42 \cdot d_{VIII}$$

et finalement l'équation en  $d_{VIII}$  et  $i'_6$  et par suite le système qui permet de nous donner ces deux inconnues :

$$\begin{cases} 560,37 \cdot d_{VIII} + 0,7356D \cdot i'_6 = 44,1 \\ 21,63 \cdot d_{VIII} - 0,7356D \cdot i'_6 = -25,75 \end{cases}$$

$$\text{d'où } \underline{i'_6 = 35,8 \text{ Kcal/Kgf}} \text{ et } \underline{d_{VIII} = 0,0317D}$$



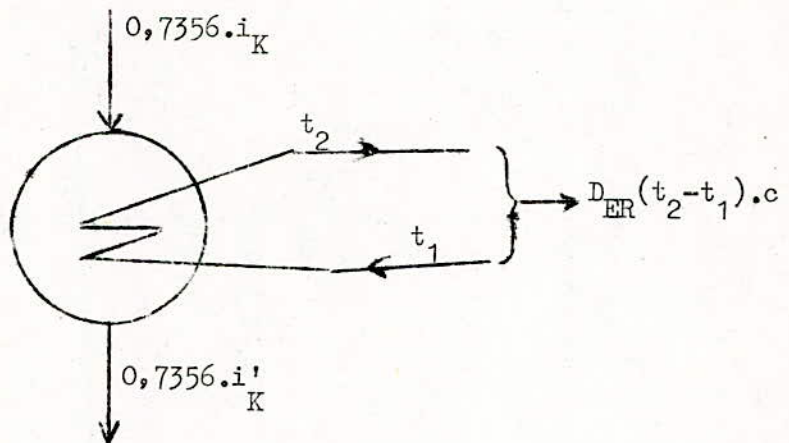
13 - Echange de chaleur au niveau du condenseur principal:

-La vapeur entrant dans le condenseur principal se condense au passage de la surface des conduites d'eau de refroidissement aménagées à cet effet et l'échange de chaleur se fait comme suit:

-A l'entrée du condenseur , la vapeur est accompagnée d'une quantité de chaleur égale à  $0,7356.i_K$  où  $0,7356$  est le débit de vapeur à l'entrée et  $i_K$  l'enthalpie à l'entrée du condenseur ( le débit total étant pris égal à l'unité)

-Au passage dans le condenseur, la vapeur cède une quantité de chaleur égale à  $D_{E.R}(t_2 - t_1).c$  , avec  $D_{E.R}$  est le débit d'eau de refroidissement ,  $t_1$  la température de l'eau de refroidissement à l'entrée du condenseur ,  $t_2$  la température de l'eau de refroidissement à la sortie du condenseur et  $c$  la quantité de chaleur spécifique qui est de l'ordre de l'unité pour des température relativement faible et allant jusqu'à  $100^{\circ}\text{C}$ .

-Dans le circuit principal et à la sortie du condenseur, la vapeur sort sous forme de condensat accompagnée d'une quantité de chaleur évaluée à  $0,7356i'_K$  dans laquelle  $i'_K$  est l'enthalpie du condensat qui sera véhiculé vers les réchauffeur régénératifs et par suite vers la chaudière.



Erreur de calcul.

-Le bilan thermique général entre les quantités de chaleur qui sortent de chaque élément du système et les quantités de chaleur entre dans chaque élément du système. Le débit total D étant pris égal à l'unité (D = 1).

a) Quantité de chaleur entrante.

$$Q_{ent.} = 0,004 \cdot i_{ej} + \sum_{i=I}^{i=VIII} d_i \cdot i_i + 0,0016 \cdot 634 + 0,7356 \cdot i_K$$

$$Q_{ent.} = 0,004 \cdot 600 + 0,0542 \cdot 742 + 0,0418 \cdot 834 + 0,0407 \cdot 794 + 0,0380 \cdot 776 + 0,0394 \cdot 741 + 0,0380 \cdot 707 + 0,0307 \cdot 667 + 0,0317 \cdot 624 + 0,0016 \cdot 634 + 0,7356 \cdot 577 = 657,65 \text{ Kcal/h}$$

$$\underline{Q_{ent.} = 657,65 \text{ Kcal/h}}$$

b) Quantité de chaleur sortante.

$$Q_{sort.} = D \cdot i_{a1} + D_{E.R} (t_2 - t_1) c + d_{ej} \cdot i'_{ej} + d_{VIII} \cdot i'_{VIII} + 0,002 \cdot i_a$$

$$Q_{sort.} = 1.254 + 396 + 0,004 \cdot 104 + 0,0317 \cdot 63,63 + 0,002 \cdot 661 = 650 \text{ Kcal/h}$$

$$\underline{Q_{sort.} = 650 \text{ Kcal/h}}$$

-L'erreur relative, exprimée en pourcent est donnée par:

$$\varepsilon = 100 \frac{Q_{ent.} - Q_{sort.}}{Q_{ent.}} = \frac{765 \cdot 100}{657,65} = 1,16 \%$$

-Donc l'erreur relative est évaluée à :

$$\underline{\varepsilon = 1,16\%}$$

CHAPITRE -- IV --

Calcul de débit.

-Le débit de la vapeur peut être déterminé par différentes méthodes . Dans le chapitre précédent on a déterminé les débit de prises en fonction du débit total de la chaudière.

-Dans ce chapitre nous allons envisager l'étude de trois méthodes et le débit qui se rapproche de deux de ces trois méthodes sera pris comme débit de la chaudière.

- Calcul de débit.

.1 - Détermination du débit de la vapeur par les consommations spécifique de vapeur en Kg.v / KWh.

-Pour une consommation spécifique de vapeur  $c = 3 \text{ Kg.v/KWh}$  et une puissance de  $P = 100.000 \text{ KW}$ , le débit de turbine est :

$$D_t = P \cdot c = 100.000 \cdot 3 = 300.000 \text{ Kg.v/h} = 300 \text{ t.v/h}$$

-Or on admet que le débit de chaudière nominal  $D_{nc}$  est dans le rapport 1,1 avec le débit de turbine  $D_t$  :

$$\underline{D_{nc} = D = 1,1 D_t = 330 \text{ t /h}}$$

.2 - Détermination du débit de la chaudière par la décomposition des débits des prises.

-Le débit total de la chaudière est donnée par la relation:

$$D = D_{\text{cond.}} + \sum_{i=1}^n d_i \cdot Y_i, \text{ dans laquelle :}$$

$D_{\text{cond.}}$  est le débit à condensation pure,

$\sum d_i \cdot Y_i$  est la totalité des débits de prises où  $d_i$  est le débit de prise et  $Y_i$  est le coefficient de prise.

-La quantité de débit  $\sum d_i \cdot Y_i$  peut être décomposée en débit de prises et débit d'éjecteur plus celui du labyrinthe:

$$\sum d_i \cdot Y_i = \sum d + \sum e$$

-Donc la première relation peut s'écrire:

$$D = D_{\text{cond.}} + \sum d + \sum e$$

avec :  $D_{\text{cond.}} = \frac{860 \cdot P}{h_r \cdot \eta_m \cdot \eta_g}$  ,  $P = 100 \text{ MW}$

$$h_r = i_t - i_K + i_A - i_I = \text{chute d'enthalpie réelle.}$$

$$h_r = 827 - 577 + 853 - 742$$

$$\eta_m = 0,995$$

$$\eta_g = 0,98$$

$$\text{d'où } D_{\text{cond.}} = \frac{860 \cdot 100.000}{383} = 224,38 \text{ t/h}$$



-D'autre part :  $\sum d = 0,3145D$  et  $\sum e = 0,004D + 0,0016D = 0,0056D$   
d'où  $D = 224,38 + 0,3201D$

- De cette équation on peut tirer le débit total de la chaudière:

$$D = \frac{224,38}{0,6790} = 330 \text{ t/h}$$

$$\boxed{D = 330 \text{ t/h}}$$

### 3 - Calcul du débit de prises:

-Nous avons, auparavant, calculé les débits de prises en fonction du débit total de la chaudière  $D$ , donc ayant ce débit  $D = 330 \text{ t/h}$ , on peut déterminer les débits de prises:

$$d_I = 0,0542 \cdot 330 = 17,9 \text{ t/h}$$

$$d_{II} = 0,0418 \cdot 330 = 13,8 \text{ t/h}$$

$$d_{III} = 0,0407 \cdot 330 = 13,4 \text{ t/h}$$

$$d_{IV} = 0,0380 \cdot 330 = 12,5 \text{ t/h}$$

$$d_V = 0,0394 \cdot 330 = 13 \text{ t/h}$$

$$d_{VI} = 0,0360 \cdot 330 = 12,5 \text{ t/h}$$

$$d_{VII} = 0,0307 \cdot 330 = 10,1 \text{ t/h}$$

$$d_{VIII} = 0,0317 \cdot 330 = 10,5 \text{ t/h}$$

-Et le débit total des prises est :  $\sum d = 103,7 \text{ t/h}$

-D'autre part :  $\sum e = e_1 + e_2 = (0,004 + 0,0016) 330 = 1,92 \text{ t/h}$

#### 3.4 - Débit du condenseur:

$$D_K = D_{\text{cond.}} = 224,38 \text{ t/h}$$

-Les débits de prises considérés en fonction du débit du condenseur :

$$d_I = 0,0797 D_K$$

$$d_{II} = 0,0615 D_K$$

$$d_{III} = 0,0597 D_K$$

$$d_{IV} = 0,0567 D_K$$

$$d_V = 0,0580 D_K$$

$$d_{VI} = 0,0567 D_K$$

$$d_{VII} = 0,0450 D_K$$

$$d_{VIII} = 0,0465 D_K$$

$$e_1 = 0,0059 D_K$$

$$e_2 = 0,0027 D_K$$

$$\sum d = 0,4638 D_K$$

$$\sum e = 0,0086 D_K$$

4 - Calcul du débit de la chaudière en utilisant les coefficients de prises.

-Dans la relation  $D = D_{\text{cond.}} + \sum d_i \cdot Y_i$ , on peut déterminer les coefficients de prises  $Y_i$  ( $i = I \dots \dots \dots VIII$ ) .

$$Y_1 = \frac{(i_I - i_K) + \Delta i_{SI}}{(i_t - i_K) + \Delta i_{SI}} \quad \text{avec } \Delta i_{SI} = i_{SI} - i_I$$

$$= i_A - i_I$$

$$= 853 - 742 = 111 \text{ Kcal/Kgf}$$

$$Y_1 = \frac{165 + 111}{250 + 111} = 0,77$$

$$Y_2 = \frac{(i_{II} - i_K)}{(i_t - i_K) + \Delta i_{SI}} = \frac{257}{361} = 0,71$$

$$Y_3 = \frac{i_{III} - i_K}{(i_t - i_K) + \Delta i_{SI}} = \frac{217}{361} = 0,60$$

$$Y_4 = \frac{i_{IV} - i_K}{361} = \frac{199}{361} = 0,55$$

$$Y_5 = \frac{i_V - i_K}{361} = \frac{164}{361} = 0,45$$

$$Y_6 = \frac{i_{VI} - i_K}{361} = \frac{130}{361} = 0,36$$

$$Y_7 = \frac{i_{VII} - i_K}{361} = \frac{90}{361} = 0,25$$

$$Y_8 = \frac{i_{VIII} - i_K}{361} = \frac{47}{361} = 0,13$$

-Donc la quantité  $d_i \cdot Y_i$  peut s'écrire:

$$\sum d_i \cdot Y_i = 0,77 \cdot 0,0542 D + 0,71 \cdot 0,0418 D + \dots \dots \dots + 0,13 \cdot 0,0317 D$$

$$= 0,3101 D$$

$$d'où \quad \sim = 224,38 + 0,3101 D$$

ce qui donne le débit de la vapeur de la chaudière:

$$\boxed{D = 328,65 \text{ t/h}}$$

-En conclusion le débit choisi suivant ces trois méthodes est le débit:

$$\boxed{\boxed{D = 330 \text{ t/h}}}$$

CHAPITRE -V -

Puissance -consommation spécifique - rendement.

-Les quantités de chaleurs transformables en énergie électrique sur chaque corps de la turbine, illustreront en particulier ce chapitre.

-Les erreurs de calcul qui sont d'ailleurs négligeables, nous le verrons, n'écarte pas notre idée de justifier la puissance de 100 MW à la sortie de notre générateur de la centrale.

- Puissance - consommation spécifique - rendement.

.1 -On calcule la puissance électrique produite par le groupe turbo-générateur pour un (1) Kg de vapeur qui entre dans le condenseur et cette quantité représente la puissance spécifique :

$$P_s = \left[ 1 (i_1 - i_I + i_S - i_K) + (d_I + e_1 + e_2)(i_1 + i_I) + d_{II}(i_1 - i_I + i_S - i_{II}) \right. \\ \left. + d_{III}(i_1 - i_I + i_S - i_{III}) + d_{IV}(i_1 - i_I + i_S - i_{IV}) + d_V(i_1 - i_I + i_S - i_V) \right. \\ \left. + d_{VI}(i_1 - i_I + i_S - i_{VI}) + d_{VII}(i_1 - i_I + i_S - i_{VII}) + \right. \\ \left. + d_{VIII}(i_1 - i_I + i_S - i_{VIII}) \right] \cdot \frac{2m \cdot 2g}{860}$$

-Remarque:  $i_1 = i_t = 827 \text{ Kcal/Kgf}$

$$i_1 + i_S - i_I = 827 + 852 - 742 = 937 \text{ Kcal/Kgf.}$$

d'où :

$$P_s = \left[ (937 - 577) + (0,0797 + 0,0086)(827 - 742) + 0,0615(937 - 334) \right. \\ \left. + 0,0597(937 - 794) + 0,0567(937 - 776) + 0,0465(937 - 634) \right] \cdot \frac{0,995 \cdot 0,98}{860}$$

$$= 0,501 \text{ KWh/Kg}$$

$$\underline{P_s = 0,501 \text{ KWh/Kg} /}$$

.2-Consommation spécifique de vapeur pour turbo-générateur;

$$c = \frac{1 + \sum d + \sum e}{P_s} = \frac{1 + 0,4638 + 0,0086}{0,501} = 2,94 \text{ Kg/KWh}$$

$$\underline{c = 2,94 \text{ Kg/KWh} /}$$

3 - Calcul de la quantité de chaleur qui se transforme en énergie électrique.

.31-

-La quantité de chaleur qui se transforme en énergie électrique sur le corps basse pression (CBP) est donnée par la formule:

$$Q_{el.}^{CBP} = D^{CBP} (i_B - i_K) = D_K (i_6 - i_K) + d_{VII}(i_6 - i_7) + d_{VIII}(i_6 - i_8)$$

-Remarque:

$$i_6 = i_{VI} = 707 \text{ Kcal/Kgf}$$

$$i_7 = i_{VII} = 66 \text{ "}$$

$$i_8 = i_{VIII} = 627 \text{ "}$$

$$Q_{el}^{CBP} = 224,38(707 - 577) + 10,1(707 - 667) + 10,5(707 - 627) \\ = 21130 \text{ Kcal/h}$$

$$\underline{Q_{el}^{CBP} = 21130 \text{ Kcal/h}}$$

-Et la puissance produite sur le corps basse pression est:

$$W^{CBP} = \frac{Q_{el}^{CBP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{860} = \frac{21130 \cdot 0,995 \cdot 0,98}{860} = 24,2 \text{ MW}$$

$$\underline{W^{CBP} = 24,2 \text{ MW}}$$

. 32 - Quantité de chaleur transformable en E.E sur le CMP.

$$Q_{el}^{CMP} = D^{CMP} (i_A - i_{VI}) + d_{II}(i_A - i_{II}) + d_{III}(i_A - i_{III}) + d_{IV}(i_A - i_{IV}) + \\ + d_V(i_A - i_V) + d_{VI}(i_A - i_{VI})$$

avec :  $D^{CBP} = 244,94 \text{ t/h}$ , on aura:

$$Q_{el}^{CMP} = 244,94(853 - 707) + 13,8(853 - 834) + 13,4(853 - 794) + 12,5(794 - 776) \\ + 13(776 - 741) + 12,5(776 - 707) \\ = 38137 \text{ Kcal/h}$$

et la puissance produite sur le corps moyenne pression est:

$$W^{CMP} = \frac{Q_{el}^{CMP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{860} = \frac{38137 \cdot 0,995 \cdot 0,98}{860} = 43,2 \text{ MW}$$

$$\underline{W^{CMP} = 43,2 \text{ MW}}$$

33- Quantité de chaleur transformable en E.E sur le CHP.

-Sur le corps haute pression, la quantité de chaleur transformable en énergie électrique est donnée par la relation:

$$Q_{el}^{CHP} = (D^{CMP} + d_I)(i_t - i_I)$$

$$D^{CBP} = D_K + d_{VII} + d_{VIII} = 224,38 + 10,1 + 10,5 = 244,94$$

$$D^{CMP} = D^{CBP} + d_{II} + d_{III} + d_{IV} + d_V + d_{VI}$$
$$244,94 + 13,8 + 13,4 + 12,5 + 13 + 12,5 = 310,14 \text{ t/h}$$

$$D^{CHP} = D^{CMP} + d_I$$

$$D^{CHP} = 310,14 + 17,9 = 328,04 \text{ t/h}$$

donc:

$$Q_{el}^{CHP} = 328,04 (827 - 742) = 27900 \text{ Kcal/h}$$

et la puissance produite sur le corps haute pression est évaluée à:

$$W^{CHP} = \frac{Q_{el}^{CHP} \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{860} = \frac{27900 \cdot 0,995 \cdot 0,98}{860} = 31,5 \text{ MW.}$$

$$\underline{W^{CHP} = 31,5 \text{ MW /}}$$

.34 - Erreur de calcul.

-La puissance du groupe turbo-générateur est  $P = 100$  MW.

-D'après les calculs, la puissance produite sur les trois corps est:

$$W^{CBP} + W^{CMP} + W^{CHP} = 24,2 + 43,2 + 31,5 = 98,9 \text{ MW}$$

Et l'erreur relative est exprimée par:

$$\varepsilon = \frac{100 - 98,9}{100} = 1,1\%$$

4 - Rendement et consommation spécifique;

-La consommation spécifique de chaleur tient compte du rendement mécanique, du rendement du générateur, du rendement thermique et du rendement interne, respectivement notés :  $\eta_m$ ,  $\eta_g$ ,  $\eta_{tr}$ ,  $\eta_i$ .

-La quantité de chaleur spécifique  $q'$  est :

$q' = c(i_o - i_{al} + i_s - i_I)$  avec  $c = d$  qui est la consommation spécifique de vapeur est donnée par la relation:

$$c = d = \frac{860}{h_r \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad \boxed{\text{Kg.v/KWh}} = 2,98 \text{ Kg.v/KWh}$$

$$d'où \quad q' = 2,98(832 - 254 + 853 - 742) = 2040 \text{ Kcal/KWh}$$

$$\underline{q' = 2040 \text{ Kcal/KWh}}$$

-Le rendement général de la centrale est donné par la relation:

$$\eta_{gl} = \frac{860}{2040} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{si}$$

Avec  $\eta_c = 0,90$  = rendement de la chaudière,  $\eta_{cd} = 0,99$  = rendement de la conduite,  $\eta_{tr} = 0,99$  = rendement des transformateurs éleveurs,  $\eta_{si} = 0,91$  = rendement du service interne ( pour ventilation, appareils de commande etc... )

$$d'où \quad \eta_{gl} = \frac{860}{2040} \cdot 0,90 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,91 = 0,338$$

$$\underline{\eta_{gl} = 0,338}$$

5 - Consommation spécifique en charge nominale.

-La charge nominale est représentée par la puissance  $P = 100\text{MW}$ .

-Et la consommation spécifique en charge nominale est donnée par:

$$q = \frac{860}{\eta_{gl}} = 860/0,338 = 2545 \text{ Kcal/KWh.}$$

$$q = \underline{2545 \text{ Kcal/KWh./}}$$

6 - Consommation du combustible.

-Pour les conditions normales de température et de pression, la quantité de chaleur dégagée par un mètre cube normal ( $1 \text{ m}^3.n$ ), cette quantité brûlée est:

$$Q_i = 8500 \text{ Kcal/m}^3 /$$

-La consommation du combustible se calcule par la relation :

$$B = \frac{D(i_o - i_{al} + i_s - i_I)}{\eta_i \cdot Q_i} = \frac{330.685}{0,90.8500} = 29,6.10^3 \text{ m}^3.n/h$$

$$; B = \underline{29,6.10^3 \text{ m}^3/h /}$$

7 - Consommation spécifique du combustible.

$$b = \frac{330.685}{P} = \frac{29600}{100.000} = 0,296 \text{ m}^3.n/\text{KWh}$$

4.8 - Consommation annuelle du combustible.

-On attribue au coefficient de marche à vide des turbine la valeur:

$$X = 10 \% /$$

-Ainsi que le nombre d'heures de fonctionnement, par an, de la centrale est:

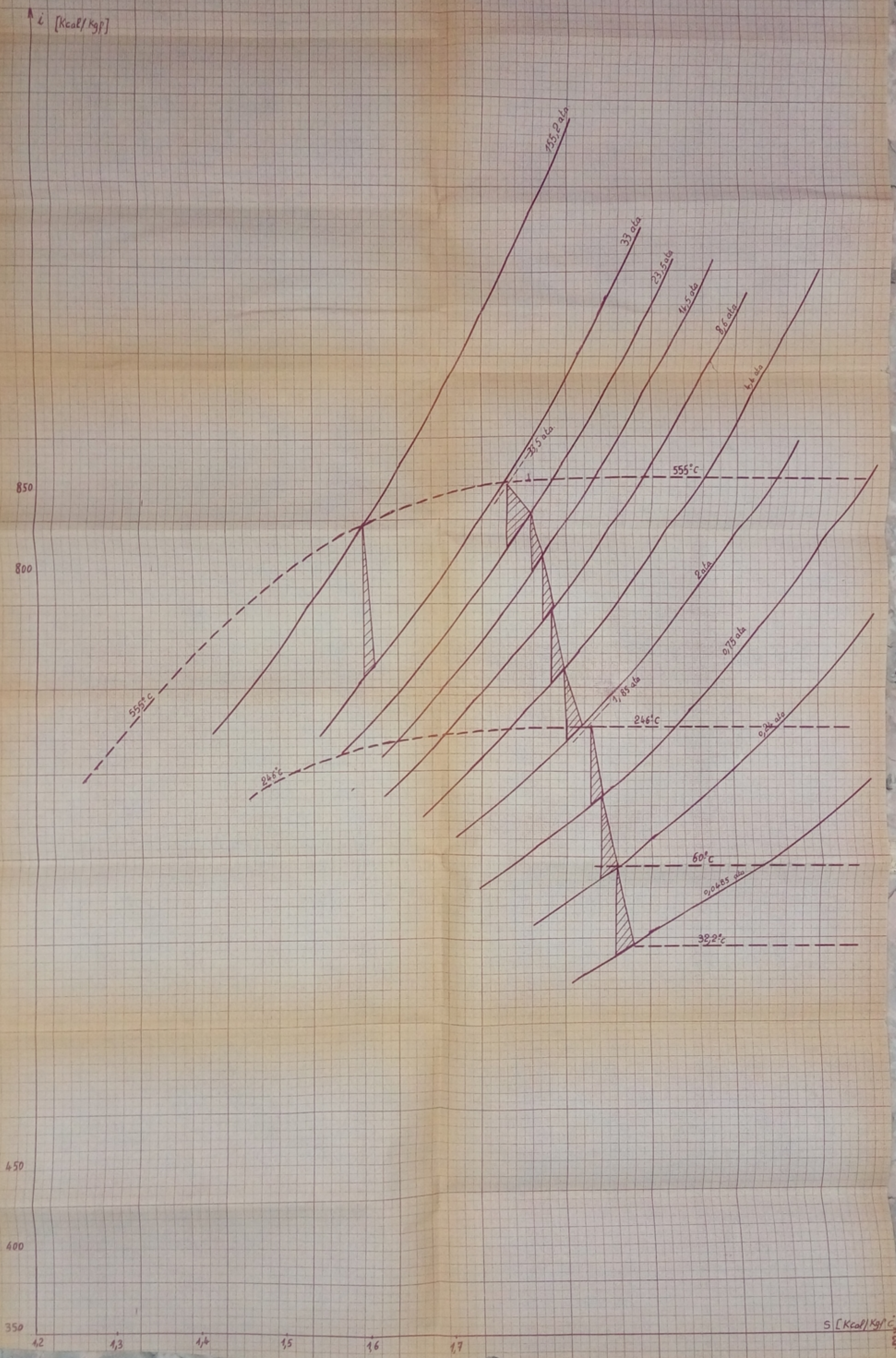
$$m = \underline{7000 \text{ h} /}$$

-Tenant compte des services internes ( $\eta_{si} = 0,91$ ) ce qui est à peu près 10 % de la production de la centrale et donc la centrale peut fournir à l'extérieur une puissance de  $90 \text{ MW} = P_m$ . Et l'énergie fournie au système est:

$$E = P_m \cdot m = 90. 7000 = 630.10^6 \text{ KWh/an.}$$

$$E = \underline{630.10^6 \text{ KWh/an./}}$$





.9 - Consommation annuelle de vapeur pour les turbines.

$$D_{t.an.} = m.X.d_n.P_n + d_n(1 - X)E_{an.} + Y.D_{prises.an.} \quad \boxed{\text{Kg/an}}$$

Avec

$d_n$  = consommation spécifique de vapeur nominale et égale à 2,98 Kg.v/KWh.

$m$  = nombre d'heures,

$X = 10 \%$

$E_{an.} = 630.10^6$  kWh/an

$P_n = 100.000$  KW

-Donc la consommation spécifique(annuelle) de vapeur pour les turbines est:

$$D_{t.an.} = 7000.0,10.298.100\ 000 + 2,98(1 - 0,10).630.10^6 = 189,9.10^7 \text{ Kg/an}$$

$$\underline{D_{t.an.} = 189,9.10^7 \text{ Kg/an.}}$$

10 - Consommation annuelle de vapeur dans la salle des machines.

-En tenant ~~demant~~ compte que pour la consommation propre on a 2,5 % de la consommation totale .

$$D_{machines} = \frac{D_{t.an.}}{1 - 0,025} = \frac{189,9.10^7}{0,975} = 195.10^7 \text{ Kg/an}$$

$$\underline{D_{mach.} = 195.10^7 \text{ Kg/an.}}$$

11 - Débit total de chaudière. (0,03  $D_{cz}$ )

$$D_{cz} = \frac{D_{mach.}}{1-0,03} = \frac{195.10^7}{0,97} = 200.10^7 \text{ Kg/an}$$

4.12 - Consommation annuelle de combustible.

$$B' = \frac{D(i_o - i_{al})}{Q_i \cdot \eta_o} = \frac{200.10^4 (827 - 254)}{8500 \cdot 0,90} = 173.10^3 \text{ m}^3.n/\text{an.}$$

$$\underline{B' = 173.10^3 \text{ m}^3.n / \text{an.}}$$

- On attribue un coefficient de sécurité de 0,05 de  $173 \cdot 10^3$   
d'où  $B = 1,05 \cdot B' = 1,05 \cdot 173 \cdot 10^3 = 182 \cdot 10^3 \text{ m}^3 \cdot \text{n}/\text{an}.$

$$\underline{B = 182 \cdot 10^3 \text{ m}^3 \cdot \text{n}/\text{an}. /}$$

### .13 - Augmentation du rendement par le réchauffage.

-La relation qui donne le rendement thermique avec réchauffage régénératif est la suivante:

$$\eta_1 = 1 - \frac{(1)(i_K - i'_K)}{(1 + \sum a)(i_o - i_{al} + i_s - i_I)}$$

où  $i_s$  = enthalpie du surchauffeur intermédiaire (SI) :  $i_s = 853 \text{ Kcal/Kgf}.$   
 $i'_K$  = enthalpie à la sortie du condenseur et égale à  $32,2 \text{ Kcal/kgf}.$   
 $\sum a = 0,4638$

$i_{al}$  = enthalpie d'alimentation =  $254 \text{ Kcal/Kgf}.$

$i_I$  = enthalpie de la prise 1 =  $742 \text{ Kcal/Kgf}.$

$i_K$  = enthalpie à l'entrée du condenseur =  $577 \text{ Kcal/Kgf}.$

et donc

$$\eta_1 = \frac{(1)(577 - 32,2)}{(1 + 0,4638)(832 - 254 + 853 - 742)} = 0,453$$

$$\underline{\eta_1 = 0,453 /}$$

### .14 - Calcul du rendement sans réchauffage.

$$\eta_2 = 1 - \frac{(1)(i_K - i'_K)}{(1)(i_o - i_{al} + i_s - i_I)}$$

-On peut remarquer tout de suite que sans réchauffage régénératif,  $i_{al} = i'_K$

et donc

$$\eta_2 = 1 - \frac{577 - 32,2}{832 - 32,2 + 853 - 742} = 0,394$$

$$\underline{\eta_2 = 0,394 /}$$

-Et l'augmentation du rendement est donc:

$$\xi = \frac{45,3 - 39,4}{45,3} \cdot 100 = 14,9 \%$$

$$\underline{\xi = 14,9 \% /}$$

CHAPITRE - VI -

Flux thermique.

-La répartition de la chaleur à partir de la chaudière, nous montre qu'une partie sera utilisée dans les corps de la turbine, une partie sera perdue et une troisième partie sera utilisée à des fins secondaire ( pour utiliser l'éjecteur par ex.)

FLUX THERMIQUE.

1 - Flux thermique dans la chaudière.

$$Q_c = Q_{ej} + Q + Q_{perd.}$$

avec:

$$Q = D \cdot i_t = 330,827 = 275\ 000 \quad (\text{sur turbine})$$

$$Q_{ej} = D_{ej} \cdot i_t = 3,3 \cdot 827 = 2730 \quad (\text{Pour l'éjecteur})$$

$$Q_{perd.} = D_{perd.} \cdot i'_{ej} = 10 \cdot 600 = 6000 \quad (\text{perdue})$$

$$\text{donc: } Q_c = 275\ 000 + 2730 + 6000 = 283730$$

2 - Chaleur cédée dans la chaudière eau - vapeur.

$$Q^t = Q + Q_{SI} + Q' - Q_{p1} \quad (Q = 275\ 000)$$

$$Q' = 10 \cdot 200 = 2000$$

$$Q_{SI} = (D - D')(i_A - i_1) = (330 - 20,5)(853 - 742) = 34\ 300$$

$$Q_{p1} = D_{a1} \cdot i_{a1} = 330 \cdot 254 = 26\ 400$$

$$\text{et donc } Q^t = 224\ 900$$

et la quantité de chaleur du combustible est:

$$Q_{comb.} = \frac{Q^t}{\eta_c} = 224\ 900 / 0,90 = 250\ 000$$

3 - Flux dans les prises.

$$a) Q_I = d_I \cdot i_I = 17,9 \cdot 742 = 13\ 300$$

$$b) Q_{II} = d_{II} \cdot i_{II} = 13,8 \cdot 834 = 11\ 500$$

-La quantité de chaleur transformable en énergie électrique dans le corps haute pression est : 27 900

$$c) Q_{III} = d_{III} \cdot i_{III} = 13,4 \cdot 794 = 10650$$

$$d) Q_{IV} = d_{IV} \cdot i_{IV} = 12,5 \cdot 776 = 9700$$

$$e) Q_V = d_V \cdot i_V = 13 \cdot 741 = 9650$$

$$f) Q_{VI} = d_{VI} \cdot i_{VI} = 12,5 \cdot 707 = 8850$$

-La quantité de chaleur transformable en énergie électrique dans le corps moyenne pression est :  $30137 = Q_{el}^{CMP}$

$$g) Q_{VII} = d_{VII} \cdot i_{VII} = 10,1.667 = 6750$$

$$h) Q_{VIII} = d_{VIII} \cdot i_{VIII} = 10,5.627 = 6580$$

-La quantité de chaleur transformable en énergie électrique dans le corps basse pression est :  $21130 = Q_{el}^{CBP}$

4 - Flux dans le condenseur.

$$Q_K = Q_{K'a} + Q_{K'a} \quad \text{d'une part et d'autre part:}$$

$$Q_K = D_K \cdot i_K = 224,30 \cdot 577 = 129500$$

5 - Flux dans le refroidisseur du RR7.

$$Q_6 = 242.34,9 = 8500$$

$$Q_{VIII} = d_{VIII} \cdot i'_{VIII} = 10,5.63,63 = 668$$

$$Q'_6 = 242.35,8 = 8650$$

$$Q_{6+7,1} = d_{VIII} \cdot i_{6+7,1} = 10,5.42 = 440$$

5 - Flux dans le RR7.

$$Q'_6 = 242 \cdot i'_{6-} = 8650$$

$$Q_{VIII} \cdot i_{VIII} = 10,5.627 = 6580$$

$$Q_t = 242 \cdot i_t = 242.59,95 = 14500$$

$$Q_{VIII}' = d_{VIII} \cdot i_{VIII} = 10,5.63,63 = 667$$

6 - Flux thermique dans l'éjecteur pour labyrinthe.

$$(0,7659D - d_{VII}) \cdot i_c + (0,079D + d_{VIII}) \cdot i'_{VIII} = 0,8449 \cdot i'_8$$

$$i'_8 = 0,8449 \cdot 330 \cdot 84,7 = 23600$$

$$Q_{ej} = 0,0016 \cdot i'_{ej} = 0,0016.634 = 336$$

$$Q_{VI}' = 0,0774 \cdot 119,94 = 3350$$

$$Q_9 = 0,8449 \cdot i_9 = 279.87,5 = 24400$$

$$Q_{ej}' = 0,079 \cdot i_{ej}' = 26,1.99,19 = 2590$$

7- Flux thermique dans le RR6

$$Q_9 = 0,8449 \cdot 187,5 = 24400$$

$$Q_{VI} = d_{VI} \cdot i_{VI} = 12,5 \cdot 707 = 8850$$

$$Q_V^C = 0,0394D \cdot i_V = 13 \cdot 147,3 = 1915$$

$$Q_{10} = 0,8449D \cdot i_{10} = 279 \cdot 115,25 = 23100$$

$$Q_{VI'} = (d_V + d_{VI}) \cdot i_{VI'} = (13 + 12,5) \cdot 119,94 = 3050$$

8- Flux dans le RR5

$$Q_{10} = 0,8449 \cdot i_{10} = 279 \cdot 115,25 = 32000$$

$$Q_{pV} = d_V \cdot i_V = 13 \cdot 741 = 9650$$

$$Q_{11} = 0,8449 \cdot i_{11} = 279 \cdot 143 = 39600$$

$$Q_{V'} = d_V \cdot i_{V'} = 13 \cdot 147,3 = 1920$$

9 - Flux dans le dégazeur.

$$(330 - 0,1371D - d_{IV} + 0,002) i_{11} = 39\ 600$$

$$Q_{IV} = d_{IV} \cdot i_{IV} = 12,5 \cdot 776 = 9700$$

$$Q_{III'} = 0,1371D \cdot i_{III'} = 45,3 \cdot 178,75 = 8080$$

10 - Flux dans le RR3

$$Q_{12} = 330 \cdot i_{12} = 330 \cdot 170,75 = 56300$$

$$Q_{III} = d_{III} \cdot i_{III} = 13,4 \cdot 794 = 10650$$

$$Q_{II'} = (d_I + d_{II}) i_{V'} = (17,9 + 13,8) \cdot 206,5 = 6580$$

$$Q_{13} = 330 \cdot i_{13} = 330 \cdot 198,5 = 65500$$

$$Q_{III'} = (d_I + d_{II}) i_{III'} = 31,8 \cdot 178,75 = 5700$$

11 - Flux dans le RR2.

$$Q_{13} = D \cdot i_{13} = 330 \cdot 198,5 = 65500$$

$$Q_{II} = d_{II} \cdot i_{II} = 13,8 \cdot 834 = 11500$$

$$d_I \cdot i_I' = 17,9 \cdot 234,25 = 4200$$

$$Q_{14} = 330 \cdot 226,25 = 76900$$

$$Q_{II'} = 17,9 \cdot i_{II'} = 17,9 \cdot 206,5 = 3700$$

12 - Flux dans le RR1.

$$Q_{14} = 330 \cdot 226,25 = 76900$$

$$Q_I = d_I \cdot i_I = 17,9 \cdot 742 = 13300$$

$$Q_{a1} = d_{a1} \cdot i_{a1} = 330 \cdot 254 = 84500$$

$$Q_{I'} = d_I \cdot i_I' = 17,9 \cdot 234,25 = 4500$$

CHAPITRE - VII -

Expandeur/

-Pendant la purge continue de la chaudière par extraction de la couche d'eau se trouvant dans le ballon, une quantité de chaleur s'échappe avec l'eau purgée . Le rôle de l'expandeur est de récupérer cette quantité de chaleur sous forme de vapeur à l'aide d'un séparateur cyclone et véhiculée vers l'un des réchauffeurs ( 1 , 2 ou 3 ) , dans notre schéma général, elle est piquée sur le réchauffeur 3.



Le rôle de l'expandeur dans une centrale.

-Il est indispensable que la chaudière soit purgée périodiquement suivant la disponibilité du bloc (chaudière et groupe turbo-alternateur correspondant).

-La purge périodique n'a fait, dans cette étude, l'objet d'un calcul particulier.

-Mais le rôle de l'expandeur est d'assurer d'une manière permanente la purge de la centrale en extrayant continûment la couche saline supérieure dans le ballon de la chaudière. Nous allons examiner comment on peut récupérer la quantité de chaleur évacuée pendant la purge. Cette quantité de chaleur récupérée n'est pas considérée dans le bilan thermique général de la centrale mais seulement déterminée à part et à titre indicatif.

-Le débit de purge est pris égal à  $0,03 D = 330.3/100 = 9,9 \text{ t/h} = D_{pj}$

-L'enthalpie de purge est  $i_{pj} = f(p_c) = f(165) = 394 \text{ Kcal/Kgf}$ .

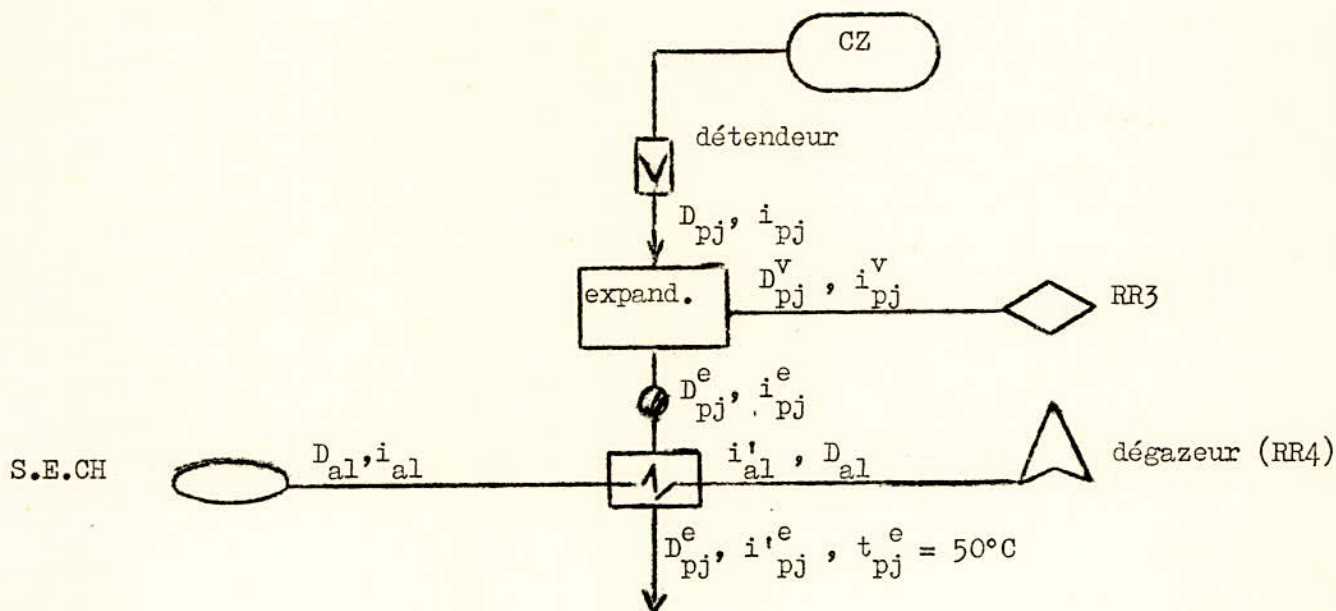
-L'enthalpie de l'eau extraite à l'aide du séparateur cyclone est :

$$i_{pj}^e = f(p_{III}) = f(14,5) = 199,1 \text{ Kcal/Kgf}.$$

-L'enthalpie de la vapeur extraite par le séparateur et véhiculée vers le réchauffeur 3 est :

$i_{pj}^v = f(p_{III}) = f(14,5) = 666,4 \text{ Kcal/Kgf}$  et cela d'après les tableaux donnant cette fonction.

-Le rendement de l'expandeur est  $\eta_{ex} = 0,90$ .



-Compte tenu de ces considérations on peut écrire les équations suivantes:

$$1. D_{pj} = D_{pj}^v + D_{pj}^e$$

$$2. D_{pj} \cdot i_{pj} \cdot \eta_{ex} = D_{pj}^v \cdot i_{pj}^v + D_{pj}^e \cdot i_{pj}^e$$

Application numérique:

$$1. 9,9 = D_{pj}^v + D_{pj}^e$$

$$2. 9,9 \cdot 394 \cdot 0,98 = 666,4 \cdot D_{pj}^v + 199,1 \cdot D_{pj}^e$$

-La résolution de ce système nous donne les débits :

$$\begin{array}{l} D_{pj}^e = 5,9 \text{ t/h} \\ D_{pj}^v = 4 \text{ t/h} \end{array}$$

-D'autre part on peut écrire le bilan thermique suivant:

$$D_{al}(i'_{al} - i_{al}) = D_{pj}^e (i_{pj}^e - i'_{pj}^e) \cdot \eta$$

avec :

$$D_{al} = 0,03 \text{ à } 0,05 D \text{ et sera pris égal à } 0,04D = 330,4/100 = 13,2 \text{ t/h}$$

$$i_{al} = 15 \text{ à } 20 \text{ Kcal/Kgf et sera prise égale à } 20 \text{ Kcal/Kgf.}$$

$$i'_{pj}^e = f(t_{pj}) = f(50) = 49,99 \text{ Kcal/Kgf.}$$

$$\eta = 0,98$$

-Et l'équation précédente devient:

$$13,2(i'_{al} - 20) = 5,9(199,1 - 49,99) \cdot 0,98$$

-Ce qui nous donne la valeur de l'enthalpie de l'eau qui se récupère au dégazeur  $i'_{al} = 81,5 \text{ Kcal/Kgf.}$

$$i'_{al} = 81,5 \text{ Kcal/Kgf.}$$

CHAPITRE -- VIII--

Calcul de pompes.

-Le calcul des pompes alimentaires va nous permettre, dans ce chapitre, d'aborder la deuxième partie qui est la partie électrique et qui consiste à étudier, d'une manière détaillée, les moteurs qui entraînent des pompes .

### P O M P A G E

-Le pompage des liquides doit surmonter des différences de niveau ou de pression.

-La hauteur d'élevation d'un liquide est nommée hauteur d'élevation géodésique. Elle se compose de la somme de la hauteur d'aspiration géodésique en amont de la pompe et de la hauteur géodésique en aval de celle-ci.

-A la hauteur d'élevation géodésique viennent s'ajouter les pertes de flux qui sont également exprimée en hauteur.

-Le total donne la hauteur d'élevation manométrique qui est indiquée par un manomètre placé en amont et en aval de la pompe.

-Dans notre cas, le pompage est celui de l'eau et la hauteur manométrique est exprimée en mètre colonne d'eau (m.C.E)

-Les manomètres usuels étant souvent étalonnés en atmosphère. La hauteur manométrique est calculée suivant l'équivalence :

$$1 \text{ ata} = 1 \text{ Kgf/cm}^2 = 10 \text{ m.CE}$$

Calcul des pompes alimentaires.

1\* -La pression qui se développe dans la pompe est :

$$p_p = (p_c - 1)10 + \Delta p + p_g + p_{cd} - p_d \quad (\text{m.CE})$$

avec:

$p_c$  = pression de la chaudière,

$\Delta p$  = Surpression pour l'ouverture des soupapes de la chaudière est prise égale à 10 %  $p_c = 16,5 \text{ m.CE}$

$p_g$  = pression (hauteur) géodésique =  $h_{\text{refoul.}} + h_{\text{aspir.}} = 40 - 8 = 32$   
 $= 32 \text{ m.CE}$

$p_{cd}$  = pression nécessaire pour compenser les pertes dues aux résistances hydrauliques dans les conduites, dans les coudes, dans les vannes ...etc.;

$p_d$  = pression au dégaseur  $0,6 \cdot 10 = 06 \text{ m.CE}$

et la pression de la pompe sera:

$$p_p = 1805 \text{ m.CE}$$

2\* -Débit de la pompe :

le débit total de la chaudière est 330 t/h

le débit assuré par une seule pompe est  $330/3 = 165 \text{ t/h} = D_p$

3\* -La puissance du moteur entraînant la pompe:

$$P_M = \frac{10^3 \cdot D_p \cdot p_p}{3600 \cdot 102 \cdot \gamma_{\text{eau}} \cdot \eta_p}$$

Le débit de la pompe est exprimé en Kg/h ce qui explique la présence du terme  $10^3$  ( $D_p = 165 \text{ Kg } 10^3 / \text{h}$ ). ou  $D_p = (1/3600) \cdot 165 \cdot 10^3 \text{ Kg/s}$

La pression de la pompe est :  $p_p = 1805 \text{ m.CE}$

-D'autre part pour  $1 \text{ Kg.m/s}$  on a 9,81 W donc on aura pour 1KW la valeur  $102 \text{ Kg.m}$

$\gamma_{\text{eau}}$  est la masse volumique de l'eau est prise égale à  $0,9 \text{ Kg/l}$

$\eta_p = 0,63$  = rendement de la pompe.

-Compte tenu de ces données on peut calculer la puissance servant à entraîner la pompe alimentaire.

$$P_M = \frac{10^3 \cdot 165 \cdot 10^3 \cdot 1005}{3600 \cdot 102 \cdot 0,9 \cdot 0,63} = 1440 \text{ KW}$$

-Cette puissance n'est pas normalisée nous prendrons comme moteur, le moteur de puissance 1500 KW

$$\boxed{P_M = 1500 \text{ KW}}$$

Calculs des pompes d'extraction ( du condenseur)

1\* -La pression développée au niveau de la pompe est donnée par :

$$P_p = P_{\text{vid}} + P_g + P_{\text{cd}} + (P_d - P_{\text{at}})10 + \Delta P_s$$

avec:

$$P_{\text{vid}} = (P_{\text{at}} - P_K) = \text{pression à vaincre le vide dans le condenseur.} \\ = (1,033 - 0,0485) \cdot 10 = 9,845 \text{ m.CE}$$

$$P_g = (H - h) \cdot 10^{-3}$$

H = 12 m.CE = hauteur de refoulement jusqu'au dégazeur ,

h = 2,1 m.CE entre le condenseur et la pompe ( aspiration);

$$P_{\text{cd}} = 43 \text{ m.CE}$$

$$P_d = 86 \text{ m.CE}$$

$$P_{\text{at}} = 1,033 \text{ m.CE}$$

$$\Delta P_s = 6 \text{ m.CE pour reserve de calcul.}$$

-Dans ces conditions la pression de la pompe est :

$$\boxed{P_p = 145 \text{ m.CE}}$$

2\* -Le débit de la pompe d'extraction.

$$D_p = \frac{1,2 \text{ DK}}{2} = \frac{1,2 \cdot 224,30}{2} = 135 \text{ t/h}$$

le coefficient 1,2 est pris sécurité de calcul.

3\* -La puissance du moteur entraînant la pompe d'extraction;

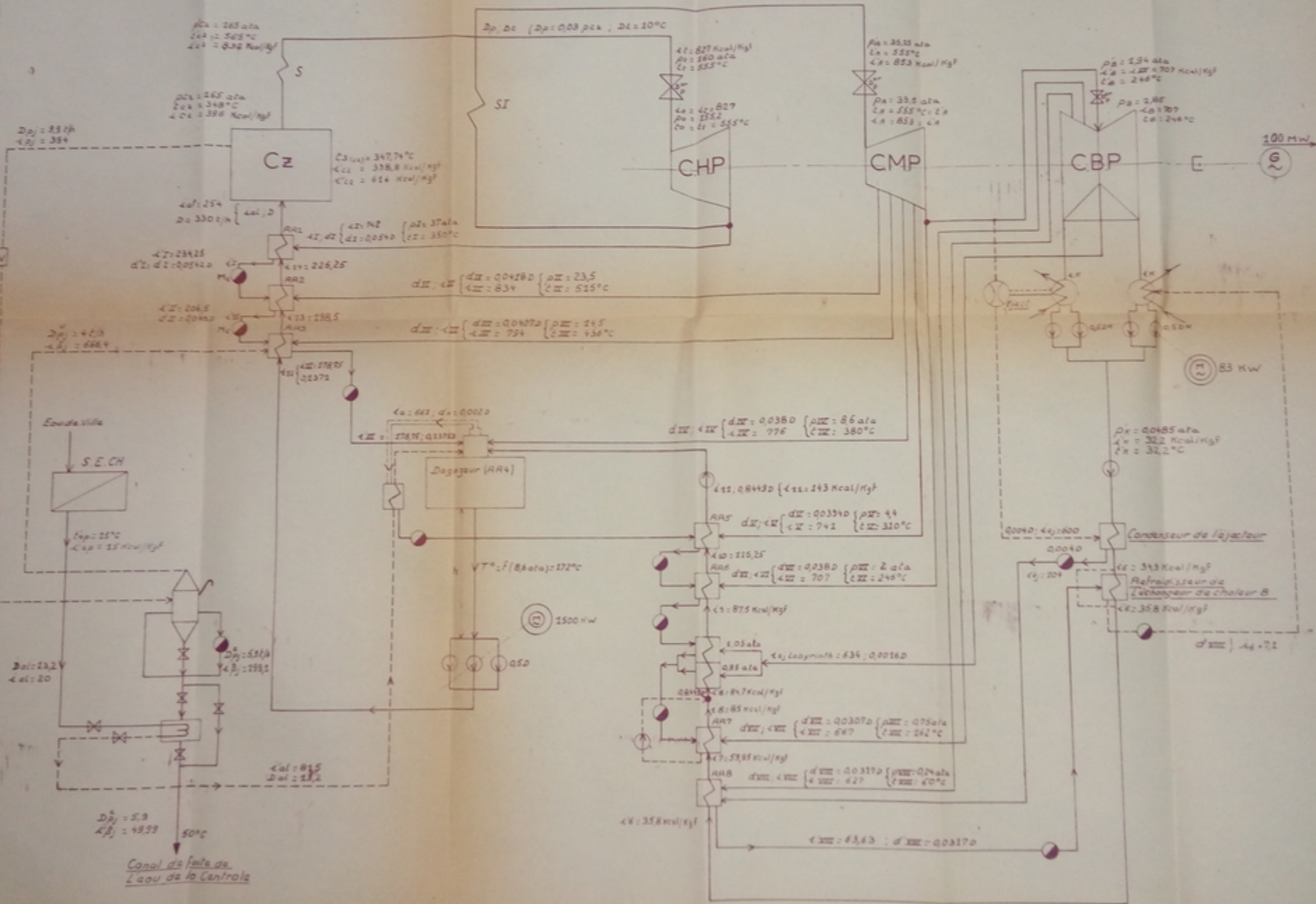
$$P_M = \frac{10^3 \cdot 135 \cdot 10^3 \cdot 145}{3600 \cdot 102 \cdot 0,90 \cdot 0,65} = 83 \text{ KW}$$

et la puissance demandée par les moteurs:

$$83 \times 2 = 166 \text{ KW}$$

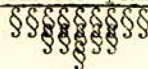
et la puissance installée est pour les quatre moteurs:

$$83 \times 4 = 332 \text{ KW.}$$



200125  
APP 43





I N T R O D U C T I O N

-La puissance unitaire élevée des machines utilisées dans de nombreux secteurs de l'industrie pose un certain nombre de problèmes quant au choix du moteur d'entraînement.

-L'alimentation en basse tension des moteurs de forte puissance rencontre de grandes difficultés dues au prix, l'encombrement et au poids des câbles, des appareils de coupure et du moteur qui sont tous traversés par de très fortes intensités.

-Cette contrainte d'intensité se trouve levée lorsqu'on entraîne ces machines par des moteurs alimentés en M.T. Il est nécessaire bien sûr, de disposer d'un réseau M.T capable de supporter, tout comme en B.T, l'appel de courant pendant la phase de démarrage.

-La zone de puissance unitaire à partir de laquelle il devient avantageux d'utiliser les moteurs M.T se situe au-delà de 100 KW. Elle dépend de la valeur de la tension du réseau disponible et de la longueur du câble d'alimentation : au-delà de 200 m, il devient plus avantageux d'alimenter un moteur de 132 KW, en M.T qu'en B.T. La valeur de 132 KW représente la puissance en fin de gamme normalisée européenne pour les moteurs B.T.

-Au-delà, ces derniers ne sont plus normalisés, donc plus coûteux.

-Les tensions de service usuelles pour les moteurs M.T vont de 2 à 6,6 KV.

CHAPITRE - I -

Choix des moteurs d'entraînement.

-Les moteurs qui sont étudiés pour le choix sont les moteurs asynchrones.

-Nous verrons dans ce chapitre les contraintes mécaniques et électrique (couple et intensité de courant) pour chacun des moteurs et nous choisirons celui qui répondra aux exigences de la pompe alimentaire pour laquelle le choix est fait.

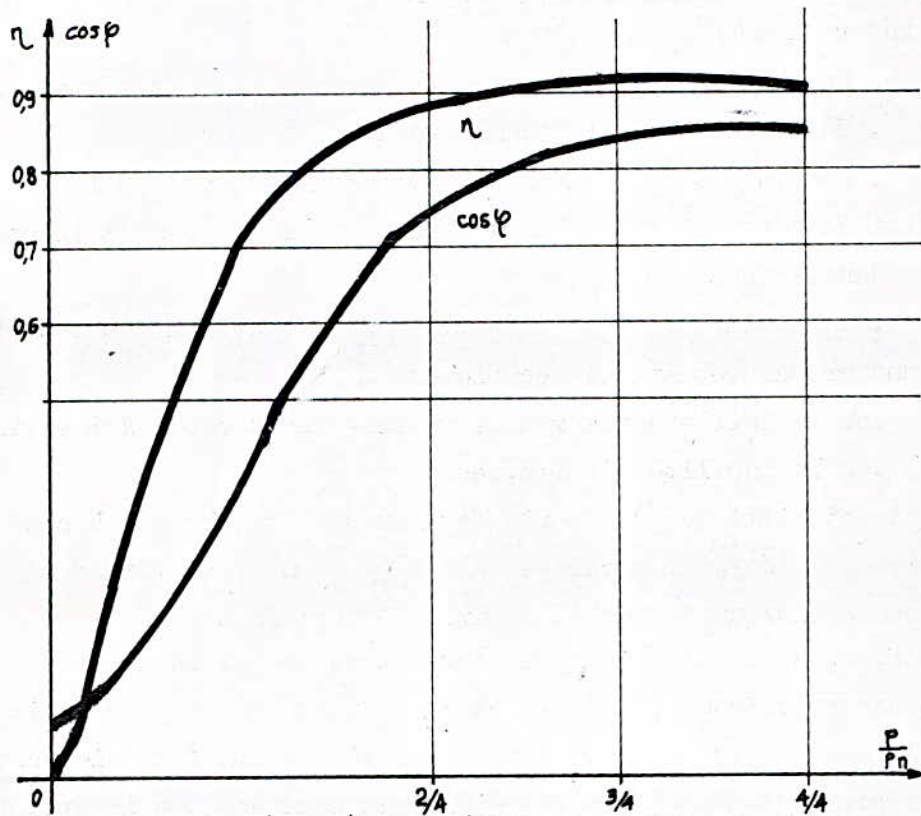
-Nous avons deux sortes de moteurs asynchrones:

\* Moteurs asynchrone à cage,

  .à cage simple,

  .à cage double,

\*Moteurs asynchrones à rotor bobiné.



Courbes rendement  $\eta(P)$  et facteur de puissance  $\cos \varphi(P)$  Moteur Asynchrone à double Cage

## I - Choix des moteurs d'entraînement.

### A - Moteurs asynchrones à cage.

- Ces moteurs sont de deux types principaux suivant la constitution du rotor :

#### A. 1 - Rotor à simple cage.

- Les rotors à simple cage ont un couple de démarrage relativement faible qui est de l'ordre de 0,5 à 0,9 Cn ; un couple maximum de 3,5 Cn,

- Ces rotors à simple cage ont aussi une intensité de démarrage variant de 4,5 à 5,5 In ( Cn = couple nominal , In = intensité nominale ).

#### A. 2 - Rotor à double cage.

- Les rotors à double cage ont :

- . Un couple de démarrage relativement élevé de l'ordre de 2 Cn;
- . Un couple maximum du même ordre;
- . Une intensité de démarrage variant de 5 à 6,5 In.

\*L'emploi de ces moteurs est tout indiqué pour les usages intensifs et les atmosphères dangereuses, du fait :

- . de la simplicité de conception des rotors en court-circuit qui leur confère une grande robustesse mécanique;
- . de la faible variation de vitesse en charge ( 2 % environ );
- . de la facilité d'entretien.

\*Les caractéristiques de couple des moteurs asynchrones à cage sont particulièrement bien adaptées aux machines telles que : pompes centrifuges, compresseurs, groupes convertisseurs, machines-outils et ventilateurs.

\*Toutefois, un inconvénient sérieux à tous ces moteurs réside dans leur facteur de puissance relativement faible et de l'ordre 0,8 à 0,9 à pleine charge et qui décroît lorsqu'ils travaillent à faible charge ( voir fig. ci-contre ).

\*Si la puissance installée en moteurs asynchrones est importante, comme dans notre cas, il peut être nécessaire selon le cas de réaliser une compensation globale ou particulière du facteur de puissance.

B - Moteurs asynchrones à rotor bobiné.

-Du fait que ces moteurs ont un enroulement rotorique ramené par des bagues, la résistance de ce circuit peut être modifiée par l'introduction de résistances extérieures.

-Dans la zone de stabilité du moteur, le glissement "g" est proportionnel à la résistance rotorique.

$$g = R_r \cdot C / A$$

$$\text{avec } g \% = (N_s - N) \cdot 100 / N_s$$

dans laquelle

$N_s$  = vitesse de synchronisme,

$N$  = " de fonctionnement,

$$A = 3V^2 \frac{p}{w} \cdot \frac{M}{L_1} = \text{constante.}$$

dans laquelle

$V$  = tension simple d'alimentation

$p$  = nombre de paires de pôles

$w$  = pulsation des courants d'alimentation

$M$  = inducton mutuelle stator-rotor

$L_1$  = self induction du stator

$R_r$  = résistance rotorique = résistance propre du rotor + résistance externe

$C$  = couple du moteur.

\*En faisant décroître la résistance externe pendant le démarrage, on obtient une adaptation du couple de démarrage au couple de la machine entraînée. Il est à noter que la valeur du couple maximum est indépendante de la résistance rotorique. D'autre part, le courant rotorique, pour les faibles glissements est inversement proportionnel à la résistance rotorique. Son module est donné par:

$$I_2 = B \frac{g}{R_r}$$

$$\text{avec } B = V \cdot \frac{M}{L_1} \quad (\text{avec les termes définis plus haut})$$

Le courant statorique suit la même loi au rapport de transformation et au courant magnétisant près. En conséquence, le choix de la résistance rotorique de départ permet de résoudre pratiquement tous les problèmes de couple au démarrage ou d'appel de courant sur le réseau et de concilier ces deux impératifs.

-Les différentes possibilités d'utilisation des moteurs asynchrones à rotor bobiné les rendent aptes à l'entraînement des machines à fort couple de démarrage telles que , ventilateurs à grande inertie, broyeurs, malaxeurs, transporteurs,..

-Comme pour les moteurs asynchrones à cage, ces moteurs ont un facteur de puissance relativement bas en marche normale .

-Cette caractéristique et la présence de bagues et de résistance rotoriques font que son emploi tend à disparaître au profit des moteurs à double cage ou à simple cage.

Conclusion. / Notre choix est sur un moteur asynchrone à cage /

CHAPITRE - II -

Les procédés de démarrage en M.T

-Nous passerons en revue les modes de démarrages les plus classiques et nous adapterons celui qui répondra à nos contraintes électrique et mécanique.

## II - Les procédés de démarrage en M.T.

-Les principaux procédés de démarrage des moteurs M.T sont les suivants:

- .Démarrage statorique direct sous pleine tension,
- .Démarrage statotique sous tension réduite par couplage étoile-triangle, par réactance ou par autotransformateur,
- .Démarrage statorique par condensateur,
- .Démarrage rotorique.

### A - Démarrage statorique direct sous pleine tension.

-Ce mode de démarrage est employé pour les moteurs asynchrones avec rotor à cage et pour les moteurs synchrones.

-La pointe de courant au démarrage est de l'ordre de 4 à 7 In suivant les caractéristiques du moteur, et sa durée peut varier de 1 à 10 secondes environ suivant le moment d'inertie total (Moteur + Machine entraînée), le couple moteur et le couple résistant.

-L'adoption de ce mode de démarrage exige donc que cette surcharge de courant puisse être absorbée par le réseau sans trop de perturbation pour les autres récepteurs et que la machine entraînée puisse supporter le choc mécanique dû au couple moteur.

-La simplicité de l'équipement et du motur, l'économie réalisée font que ce mode de démarrage est très utilisé.

### B - Démarrage statorique sous tension réduite.

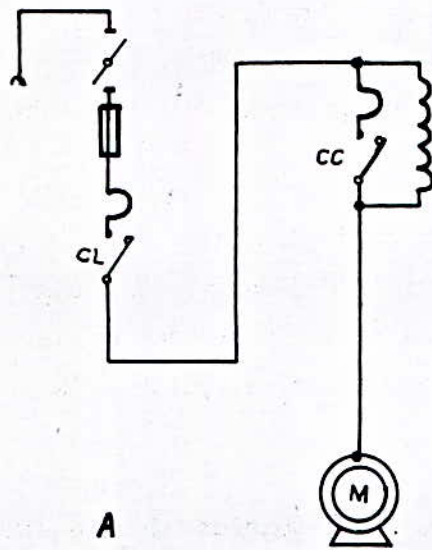
#### 1 - démarrage étoile-triangle.

\*Ce mode de démarrage réduit d'un tiers le courant et le couple de démarrage. Il est utilisé en B.T mais rarement en M.T en raison des pointes de courant importantes au passage en triangle. Il est remplacé par le démarrage par réactance.

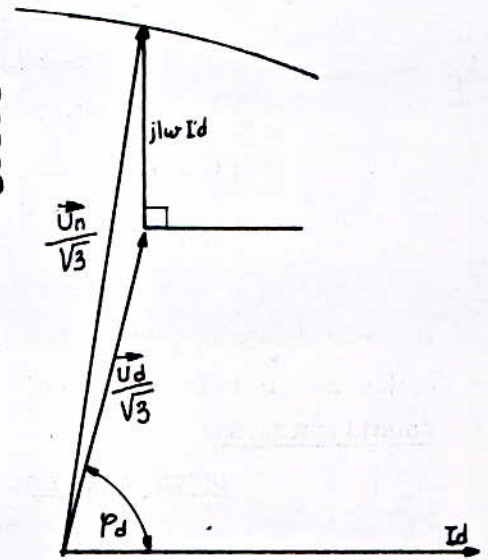
#### 2 - Démarrage par réactance.

\*Ce mode de démarrage réduit l'appel de courant sur le réseau, mais ne peut être utilisé que si les machines entraînées offrent un couple résistant relativement faible pendant le lancement : pompes, compresseurs, ect.





A  
Démarrage par réactance.



B.

-En effet, le couple d'un moteur asynchrone varie suivant le carré de la tension d'alimentation, alors que le courant absorbé reste proportionnel à cette tension.

$$C'_d = C_d \left( \frac{U_d}{U_n} \right)^2 \quad \text{d'une part;}$$

avec  $C'_d$  = couple de démarrage à tension réduite ,

$C_d$  = couple de démarrage à pleine tension ,

$U_d$  = tension de démarrage,

$U_n$  = tension nominale de fonctionnement.

$$I'_d = I_d \cdot \frac{U_d}{U_n}$$

avec  $I'_d$  = courant de démarrage à tension réduite,

$I_d$  = courant de démarrage à pleine tension.

-La tension aux bornes du moteur augmente progressivement avec l'évolution du démarrage : le lancement obtenu est souple. ( fig. a ci - contre)

fonctionnement:

premier temps.

\* Marche à tension réduite par la fermeture d'un contacteur de ligne ( CL),

\* Marche normale par la fermeture du contacteur de court-circuit ( CC ). ( 2<sup>em</sup> temps )

Détermination d'une réactance de démarrage: ( fig. b ci-contre)

-La tension de démarrage est déterminée par l'appel de courant maximum  $I'_d$  autorisé sur le réseau:

$$U_d = U_n \cdot \frac{I'_d}{I_d}$$

-La chute de tension par phase dans la réactance a pour valeur:

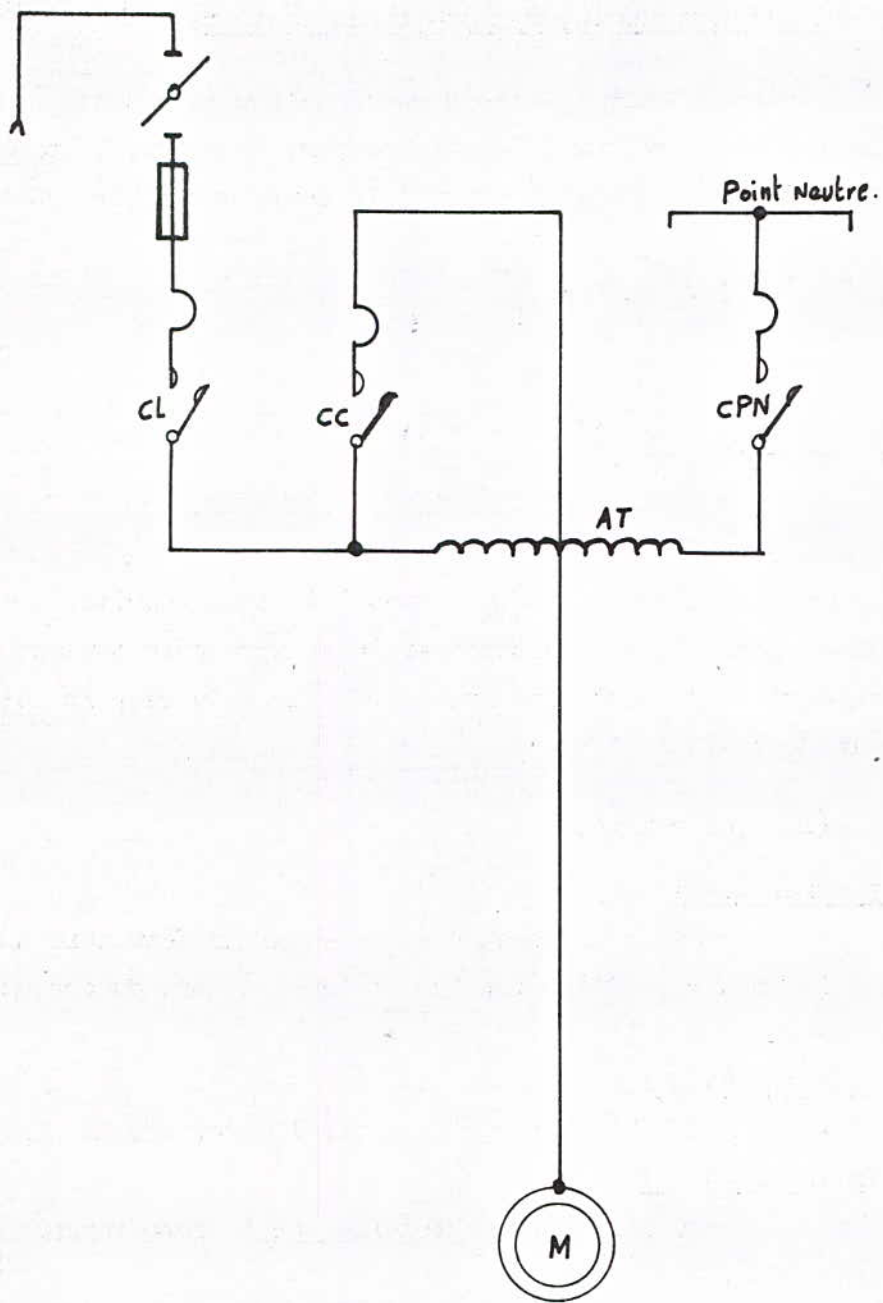
$$\vec{U}_n - \vec{U}_d = \sqrt{3} jL\omega I'_d$$

-Le diagramme montre ( fig. b ci-contre) que cette relation peut s'écrire arithmétiquement car le facteur de puissance d'un moteur asynchrone au premier instant de démarrage correspond pratiquement à celui d'une self de démarrage et donc le déphasage entre  $U_d$  et  $I'_d$  est  $\alpha = 90^\circ$  par conséquent  $\cos \alpha = 0$

- Et la réactance est donnée par:

$$L\omega = (U_n - U_d) / \sqrt{3} I'_d$$

-Pour dimensionner complètement la réactance, il faut connaître, de plus la durée de démarrage et la cadence de manoeuvres.



3 - Tension réduite par auto-transformateur. (fig. ci-contre)

-Ce mode de démarrage permet parfois de concilier la réduction d'appel de courant sur le réseau et la valeur du couple moteur. En effet, il présente l'avantage de réduire l'appel de courant suivant le carré du rapport de transformation.

$$(I'_d / I_n) = (I_d / I_n) \cdot (U_d / U_n)^2$$

et

$$\frac{C'_d}{C_n} = \frac{C_d}{C_n} \cdot \left( \frac{U_d}{U_n} \right)^2$$

avec

$I'_d$  = courant de démarrage côté réseau à tension réduite.

-Ces relations permettent de déterminer la valeur de la tension réduite en fonction du rapport  $I'_d / I_n$  autorisé sur le réseau ou du rapport  $C'_d / C_n$  autorisé par la machine entraînée.

Fonctionnement: (fig. ci-contre)

premier temps:

\*Marche à tension réduite par la fermeture du contacteur de formation du point neutre (CPN) qui provoque la fermeture du contacteur de ligne (CL) .

Deuxième temps:

\*Marche en inductance par l'ouverture du CPN.

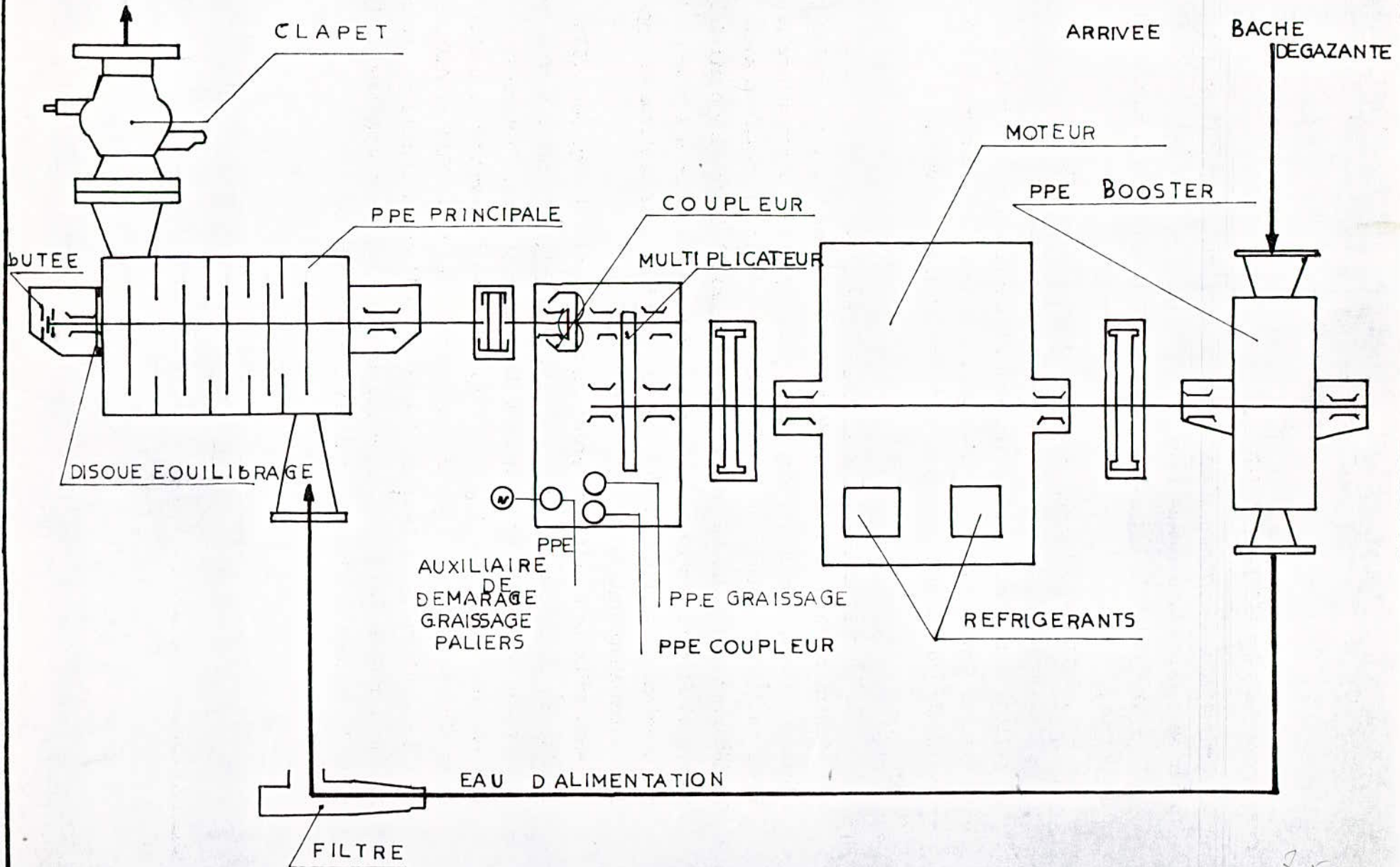
Troisième temps:

\*Marche à pleine tension par la fermeture du contacteur ce court-circuitage (CC).

4 - Démarrage statorique par condensateurs.

-Ce procédé de démarrage est spécialement utilisé pour des moteurs synchrones et écarté de notre étude.

# DEMARRAGE PAR COUPLEUR HYDRAULIQUE



8r

### C - Démarrage rotorique.

-Ce mode de démarrage résoud pratiquement tous les problèmes qui peuvent se poser au démarrage, c'est-à-dire:

- .réduction de l'appel de courant sur le réseau avec augmentation du couple moteur,
- .adaptation du couple moteur au couple résistant,
- .démarrage long et progressif.

-Il ne peut s'employer que pour les moteurs asynchrones à rotor bobiné ou pour les moteurs asynchrones synchronisés, donc de procédé de démarrage s'écarte de notre étude puisque notre choix a porté sur un moteur à cage.

### D - Démarrage par coupleur hydraulique.

-Contrairement aux modes de démarrage cités plus haut, ce dernier qui est d'une simplicité recherchée, d'une robustesse appliquée vient donner plus d'avantages que les précédents. Bien que dans notre étude générale, nous avons choisi le démarrage par réactance car ce mode répondait à toutes les contraintes mécaniques et électriques (voir application numérique à notre cas pour ce démarrage par réactance à la fin de cette deuxième partie), nous mettrons en application dans notre installation le coupleur Hydraulique.

-Son principe consiste à lancer le moteur à vide (pompe découplée) et faire ensuite une variation de vitesse progressive. Cette variation se fait par le déplacement de l'écope et le réglage de la soupape. Par l'intermédiaire d'un servo-moteur on agit sur l'arbre de commande, on fait varier la position de l'écope et en même temps le débit d'huile d'alimentation, entre MINI et MAXI. L'extrémité de l'écope détermine le diamètre intérieur de l'anneau d'huile qui trouve dans le coupleur hydraulique, et par conséquent, son degré de remplissage. Celui-ci règle la vitesse de l'arbre ( voir fig. ci - contre)

CHAPITRE - III -

Choix de l'appareillage de démarrage.

-Les équipements de commande des moteurs en M.T utilisent selon les cas des appareils de démarrages qui répondent aux exigences de l'exploitation.

### III - Choix de l'appareillage de démarrage.

-Les appareils qui peuvent être utilisés sont:

- .des interrupteurs + coupe - circuit;
- .des disjoncteurs;
- .des contacteurs + coupe-circuit.

-Le choix entre ces divers appareils dépend de:

- \*la puissance du moteur,
- \*la cadence de manoeuvres;
- \*La tension d'alimentation.

#### A - Interrupteurs + coupe-circuit.

-Les interrupteurs par conception même ont un pouvoir de coupure, une endurance mécanique et électrique faibles, ce qui limite leur emploi à des petites puissances ( $I_n = 50$  A environ , 5,5 KV) et à des cadences de 2 à 3 manoeuvres par jour . Par ailleurs, le faible pouvoir de coupure de ces appareils rend le choix des protections moteurs et terre délicat.

#### B - Disjoncteurs

-Les disjoncteurs sont en général employés pour les fortes puissances de moteur à faible cadence de manoeuvres et pour des tensions de service supérieures à 6,6 KV .

-Bien entendu, leur emploi peut être étendu à des puissances plus faibles, manoeuvres par interrupteur ou contacteur. Toutefois, cette solution peut présenter des problèmes techniques ou économiques pour l'équipement auxiliaire tels que transformateurs de courant et câbles.

#### C - Contacteurs + coupe-circuit.

a) cadence de manoeuvres.

La mécanique de commande simple, la robustesse et la simplicité de ses contacts permettent au contacteur une cadence de fonctionnement élevée. Cette cadence ne peut être supportée par un disjoncteur même spécial, et moins encore par un interrupteur.



-L'endurance mécanique des contacteurs Merlin Gerin, type K ou C, varie de un à trois millions de manoeuvres suivant le type, moyennant un entretien mini.

-La tenue mécanique est de 100 à 300 fois supérieure à celle des disjoncteurs et interrupteurs.

-L'endurance électrique est plus délicate à chiffrer car les critères qui interviennent ne permettent pas de tirer une loi physique applicable pratiquement.

b) puissance de court-circuit du réseau.

Ce facteur intervient peu sur un équipement à contacteur + coupe-circuit grâce à la présence des coupe-circuit placés immédiatement après le sectionneur d'isolement côté jeu de barres.

ces coupe-circuit à haut pouvoir de coupure, limitent en l'écrêtant le courant de court-circuit.

Cette particularité permet d'augmenter la puissance du réseau sans pratiquement toucher au cellules départs moteurs, sauf éventuellement, au calibre du jeu de barres.

CHAPITRE-IV-

Protection des moteurs MT.

-Un moteur n'est jamais à l'abri des défauts qui lui sont extérieurs ou en lui même. C'est qu'une surintensité dans le circuit général, une coupure ou inversion de phases peut être néfaste pour le bon fonctionnement de ce moteur.

-Selon nos besoins et selon la condition pour la continuité du service, nous procéderons à un choix nécessaire de protection pour mettre notre moteur à l'abri de toute probabilité d'apparition d'un défaut .

#### IV - Protection des moteurs MT.

-Par protection moteur, on désigne l'ensemble des dispositifs permettant d'éviter des détériorations importantes à des conditions anormales de fonctionnement.

-Le choix des protections à installer se fait en fonction:

- .du degré de sécurité recherché,
- .des conditions d'exploitation,
- .de l'importance du service assuré par le moteur,
- .du coût relatif de la protection vis-à-vis du moteur,
- .de la probabilité d'apparition des défauts considérés.

-Pour notre moteur asynchrone, nous devons, essentiellement, le protéger contre:

- .surcharges,
- .court-circuit,
- .coupures, inversions et déséquilibres de phases,
- .masse stator,
- .minimum de tension d'alimentation,
- .démarrage incomplet pour les démarrages à tension réduite.
- .minimum de puissance ou de courant.

##### A - Surcharges.

-La surcharge peut être détectée par :

\*1 - relais à maximum d'intensité à temps constant, du type électromagnétique ou statique.

Leur emploi nécessite:

.une temporisation de déclenchement supérieure à la durée de démarrage,

.un seuil de déclenchement  $I_0$  voisin du courant nominal  $I_n$  du moteur ( $I_0$  sensiblement égal à  $1,1 I_n$ ).

Ils ne permettent pas d'intégrer les différentes surcharges dont la durée est inférieure à la temporisation de déclenchement.

\*2 - relais à max. d'intensité à temps inverse, du type à induction ou statique.

Leur emploi nécessite:

.soit une courbe de fonctionnement  $I(t)$  autorisant le démarrage soit  
soit un dispositif de blocage de la temporisation du relais pendant le démarrage,  
.un seuil de fonctionnement  $I_0$  voisin du courant nominal  $I_n$  du moteur  
( $I_0$  sensiblement égal à  $1,1 I_n$ )

\*3 - relais à image thermique.

Alimentés soit en direct, soit par des transformateurs de courant.

Ces relais sont certainement les mieux adaptés, car ils permettent d'utiliser au maximum les possibilités de surcharge du moteur sans entraîner sa détérioration .

#### B - court - circuit.

-Sur les équipements à disjoncteur, les courts-circuits sont détectés par des relais électromagnétiques ou statiques à maximum d'intensité à fonctionnement instantané, réglés au-dessus du courant de démarrage.

-Sur les équipement à contacteurs + coupe-circuit, les courts-circuits sont éliminés par les fusibles. Toutefois, une solution intéressante consiste à associer aux fusibles, des relais à maximum d'intensité légèrement temporisés. Cette disposition permet l'utilisation du contacteur jusqu'à son pouvoir de coupure.

#### C - coupure, inversions et déséquilibres de phases.

-Elles sont détectées par un filtre de composantes inverses.

-L'emploi de relais à induction est limité à la détection des coupures et inversion de phases.

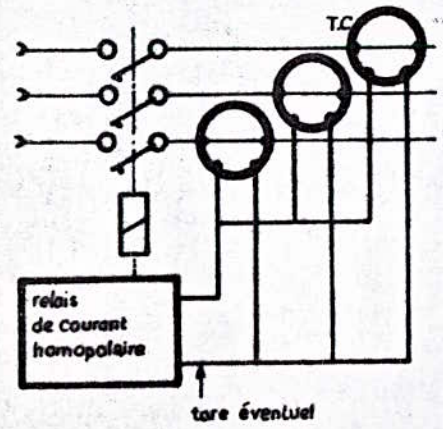
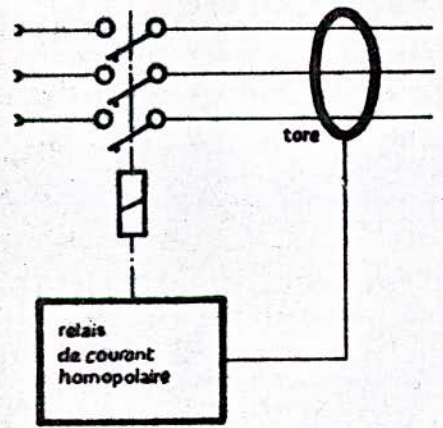
-La surveillance d'une coupure de phases ou d'un déséquilibre est importante car ces défauts provoquent:

.dans le stator, une augmentation de courant,

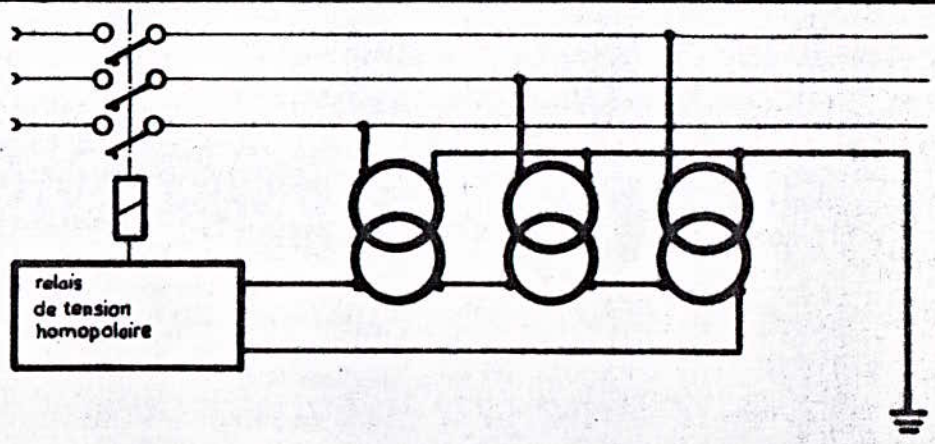
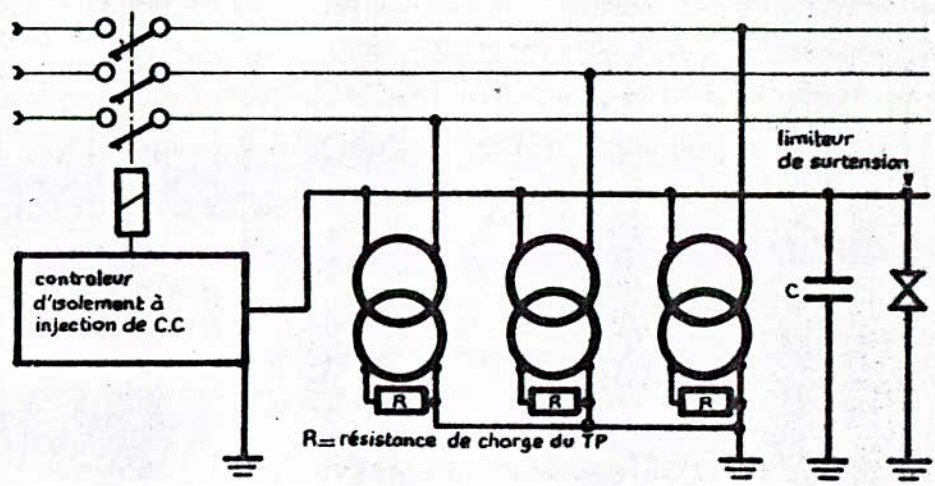
.dans le rotor, un échauffement supplémentaire par effet Joule, dû au fait que tout régime déséquilibré se traduit par l'apparition de courants inverses parcourant le rotor à 2 fois la fréquence d'alimentation.

-L'inversion de phases est détectée soit par les courants , soit par les tensions.

Neutra. à la terre ou impédant



Neutra isolé



.Par les courants, cette inversion est vue après la fermeture du contacteur, la machine entraînée subit le défaut.

.Par contre la détection par les tensions permet d'interdire éventuellement la fermeture du contacteur si le réseau n'a pas son ordre normal de succession des phases.

#### D - masse stator.

-Cette protection est indispensable pour répondre au décret concernant la sécurité du personnel. Son choix doit être fait en fonction du régime du neutre du réseau alimentant le moteur.

##### \* 1 - Neutre à la terre ou impédant

-La détection du défaut est faite par la mesure du courant homopolaire qui s'établit entre la phase en défaut et le neutre du réseau.

-Le courant homopolaire est délivré par trois transformateurs de courant en parallèle ou de préférence par un tore ( voir fig. ci-contre). Ce dernier évite l'apparition d'une fausse composante homopolaire due à la saturation inégale des transformateurs de courant au moment de la mise sous tension et assure un seuil de fonctionnement relativement bas.

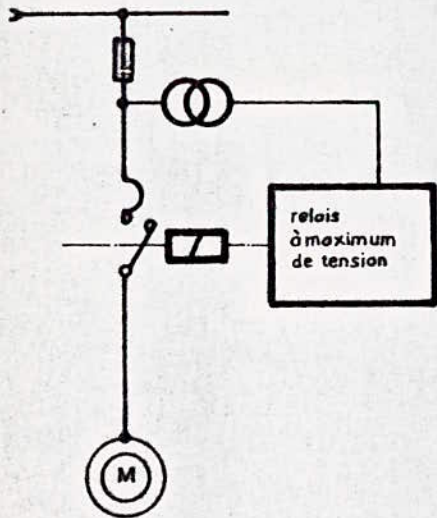
-Ces relais doivent fonctionner pour une valeur du courant de défaut telle que le potentiel des masses par rapport à la terre ne soit jamais porté à plus de 24 V en milieu conducteur, masses interconnectées, ou 50 V dans les autres cas d'installation.

-La détermination de ce point de réglage nécessite par conséquent la connaissance de la valeur des prises de terre et du schéma d'interconnexion des masses.

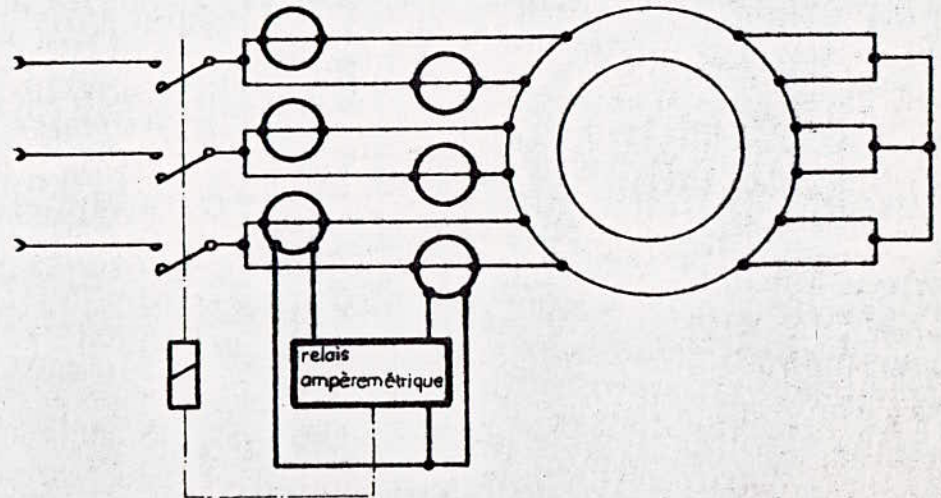
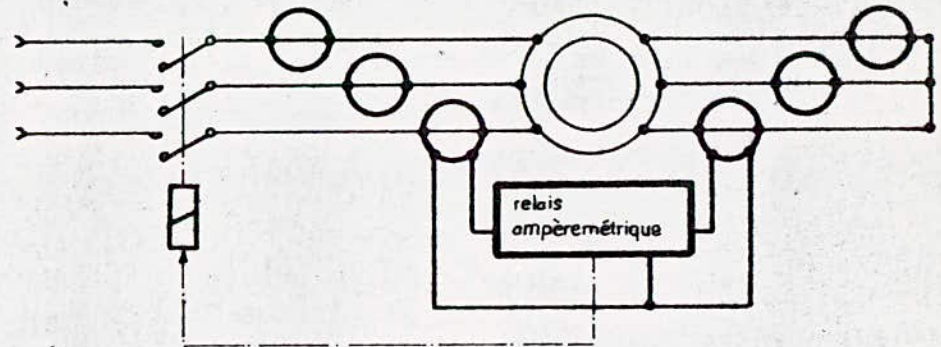
-Si les masses ne sont pas interconnectées, la valeur du seuil de fonctionnement est donnée par :

$I_f \cdot (24 \text{ ou } 50 \text{ V})/R_{TM}$  où  $R_{TM}$  = résistance de terre de la masse considérée.

## Relais Voltamétrique



## Relais Ampèremétrique



\* 2 - neutre isolé.

-La détection du défaut est faite par la mesure permanente de l'isolement global du réseau par rapport à la terre à l'aide de dispositifs à injection de courant continu (voir fig. ci-avant) ou par des relais à maximum de tension homopolaire délivrée par trois transformateurs de potentiel avec secondaire en triangle ouvert (voir fig. ci-avant).

E - minimum de tension.

-Ce défaut est détecté par des relais à minimum de tension temporisés du type électromagnétique ou statique dont l'élément de mesure est lié au réseau par l'intermédiaire d'un transformateur de potentiel.

-Cette protection est relativement fréquente; elle évite au moteur de travailler en surcharge et d'attendre le déclenchement par la protection surcharge. d'autre part, si la bobine du contacteur est alimentée par une source auxiliaire BT ne venant pas du réseau, la protection à minimum ou à manque de tension devient indispensable si on veut éviter une mise en route non contrôlée au retour de la tension.

F - maximum de tension.

-Cette protection est à prévoir lorsque le réseau d'alimentation est susceptible de fortes variations. Elle évite d'attendre le fonctionnement des relais de surcharge car un maximum de tension se traduit par une surintensité du moteur et un accroissement du couple moteur pouvant être néfaste pour la machine entraînée.

-La détection est faite par des relais de mesure à maximum de tension temporisés du type électromagnétique ou statique.

-Le schéma unifilaire ci-contre est identique à celui du minimum de tension sauf qu'à la place d'un relais à maximum de tension il y a un relais un mini. de tension.



G - démarrage incomplet.

- Cette protection se justifie pour un démarrage en plusieurs temps :

- . démarrage rotorique,
- . démarrage à tension réduite,

- Elle est réalisée par un relais temporisé mis en route au début du démarrage et éliminé à la fin. Le fonctionnement prolongé des éléments calculés pour tenir uniquement pendant le temps de démarrage, est ainsi évité.

H - défauts internes.

- Les enroulements statoriques sont susceptibles d'être le siège de défauts entre spires d'une même phase ou entre enroulements de phases différentes.

- Suivant la position électrique où ces défauts se produisent, ils peuvent ne pas être vus assez rapidement par la protection surcharge pour éviter des détériorations importantes.

1 - protection différentielle longitudinale.

- Elle protège contre les défauts entre enroulements de phases différentes. Pour la réaliser, le moteur doit avoir les extrémités des enroulements, côté neutre accessibles.

- Les défauts sont décelés en comparant les courants d'entrée et de sortie d'une même phase (voir fig. page 81 bis)

- En l'absence de défauts, ces courants sont identiques et le relais de protection n'est pas sollicité. Il déclenche lorsque la différence entre ces courants atteint une valeur fixée par le réglage du relais.

2 - protection différentielle transversale.

- Elle protège contre les défauts entre spires d'une même phase. Elle s'applique aux machines à phases divisées, c'est-à-dire comportant deux enroulements par phase.

- Le principe de fonctionnement est identique au précédent en comparant les courants de chacun des enroulements (voir fig. page 81 bis)

I - minimum d'intensité ou de puissance.

-La pompe en se désamorçant peut se détériorer. Lorsque ce fonctionnement se produit, il provoque une diminution du courant et de la puissance active absorbée par le moteur. Un relais à minimum de courant ou à minimum de puissance : protège contre ce défaut (voir schéma général de commande).

J - définition des symboles dans le schéma général de commande et de contrôle.

-Il est à noter que dans le schéma général ne figure pas toutes les protections mais seulement les plus importantes .

CL = contacteur de ligne, indicé pour les moteurs (1,2 et 3),

CC = contacteur de court-circuitage (également indicé)

S = sectionneur de ligne .

R<sub>1</sub> = relais pour inversion et coupure de phase,

R<sub>2</sub> = relais manque tension,

R<sub>3</sub> = relais manque de puissance,

R<sub>4</sub> = relais marche en monophasé,

R<sub>5</sub> = relais max. d'intensité,

R = réactance,

M = moteur asynchrone,

T = relais temporisé pour alarme,

AL = alarme pour arrêt de pompe,

Rth = relais thermique

RD = relais de défauts sur pompes

-Toutes les signalisation sont affichées sur le pupitre.

-Le choix de deux des trois pompes est obtenu à l'aide d'un commutateur manuellement.

CHAPITRE - V -

Détermination du mode de démarrage d'un moteur.  
application.

-Les chapitres précédents nous ont permis de passer en revue presque tous les modes de démarrage classiques. Ce dernier chapitre va mettre en application ces modes de démarrage ( appliqués à notre cas) et choisir le mode qui **répondra** aux exigences de l'exploitation.

V - Détermination du mode de démarrage du moteur.

Application.

HYPOTHESES DE CALCUL.

- 
- Puissance unitaire ..... 1500 KW
  - Nombre de moteurs en service..... 2
  - $\eta \cdot \cos \varphi$  ..... 0,84
  - $C_d/C_n =$  ..... 0,8
  - $I_d/I_n =$  ..... 5
  - Couple de décollage de la pompe.....  $0,2 C_n$
  - Puissance du transformateur  
d'alimentation .....  $P_t = 6$  MVA
  - Appel maximal de puissance apparente autorisé par le réseau :  $S_t = 12$  MVA
  - Débit du transfo. sur d'autres départs autres que les deux moteurs : 4 MVA  
avec  $\cos \varphi = 0,87$ .
- 

1 - Démarrage direct.

- La puissance apparente du moteur au début du démarrage est :

$$S_m = \frac{P_n}{\eta \cos \varphi} \cdot \frac{I_d}{I_n} = \frac{1500}{0,84} \cdot 5 = 8925 \text{ KVA}$$

- La puissance demandée par les deux moteurs en service:

$$S_m = 8925 \cdot 2 = 17850 \text{ KVA} = 17,85 \text{ MVA.}$$

- Avec  $\cos \varphi_d = 0,15$  ( facteur de puissance au démarrage)

ce qui donne le déphasage au démarrage entre la tension et le courant est:

$$\varphi_d = 81^\circ$$

-La puissance 17,85 MVA s'ajoute vectoriellement à celle que débite le transformateur sur les autres départs soit 4 MVA et la puissance totale apparente demandée au transformateur est déterminée graphiquement et égale à :

$$\boxed{S = 20,55 \text{ MVA}}$$

-Or l'appel maximal de puissance autorisé par le réseau est  $S_t = 12 \text{ MVA}$ .

Conclusion.

\* Ce mode de démarrage ne convient pas pour l'exploitation de notre moteur car la puissance de 20,55 MVA n'est pas autorisée par le réseau.

2 - Démarrage par réactance.

-Au démarrage, la réactance amène le facteur de puissance du moteur asynchrone voisin de zéro, donc un déphasage de  $\varphi_d = 90^\circ$

-D'autre part, la puissance du transfo. utilisée sur les autres départs est toujours : 4 MVA .

-La puissance apparente maximale autorisée est  $S_t = 12 \text{ MVA}$ .

et la puissance disponible au démarrage (moteur + self) est déduite graphiquement et égale à :

$$\boxed{S_d = 9,9 \text{ MVA}}$$

-La réduction de puissance que doit amener la réactance est :

$$S_d/S_m = 9,9 / 17,85 = 0,561.$$

-D'autre part:

$$S_d = U_n I_d'$$
 avec  $I_d'$  nouvelle valeur du courant de démarrage,

$$S_m = U_n I_d$$

-Donc :

$$S_d/S_m = I_d'/I_d = 0,561$$

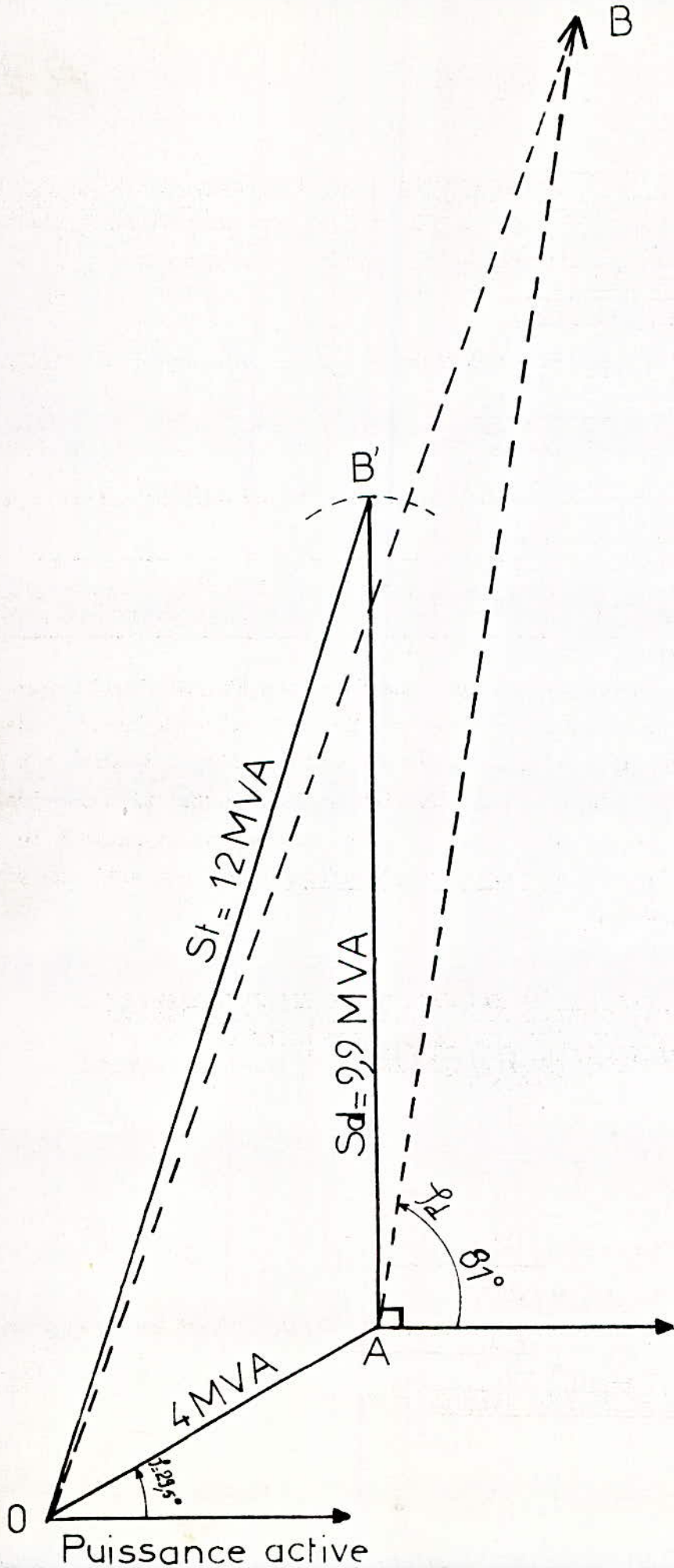
$$\text{ou encore : } \boxed{I_d' = 0,561 I_d}$$

$$\text{-Mais aussi } I_d'/I_d = U_d/U_n = 0,561$$

$$\text{ou encore } \boxed{U_d = 0,561 U_n}$$
 comme étant la tension réduite

au démarrage, aux bornes du moteur.

Conclusion: Problème électrique résolu.



-Au point de vue mécanique, en démarrage direct  $C_d = 0,8 C_n$ , et en démarrage par réactance on a :

$$C'_d = 0,8 C_n \left( \frac{U_d}{U_n} \right)^2$$

soit encore :

$$C'_d = 0,8 C_n (0,561)^2 = 0,252 C_n$$

$$\boxed{C'_d = 0,252 C_n}$$

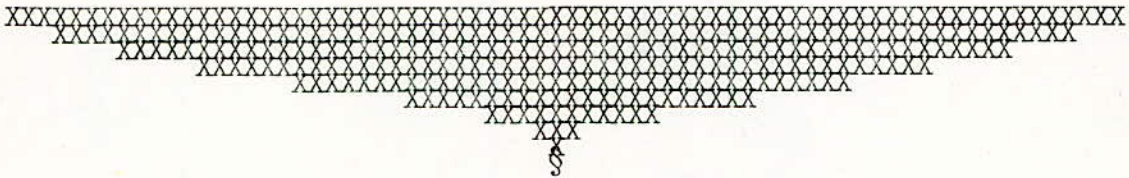
Conclusion.

Ce résultat donne entière satisfaction aux exigences mécanique car le couple de décollage de la pompe est de  $0,2 C_n$ .

-Le problème électrique et mécanique étant résolu, le mode de démarrage par réactance est retenu.

-De ce point de vue théorique nous pouvons être satisfaits mais du point du vue pratique, nous avons quelques réserves sur l'utilisation de la self quant à son encombrement, l'échauffement qui en résulte et la chute de tension notable.

-C'est pour cela nous venons en dernier lieu choisir la solution la plus économique et la plus simple que nous avons évoquée précédemment et qui est la solution qui consiste à utiliser le coupleur hydraulique dont le fonctionnement a été indiqué dans la page 73.



T A B L E D E S M A T I E R E S.

INTRODUCTION .....	1
DONNEES DU PROJET.....	2
PREMIERE PARTIE .....	4
DETERMINATION DE LA TEMPERATURE OPTIMALE DE L'EAU DE LA CHAUDIERE.....	6
CALCUL DU PROCESSUS THERMIQUE DE LA TURBINE.....	19
BILAN THERMIQUE DANS LES RECHAUFFEURS REGENERATIFS.....	26
CALCUL DE DEBIT.....	41
PUISSANCE SPECIFIQUE -CONSOMMATION SPECIFIQUE -RENDEMENT.....	45
FLUX THERMIQUE.....	53
ROLE DE L'EXPANDEUR DANS LA CENTRALE.....	75
POMPAGE - CALCUL DE POMPES .....	60
- DEUXIEME PARTIE.....	64
CHOIX DES MOTEURS D'ENTRAINEMENT DES POMPES.....	66
PROCEDES DE DEMARRAGE DES MOTEURS ASYNCHRONE EN MT.....	70
CHOIX DE L'APPAREILLAGE DE DEMARRAGE.....	75
PROTECTION DES MOTEURS EN MT.....	78
DETERMINATION DU MODE DE DEMARRAGE PAR APPLICATION.....	85



B I B L I O G R A P H I E.

- \* PROPRIETATILE TERMODINAMICE  
ALE APEI SI ALE ABURULUI

MP VUKALOVICI

EDITURA TEHNICA  
BUCURESTI - 1967.

---

- \* CENTRALE TERMOELECTRICE

C. DINCULESCU ET AUTRES.

EDITURA TEHNICA  
BUCURESTI-1957

---

- \* ANALIZA TERMODINAMICA A SCHEMELOR

C. DINCULESCU ET AUTRES

EDITURA TEHNICA  
BUCURESTI-1967

---

- \* THERMIQUE GENERALE

I. CHVETZ ET AUTRES

EDITIONS MIR  
MOSCOU - 1969.

- \* COURS DU PROF. V. STIRBU SUR CENTRALE THERMO-ELECTRIQUE

ALGER - 1975.