

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

4/88

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

1er

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

الدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT : GENIE - MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE ENERGETIQUE
D'UNE
TURBINE A VAPEUR

Proposé par :

A. GAHMOUSSE
Maitre de Conference à l'ENP

Etudié par :

B. AZZOUG

Dirigé par :

A. GAHMOUSSE

PROMOTION JANVIER 1988



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم و البحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE - MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ETUDE ENERGETIQUE
D'UNE
TURBINE A VAPEUR

Proposé par :

A. GAHMUSSE
Maitre de Conference à l'ENP

Etudié par :

B. AZZOUG

Dirigé par :

A. GAHMUSSE

PROMOTION JANVIER 1988



الموضوع: دراسة طاقة لعنفة بخارية
الملخص: يتمثل هذا المشروع في دراسة طاقة لعنفة بخارية لتوليد الطاقة الكهربائية،
وهي مدمجة في دارة مع عنفة غازية.
وقد أوليت أهمية خاصة لتقنيات اختيار الوسائط الأساسية للعنفة.
ان استعمال هذا النوع من العنفات المزدوجة يسمح برفع مردود المحطة الطاقوية.

SUJET: ETUDE ENERGETIQUE D'UNE TURBINE A VAPEUR
RESUME: Ce projet consiste en l'etude énergétique d'une turbine à vapeur destinée pour la production d'énergie électrique suivant un cycle combiné avec une turbine à gaz.
L'accent a été particulièrement mis sur la technique du choix des parametres fondamentaux liés aux turbines.
L'utilisation de ce type de turbines combinées permet l'augmentation du rendement de l'installation.

SUBJECT: ENERGETIC STUDY OF STEAM TURBINE
SUMMARY: This project consists on an energetic study of a steam turbine for the production of electrical energy in a combined cycle with a gas turbine.
The technics for the choice of the fundamental parameters are the core of the study.
The utilisation of this type of coupled turbines permit an increase in efficiency of the installation.

Dedicaces

A

Mes parents

Toute ma famille

Tous mes amis

Je dedie ce memoire.....

Remerciements

Je tiens à adresser mes remerciements profonds à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce projet et à ma formation. Qu'ils veuillent bien trouver ici l'expression de ma gratitude, particulièrement à M^l A. GAHMUSSE qui a lu mon manuscrit en transmettant ses remarques et suggestions. J'adresse aussi mes remerciements à la direction du département et au corps enseignant de notre école polytechnique.

QUELQUES NOTATIONS UTILISEES.

| | |
|---------------------------|---|
| h | enthalpie massique |
| Δh_{rez} | chûte relative à la roue |
| δh_{chute} | chûte par étage ^{curtiss} |
| φ | Coefficient de frottement tuyère |
| ψ | Coefficient de frottement Roue mobile |
| B (mm) | largeur d'aufrage |
| l | longueur d'aufrage |
| S_T | section totale des tuyères |
| A_T | section d'une tuyère |
| G | débit de vapeur (Kg/s.) |
| v | volume spécifique m^3/Kg . |
| g | épaisseur, pesanteur |
| a | célérité du son |
| C_p | chaleur massique du fluide à pression constante |
| G, m° | débit massique |
| M | nombre de MACH. |
| K | Coefficient polytropique de transformation. |
| γ | Coefficient de transformation isentropique |
| φ | Coefficient de ralentissement (tuyères) |
| ψ | Coefficient de ralentissement (roue) |

| ξ | rapport de vitesse $\frac{u}{V}$ |
|-----------|----------------------------------|
| η_u | rendement utile |
| u | vitesse périphérique |
| D, d | diamètre moyen |
| T | Temperature |
| X | nombre de PARSONS |
| N_i et. | puissance de l'étage. |
| m | Coefficient de récupération. |

SOMMAIRE

| | |
|---|-----|
| I. INTRODUCTION. | 1 |
| II. GÉNÉRALITÉS | 4 |
| 1. Turbine à gaz. | 4 |
| 2. Les centrales combinées | 6 |
| 3. centrales nucléaires | 7 |
| 4. la turbine à vapeur. | 8 x |
| 4,1. Principe de fonctionnement | 8 |
| 4,2. classification. | 11 |
| III HISTORIQUE. | 12 |
| IV CHOIX DE LA VEINE DE VAPEUR. | 13 |
| V CHOIX DU CYCLE DE VAPEUR. | 17 |
| 1. cycle de RANKINE | 17 |
| 2. cycle de HIRN | 19 |
| 3. cycle de HIRN avec resurchauffe. | 19 |
| 4. cycle à regeneration. | 20 |
| 5. calcul relatif à chaque cycle. | 23 |
| VI OPTIMISATION DES SOUTIRAGES | 25 |
| 1. cycle de HIRN avec soutirage. x | 30 |
| 2. cycle de HIRN avec une resurchauffe. | 33 |
| 3. cycle de HIRN avec une resurchauffe avec soutirage x | 33 |
| 4. calcul de débits. | 37 |

| | |
|---|------|
| <u>VII</u> ANALYSE DES PERTES | |
| <u>VIII</u> CALCUL DE DISPOSITION CORPS M.P | 44 |
| 1. étage curviss sans détente en dehors de la tuyère. | 44 |
| 2. choix de la chute | 49 |
| 3. choix des angles α | 51 |
| 4. choix du rapport ξ et l'angle α_1 | 53 |
| 5. les pertes dans la roue curviss | 56 X |
| 6. longueurs d'aubages | 57 |
| 7. pertes par frottement et ventilation | 59 X |
| 8. calcul de l'étage curviss | 60 |
| 8,1. 1 ^{ère} roue | 60 |
| 8,2. redresseur | 62 |
| 8,3. 2 ^{ème} roue | 63 |
| 9. réduction des pertes de frottement et ventilation. | 65 |
| 10. avantages pratiques | 67 |
| 11. réduction de la roue curviss aux étages à action | 68 |
| 12. calcul des étages à action | 70 |
| CORPS B.P | 77 |
| 13. Calcul du nombre de MACH | 77 |
| 14. poussée axiale | 79 X |
| <u>IX</u> ETANCHEITÉ. | 85 X |
| <u>X</u> CONCLUSION. | 87 |
| BIBLIOGRAPHIE. | 88. |

I. INTRODUCTION.

A l'heure où le niveau de vie d'un pays se mesure au nombre de kilowatts consommé par habitant il est nécessaire, avant d'aborder cette étude, de replacer les turbines à vapeur dans leur vrai contexte économique et industriel afin de montrer leur importance croissante.

La turbine à vapeur est apparue depuis toujours comme étant la machine la plus importante dans le domaine de la conversion d'énergie.

Une grande partie de l'énergie produite est utilisée sous forme de vapeur et le reste sous forme d'énergie mécanique qui peut répondre aux besoins industriels, transports, usage domestique et autres.

Les tendances visant au développement des machines à vapeur concernaient avant tout :-

- Augmentation des pressions et températures de la vapeur.
- Amélioration de la construction mécanique.
- Utilisation de plus grandes puissances.
- Réduction des délais de mise en route.

L'utilisation de pressions et températures toujours plus élevées, l'augmentation de la puissance, ont été poussées

jusqu'aux limites qu'imposent les propriétés des matériaux disponibles à l'heure actuelle. La turbine à vapeur moderne est précisément une turbine à haute pression.

Au point actuel du développement, une directive prépondérante pour la construction de la turbine est la nécessité de l'absolue sécurité d'exploitation, longtemps rejetée ou non prise à sa juste valeur, son importance s'est encore accrue depuis, par l'utilisation de pressions et températures de vapeurs élevées. A cela il faut rattacher une sécurité de marche qui est un facteur économique non négligeable du tout vis à vis du facteur technique, cette importance primordiale qui est de l'avis de tous les constructeurs expérimentés.

OBJECTIFS DE L'ÉTUDE.

L'étude est basée sur le fait qu'on a une turbine à vapeur à écoulement axiale et à condensation, combinée avec un cycle d'une turbine à gaz de moyenne puissance, 17,14 MW, ayant des caractéristiques d'entrée à la turbine $P_0 = 22 \text{ bars}$, $T_0 = 460 \text{ K}^\circ$ et des caractéristiques de sortie $P_c = 0,25 \text{ bars}$, $T_c = 65^\circ \text{C}$. $N = 3000 \text{ tr. min}^{-1}$. La turbine est réalisée en deux corps, celui moyenne pression MP et celui basse pression BP.

.../...

Mode de fonctionnement à action.

En tête du corps M.P, on a un étage Curtis à double chute de vitesse.

Cette partie traite de l'essentiel pour une meilleure compréhension du fonctionnement de la turbine. Elle donne en même temps les bases d'un essor possible en vue d'améliorer l'utilisation de la chaleur dans les centrales thermiques.

II GENERALITÉS

Le choix d'une installation dépend du besoin d'électricité, des moyens assurant l'exploitation et du lieu géographique. Pour le mieux de ce choix il est convenable de faire une investigation sur les types les plus universels équipant les centrales thermiques :-

- La turbine à gaz.
- La turbine à cycle combiné
- La centrale nucléaire

1 * LA TURBINE A GAZ :-

La première turbine à Combustion à pression constante construite par ARMENGAUD et LEMALE en 1902 fût un échec technique.

Depuis quarante ans, seulement, les progrès de l'aérodynamique des aubes et de la métallurgie des alliages réfractaires ont permis de construire les machines que nous connaissons aujourd'hui.

La turbine à gaz n'est pas devenue le moteur universel que certains espéraient, elle ne le deviendra probablement jamais en raison :-

- D'une puissance maximale réduite qui l'oblige à laisser

jouer à la turbine à vapeur le rôle de producteur massif d'énergie.

- de la difficulté à s'adapter à certains domaines tels que :-

Propulsion navale où elle se heurte à la turbine à vapeur. Mais elle présente un ensemble de qualités qui la rendent particulièrement bien adaptée :-

- aux centrales de pointes par sa rapidité de démarrage.

- aux installations métallurgiques où elle brûle un combustible disponible sur place et qui lui convient parfaitement et où elle entraîne à grandes vitesses les compresseurs de vent.

- en aéronautique où non seulement le turbo-réacteur s'étend aux appareils de l'aviation civile mais où le turbo-propulseur et le turbo-réacteur à turbine libre supplantent le moteur à pistons sur les appareils légers, les voitures et les hélicoptères.

- l'application aux stations de pompage des gazoducs et oléoducs pour entraîner des pompes à grande vitesse tout en bénéficiant d'un combustible bon marché.

Les Statistiques des Constructeurs font état de nombreuses installations correspondant à des puissances globales importantes qui montrent bien que la turbine à gaz est définitivement entrée dans la phase industrielle.

.../...

2.- LES CENTRALES COMBINÉES

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

Les centrales de charge moyenne qui doivent normalement être démarrées et arrêtées journellement, doivent présenter aussi bien des avantages d'une centrale de pointe (démarrage rapide.) que ceux d'une centrale de base (bon rendement.).

Une centrale combinée standardisée comprend les composants principaux suivants: —

- 1 ou 2 turbogroupes
- 1 ou 2 chaudières de récupération sans post. combustion.
- 1 turbogroupe à vapeur avec réchauffage d'eau d'alimentation
- 1 installation de condensation (refroidie par eau ou par air.)
- 1 installation de services auxiliaires.

La chaudière de récupération d'une centrale combinée à turbines à gaz et à vapeur a pour fonction de transférer une partie de la chaleur des fumées de la turbine à gaz au cycle vapeur complé sans influencer fortement la puissance de la turbine à gaz.

3. CENTRALES NUCLEAIRES :.

A l'heure actuelle où le développement de la science et des technologies a atteint le sommet, la mise en service d'une centrale nucléaire avec toutes les mesures de sécurité est possible mais coûteuse.

La vapeur produite dans les réacteurs peut satisfaire les conditions caractéristiques de pression et de température et on peut produire de grandes quantités de vapeur d'où puissance importante.

Généralement, la durée de vie des centrales nucléaires est de 20 à 30 ans après la période de service. Le gros problème se pose. Comment faire pour évacuer les débris et c'est l'étape où on s'aperçoit en suivant les différentes démarches du démantèlement en commençant par la destruction puis le transport et à la fin l'enterrement qu'il faut dépenser plus d'argent.

Bien sûr le coût de revient du kW ne sera plus le même si on fait appel à ce genre de centrales.

4. LA TURBINE A VAPEUR.

4-1 Principe de Fonctionnement: -

Dans la turbine à vapeur, l'énergie thermique contenue dans la vapeur sous forme d'énergie de pression et de chaleur se transforme en travail mécanique de rotation du rotor de la turbine.

Dans un premier stade, la vapeur se détend dans la tuyère où son énergie calorifique est transformée en partie en énergie cinétique. Du fait de sa vitesse, le courant de vapeur s'écoulant dans les rangées d'ailettes mobiles agit sur ces dernières.

Le déséquilibre dynamique qui résulte de cette action agit sur la face où la force est la plus grande (intrados) et met en rotation la couronne

4,2 classification: -

Les turbines peuvent être classées suivant plusieurs critères; on distingue cependant deux (02) grandes catégories de turbines.

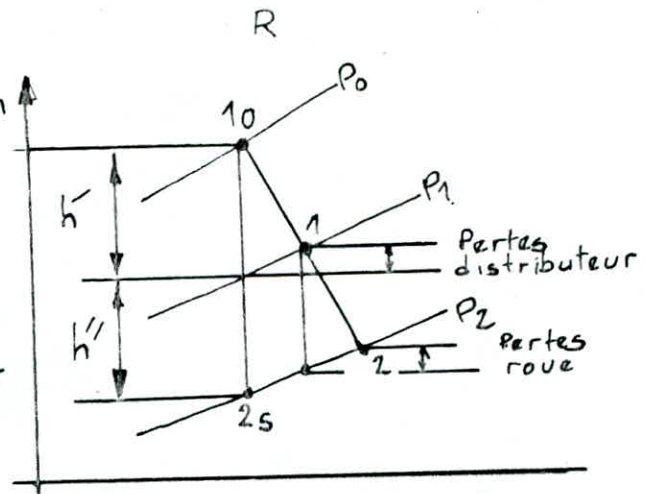
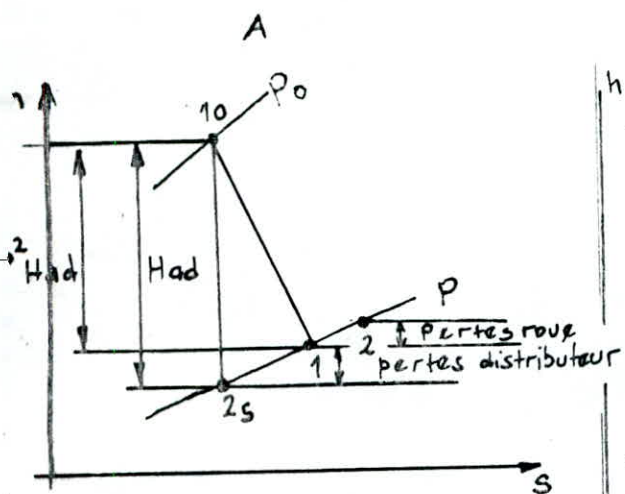
- Les turbines à action
- Les turbines à réaction

Dans les turbines à action, la vapeur se détend

Complètement dans les tuyères fixées sur un diaphragme solidaire au corps de la turbine, la pression de la vapeur reste constante lors de son passage dans les canaux mobiles (voir fig (1,A) et (1,R)).

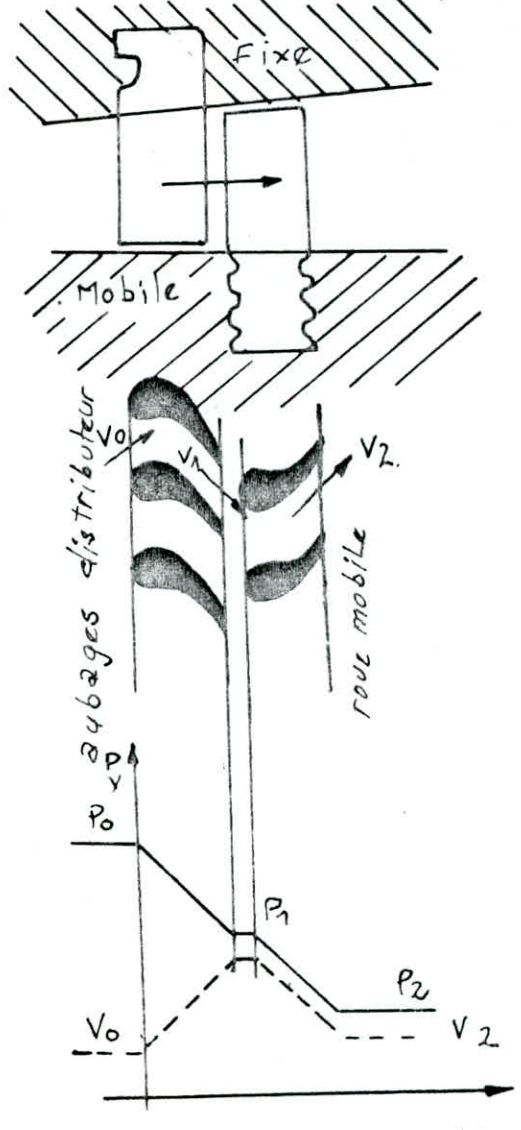
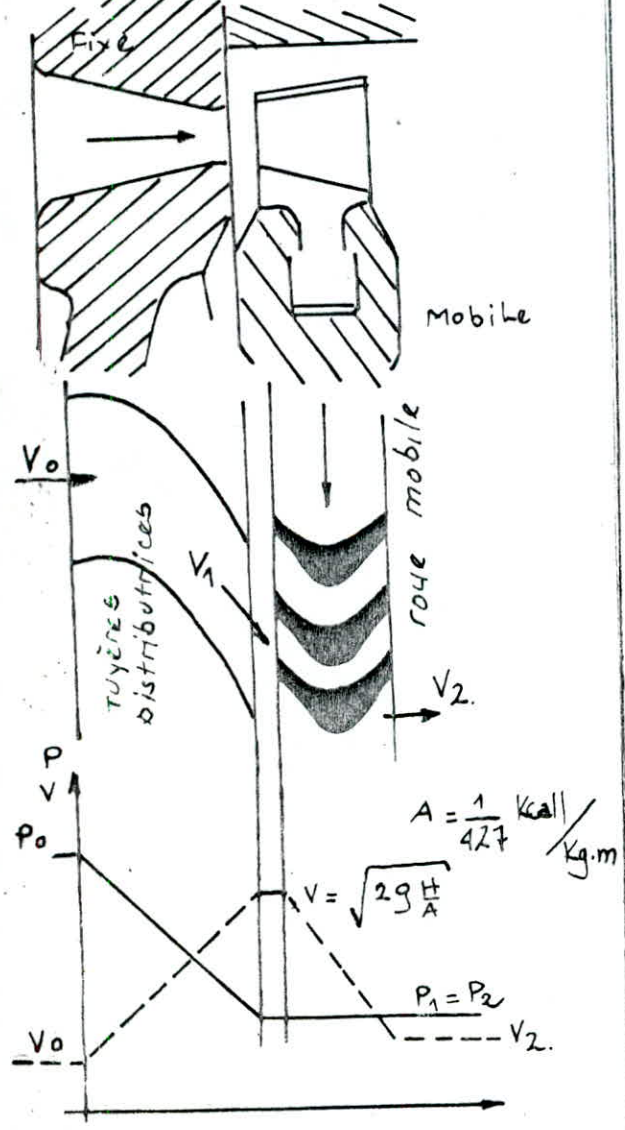
Dans les turbines à réaction, la détente se fait dans les tuyères et se continue dans les aubes mobiles.

On classe également les turbines d'après plusieurs critères résumés dans le tableau (1)



: sortie distributeur
: sortie roue

$h' + h'' = H_{ad}$
degré de réaction $\beta = \frac{h''}{H_{ad}}$



Fonctionnement de L'avbage à action

Fonctionnement de L'cubage à réaction

FIG(1)

| | | |
|---|---|---|
| <p>- au point de vue mode d'action de la vapeur</p> | <p>1° Turbines à ACTION La détente de la vapeur s'effectue uniquement dans les canaux fixes</p> | <p>2° Turbines à réaction. La détente de la vapeur s'effectue dans les canaux fixes et mobiles.</p> |
| <p>- au point de vue mode d'injection</p> | <p>1° Injection totale Les tuyères sont répandues sur toute la circonférence.</p> | <p>2° Injection partielle: Les tuyères sont répandues sur une partie de circonférence.</p> |
| <p>- au point de vue constructif.</p> | <p>1° Turbines à disques. Roues et disques construits séparément et calés sur un arbre</p> | <p>2° Turbines à tambour. Les aubes sont calées sur un tambour rapporté sur l'arbre.</p> |
| <p>- au point de vue mode de circulation</p> | <p>1° Turbines axiales :- La vapeur se déplace parallèlement à l'axe de la turbine (turbines à disques)</p> | <p>2° Turbines radiales :- La direction de la vapeur est radiale (turbine STAL.)</p> |
| <p>- au point de vue pression de sortie</p> | <p>1° turbines à condensation. Pression au condenseur < 1 bar</p> | <p>2° Turbines à contre-pression :- Pression de sortie > 1 bar.</p> |

Tableau n° 1.

III HISTORIQUE

L'idée d'exploiter l'énergie de la vapeur a évolué avec le développement de la thermodynamique et la M.D.F. La première réalisation qui a fait preuve d'un correcte fonctionnement était la turbine à un seul étage monocellulaire et cela en 1883 par de LAVAL. Un an plus tard, PARSONS, réussit lui aussi à faire marcher sa machine.

Ce nouveau né dans le monde des turbo-machines permettra la production d'énergie électrique un peu partout.

Le progrès technologiques a permis un perfectionnement constant des matériels, au relèvement des caractéristiques de vapeur, à l'augmentation de la puissance unitaire des machines.

IV CHOIX DE LA VEINE DE VAPEUR.

S'il est inexact de dire que la consommation de vapeur d'une turbine est proportionnelle à sa puissance, d'autres paramètres intervenant dans sa fixation : pression et températures de la vapeur vive, vide au condenseur, rendement des différents étages, il existe tout de même une proportionnalité grossière. En fait, comme le volume spécifique de la vapeur atteint évidemment sa valeur maximale dans le dernier étage de détente, c'est pour ce dernier étage que les problèmes se posent.

a/ Toutes choses égales par ailleurs, il apparaît d'abord que le débit limite est d'autant réduit que la turbine échappe sous un vide élevé qui conduit à de plus grandes valeurs de v .

b/ Il est clair que les prélèvements effectués à différents étages de la turbine pour assurer le chauffage de l'eau d'alimentation de la chaudière ont de ce point de vue un effet favorable.

c/ Le paramètre du diamètre moyen qui intervient par son carré a une influence notable sur le débit limite

d/ Pour tourner la difficulté, et pousser tout de même

... / ...

plus loin la limite du débit, il ne reste plus que la solution consistant à multiplier le nombre des étages finaux. C'est ainsi que les constructeurs ont été amenés à prévoir des turbines : -

- Comportant un corps basse pression à deux échappements. On dit que le corps B.P est à deux (2) flux. Il comporte 2 groupes d'étages symétriques par rapport à un plan normal à l'axe de rotation, chacun des groupes débite la moitié du débit total. La vapeur à moyenne pression arrive dans le plan vertical de symétrie, le corps B.P possède deux tubulures d'échappement au condenseur ou parfois deux condenseurs.

- Comportant trois flux basse pression, l'un débite le tiers du débit total, les deux autres sont disposés comme dans la solution précédente, avec un plan de symétrie vertical.

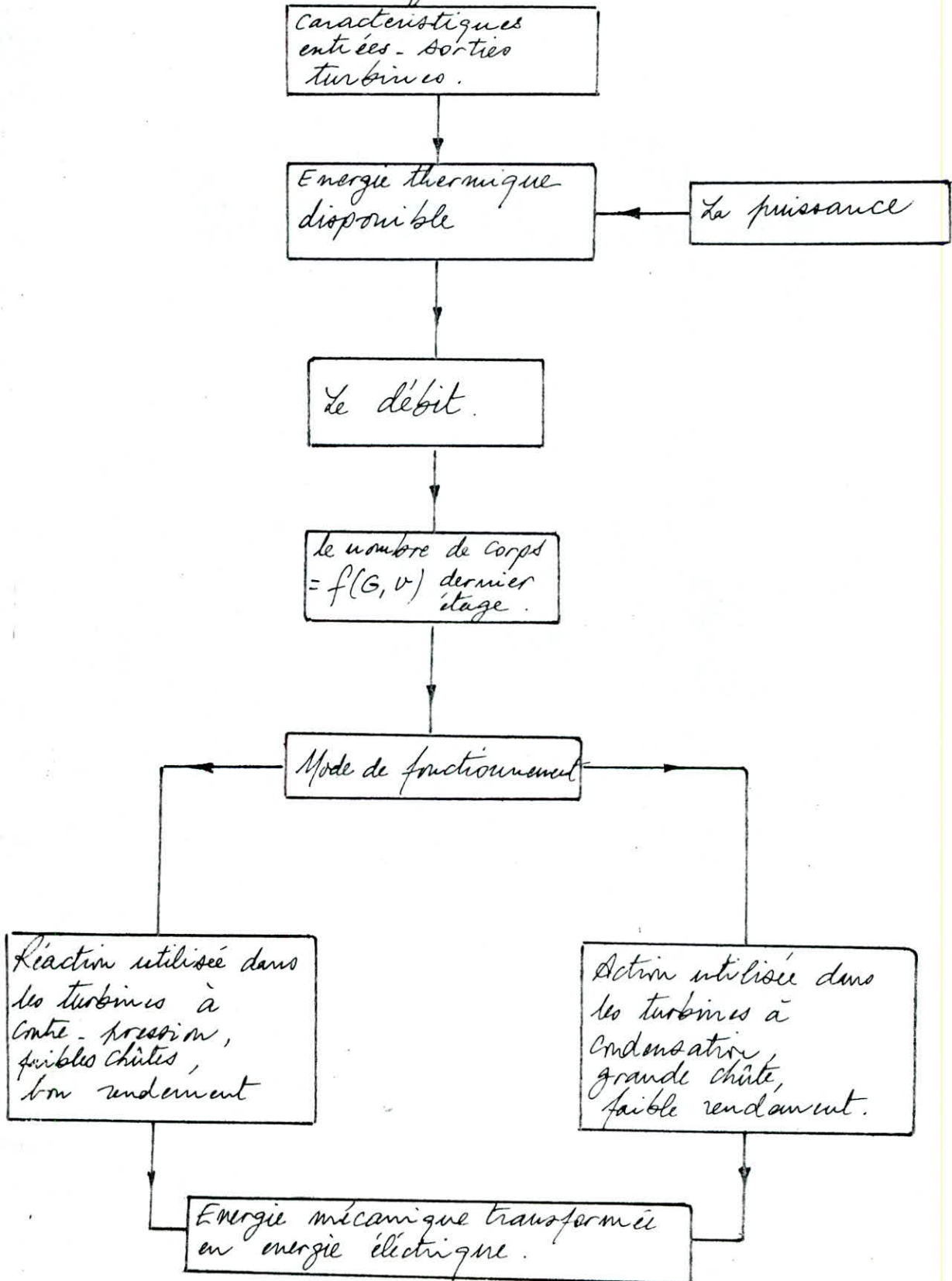
- Enfin, et à titre d'extension des solutions précédentes on prévoit un corps moyenne pression à deux flux et deux ou trois corps basse pression composés chacun de deux groupes d'étages symétriques, ce qui conduit à deux échappements à moyenne pression et à quatre ou six échappements basse pression.

La complication d'une telle construction est encore rentable.
voir schéma fonctionnel. (1)

Remarque: -

Le choix de la veine de vapeur est important car il conditionne le volume de la machine, donc son prix. C'est un travail délicat pour lequel l'expérience et la maîtrise du constructeur jouent un rôle considérable.

Schema fonctionnel (1)



V CHOIX DU CYCLE DE VAPEUR.

Les moyens permettant l'amélioration du rendement sont : - L'augmentation de la chute de chaleur par élévation de la pression et de la température initiales de la vapeur et par abaissement de la pression finale à la sortie de la turbine.

- La resurchauffe, souvent employée dans la marche à condensation avec des pressions très élevées de la vapeur vive.

- La réduction ou la suppression totale de la perte thermique au condenseur par l'emploi du cycle régénératif ou par l'emploi du cycle à contrepression pure.

Les cycles thermodynamiques de la vapeur.

1 - cycle de RANKINE.

On considère la disposition la plus simple des installations qui produisent de l'énergie au moyen de la vapeur d'eau, fig (2).

On dispose de : -

- 1 - turbine (1 - 2)
- 2 - Condenseur (2 - 3)
- 3 - pompe (3 - 4)
- 4 - chaudière (4 - 1).

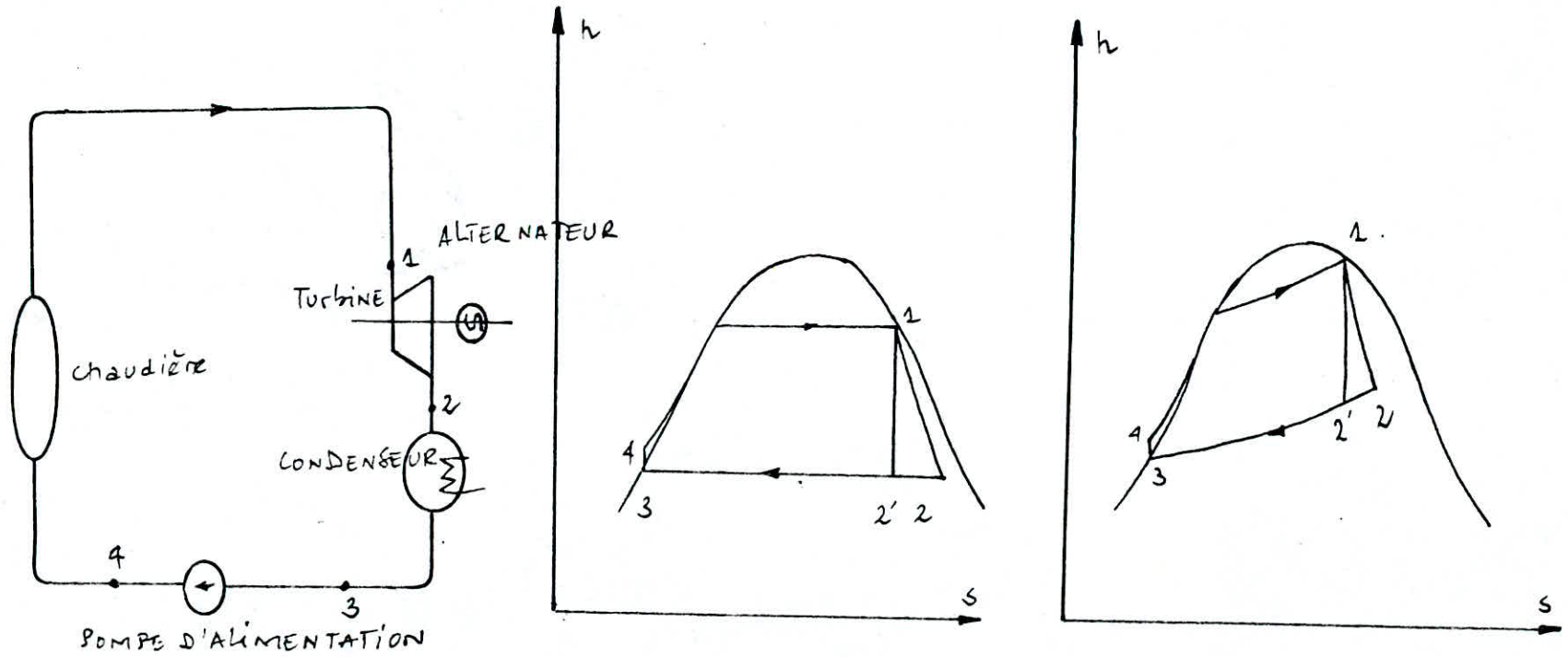


FIGURE 2) CYCLE DE RANKINE $\eta_{th} = \frac{h_1 - h_2}{h_2 - h_4}$

Remarque : - L'eau décrit un cycle en circuit fermé
(notre cas : turbine à condensation.)

Parmi les inconvénients que présente ces cycles on a :-

- Faible rendement thermique.
- Faible chute.
- Corrosion.

De ce fait, on a modifié la disposition.

2. Cycle de HIRN :

C'est la première démarche faite dans le but d'améliorer le rendement et d'augmenter la chute et cela en ajoutant à l'ancienne disposition un surchauffeur (6-1), voir fig (4)

3. Cycle de HIRN avec resurchauffeur.

On améliorerait beaucoup le rendement du cycle de HIRN en ajoutant à la disposition un resurchauffeur. La resurchauffe consiste à surchauffer à nouveau à nouveau et à pression constante la totalité du débit de vapeur d'étendu dans une partie de la turbine et à le réintroduire dans celle-ci afin de l'y faire d'étendre à nouveau.

Le procédé procure :-

- Une amélioration du cycle : Tout se passe comme si au cycle normal à surchauffe simple ABCDEH on

.../...

ajoutait le cycle HEFG

- Une augmentation du rendement d'usage par la réduction de l'humidité de vapeur dans les étages basse pression de la turbine.

Le bénéfice direct sur le rendement du cycle est généralement modéré, 2 à 5% [4]

Pour le choix de la pression de resurchauffe, on constate que l'optimum se situe à environ $(0,2 \div 0,22)$ de la pression d'admission, voir fig (5) [2]

4 - Cycle à régénération: -

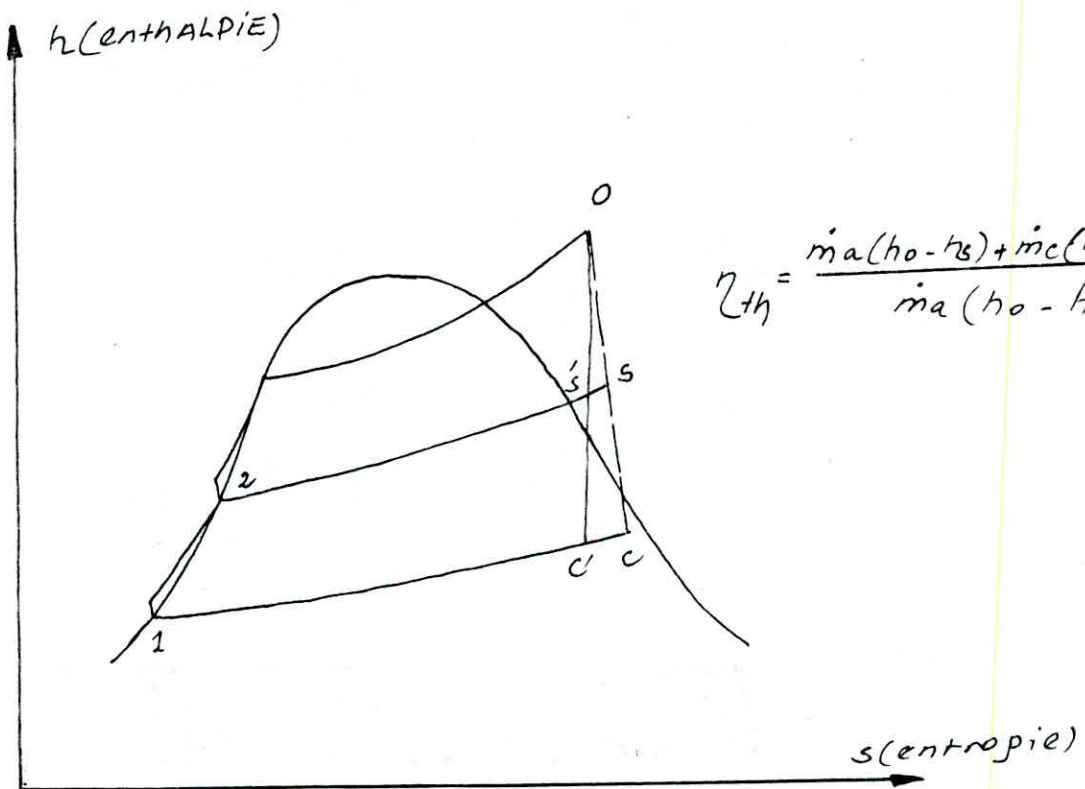
Le procédé consiste à soutirer d'un ou de plusieurs étages intermédiaires de la turbine de la vapeur qui a déjà converti en travail une partie de son énergie interne et s'en servir pour réchauffer le condensat de la turbine, utilisé comme eau d'alimentation, la chaleur de vaporisation de la quantité de vapeur soustraite n'est plus emportée par l'eau de refroidissement du condenseur mais reste dans le cycle, ce qui en améliore le rendement voir fig (3).

Cette méthode graphique est efficace et simple; dans le cas où on a un seul soutirage, on utilise la méthode approximative.

Remarque: Les débits soutirés sont de l'ordre de: -

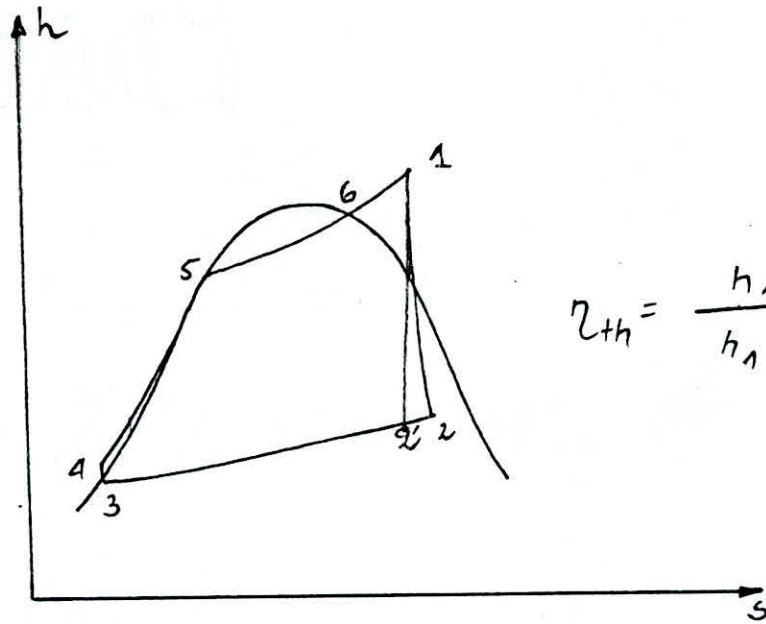
15% pour les turbines non étagées

30% pour les turbines multi-étagées [3].

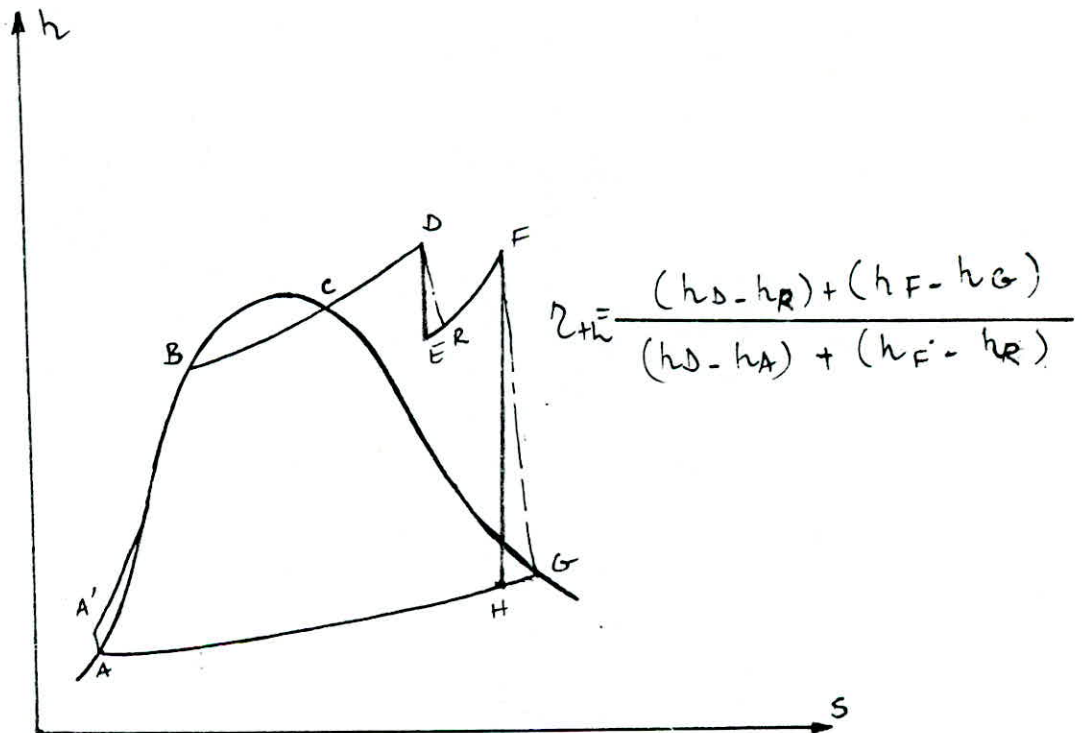


$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}_a(h_0 - h_3) + \dot{m}_c(h_3 - h_c)}{\dot{m}_a(h_0 - h_2)}$$

FIG(3) CYCLE AVEC SOUTIRAGE.



FIG(4) . CYCLE DE HIRN .



FIG(5) CYCLE DE HIRN AVEC RE SURCHAUFFE

5 CALCUL RELATIF A CHAQUE CYCLE.

Le calcul thermodynamique de cette turbine repose sur le choix du bon cycle thermodynamique. C'est le cycle qui répond le mieux aux exigences relatives de la puissance et du rendement pour une utilisation rationnelle de l'énergie thermique disponible et sa transformation en énergie mécanique ou électrique.

Les caractéristiques de la turbines.

| | |
|-------------|------------------------------------|
| Admission | $P_0 = 22 \text{ bars}$ |
| | $T_0 = 460 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| Echappement | $P_c = 0,25 \text{ bars}$ |
| | $T_c = 65 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| Puissance | $P = 17,14 \text{ MW.}$ |

Remarque : On a pas à étudier le cycle de RANKINE du fait que les conditions (P, T) à l'entrée turbine sont au dessous de la courbe de saturation.

Cycle de HIRN : -

En reprenant la fig (4) et avec le diagramme de MOLLIER, on détermine l'enthalpie de chaque point du cycle.

Point 0 : $h_0 = 805 \text{ Kcal/Kg}$.

Point C' : $h_{c'} = 576,67 \text{ Kcal/kg}$.

On prend un rendement par rapport à l'isenthalpique : $\eta_T \in (0,85 \div 0,98)$ [6].

$\eta_T = 0,9$ (Il varie avec les caractéristiques de la vapeur et les hauteurs d'aubages).

$$\text{d'où : } \eta_T = \frac{h_0 - h_c}{h_0 - h_{c'}} \Rightarrow$$

$$h_c = h_{c'} - \eta_T (h_0 - h_{c'})$$

$$h_a = C_p T_c = C_p T_a.$$

$$\eta_{th} (\text{rendement thermique}) = \frac{h_0 - h_c}{h_0 - h_a}$$

$$h_c = 599,5 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_a = 65 \text{ Kcal/kg}$$

$$\eta_{th} = 0,277 = 27,7\%$$

VI Optimisation des soutirages.

Le problème qui est à résoudre dans les cycles à régénération, c'est la détermination caractéristique (T et P) des points de soutirage.

Considérons une installation de turbine avec un réchauffage voir fig (3), on pose :-

$$H_s = h_0 - h_5$$

$$H_t = h_0 - h_c$$

$$v = h_0 - h_1$$

$$\beta = \frac{H_s}{H_t}$$

$$\Delta h = h_2 - h_1$$

$$w = h_5 - h_2$$

$$\text{on a } \dot{m}_c = \dot{m}_0 - \alpha \beta. \quad [1]$$

Au bilan thermique au réchauffeur on a :-

$$\alpha w = \dot{m}_c \Delta h \quad [1]$$

le bénéfice a pour expression

$$E = 1 - \frac{(w + \Delta h)(v - \Delta h)}{v(w + \beta \Delta h)} \quad [1]$$

Pour les détails du tracé de E, voir [8].

Le tracé de la courbe d'économie pour un seul soutirage, nous permet d'obtenir le E max. et les différentes courbes des autres soutirages.

.../...

| $h's$ (Kcal/Kg) | h_s (Kcal/Kg) | H_s (Kcal/Kg) | β | $\Delta T(^{\circ}C)$ | $T_g(^{\circ}C)$ | $P_s(b)$ | h_2 (Kcal/Kg) | ω (Kcal/Kg) | Δh (Kcal/Kg) | E % |
|--------------------|--------------------|--------------------|---------|-----------------------|------------------|----------|--------------------|-----------------------|-------------------------|-------|
| 805 | 805 | - | - | 4 | 460 | 21,12 | 456 | 345 | 391 | 0 |
| 785 | 787 | 18 | 0,087 | 4 | 426 | 16,8 | 422 | 365 | 357 | 5,69 |
| 765 | 769 | 36 | 0,175 | 4 | 390 | 13 | 386 | 383 | 321 | 9,24 |
| 745 | 751 | 54 | 0,262 | 4 | 350 | 9,5 | 346 | 405 | 281 | 11,13 |
| 725 | 733 | 72 | 0,35 | 4 | 315 | 7,2 | 311 | 422 | 246 | 12,24 |
| 705 | 715 | 90 | 0,437 | 4 | 275 | 5 | 271 | 444 | 206 | 12,14 |
| 685 | 697 | 108 | 0,525 | 3 | 235 | 3,5 | 232 | 465 | 167 | 11,46 |
| 665 | 679 | 126 | 0,613 | 3 | 195 | 2,3 | 192 | 487 | 127 | 9,95 |
| 645 | 661 | 144 | 0,70 | 3 | 150 | 1,5 | 147 | 514 | 82 | 7,25 |
| 625 | 643 | 162 | 0,78 | 3 | 110 | 0,92 | 107 | 536 | 42 | 4,19 |
| 600 | 620,5 | 184,5 | 0,897 | 2 | 80 | 0,48 | 78 | 542,5 | 13 | 1,52 |
| 585 | 607 | 198 | 0,963 | 2 | 70 | 0,31 | 68 | 539 | 3 | 0,38 |
| 576,67 | 599,5 | 205,5 | 1 | - | - | - | - | - | - | 0 |

TABLEAU RECAPITULATIF N° 2
CYCLE DE HIRN SANS RESURCHAUFFE.

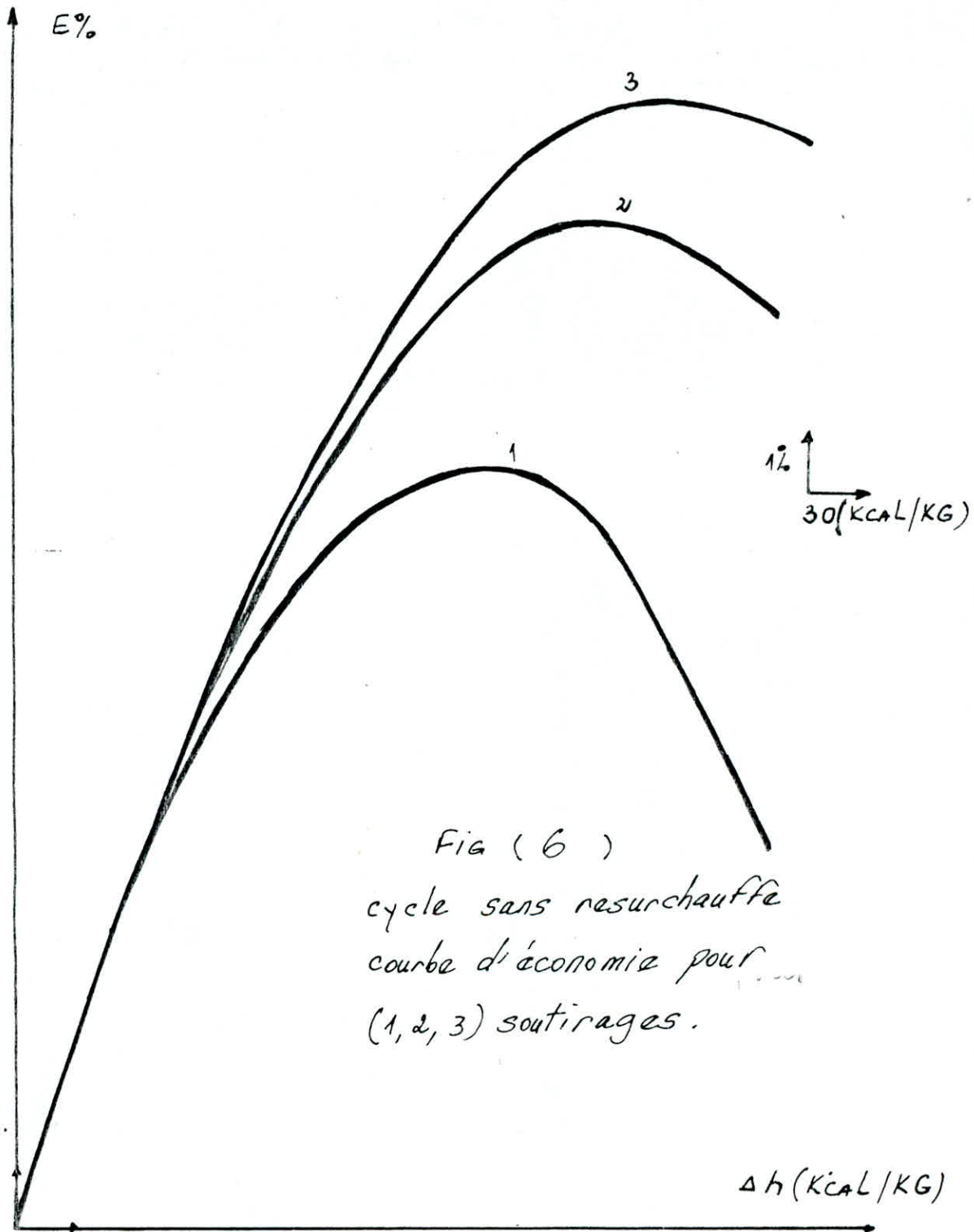


Fig (6)
cycle sans resurchauffe
courbe d'économie pour
(1, 2, 3) soutirages.

| $\left(\frac{\text{KCAL}}{\text{KG}}\right)$ h_s | h_s (KCAL/KG) | H_s (KCAL/KG) | β | $\Delta F(^{\circ})$ | $T_g(^{\circ})$ | $P_3(b)$ | h_v (KCAL/KG) | ω (KCAL/KG) | Δh (KCAL/KG) | $E(\%)$ |
|---|--------------------|--------------------|---------|----------------------|-----------------|----------|--------------------|-----------------------|-------------------------|---------|
| 810 | 810 | - | - | 4 | 460 | 6 | 456 | 354 | 391 | 0 |
| 795 | 791,5 | 18,5 | 0,113 | 4 | 445 | 5,5 | 441 | 350,5 | 376 | 8,44 |
| 780 | 783 | 27 | 0,165 | 4 | 408 | 4 | 404 | 379 | 339 | 10,03 |
| 765 | 769,5 | 40,5 | 0,247 | 4 | 385 | 3,4 | 384 | 385,5 | 319 | 13,23 |
| 750 | 756 | 54 | 0,330 | 4 | 355 | 2,65 | 351 | 401 | 286 | 14,75 |
| 735 | 742,5 | 67,5 | 0,413 | 4 | 330 | 2,125 | 326 | 416,5 | 261 | 16,04 |
| 720 | 729 | 81 | 0,495 | 3 | 300 | 1,63 | 297 | 432 | 232 | 16,40 |
| 705 | 715,5 | 94,5 | 0,577 | 3 | 270 | 1,21 | 267 | 448,5 | 202 | 16,11 |
| 690 | 702 | 108 | 0,66 | 3 | 250 | 1 | 247 | 455 | 182 | 15,38 |
| 675 | 688,5 | 121,5 | 0,743 | 2 | 215 | 0,75 | 213 | 475,5 | 148 | 14,66 |
| 660 | 675 | 135 | 0,825 | 2 | 180 | 0,5 | 178 | 497 | 113 | 12,33 |
| 645 | 661,5 | 148,5 | 0,908 | 2 | 155 | 0,4 | 153 | 508,5 | 88 | 10,6 |
| 628,33 | 646,5 | 163,5 | 1 | - | - | - | - | - | - | 0 |

TABLEAU RECAPITULATIF N° 3
CYCLE DE HIRN AVEC RESURCHAUFFE.

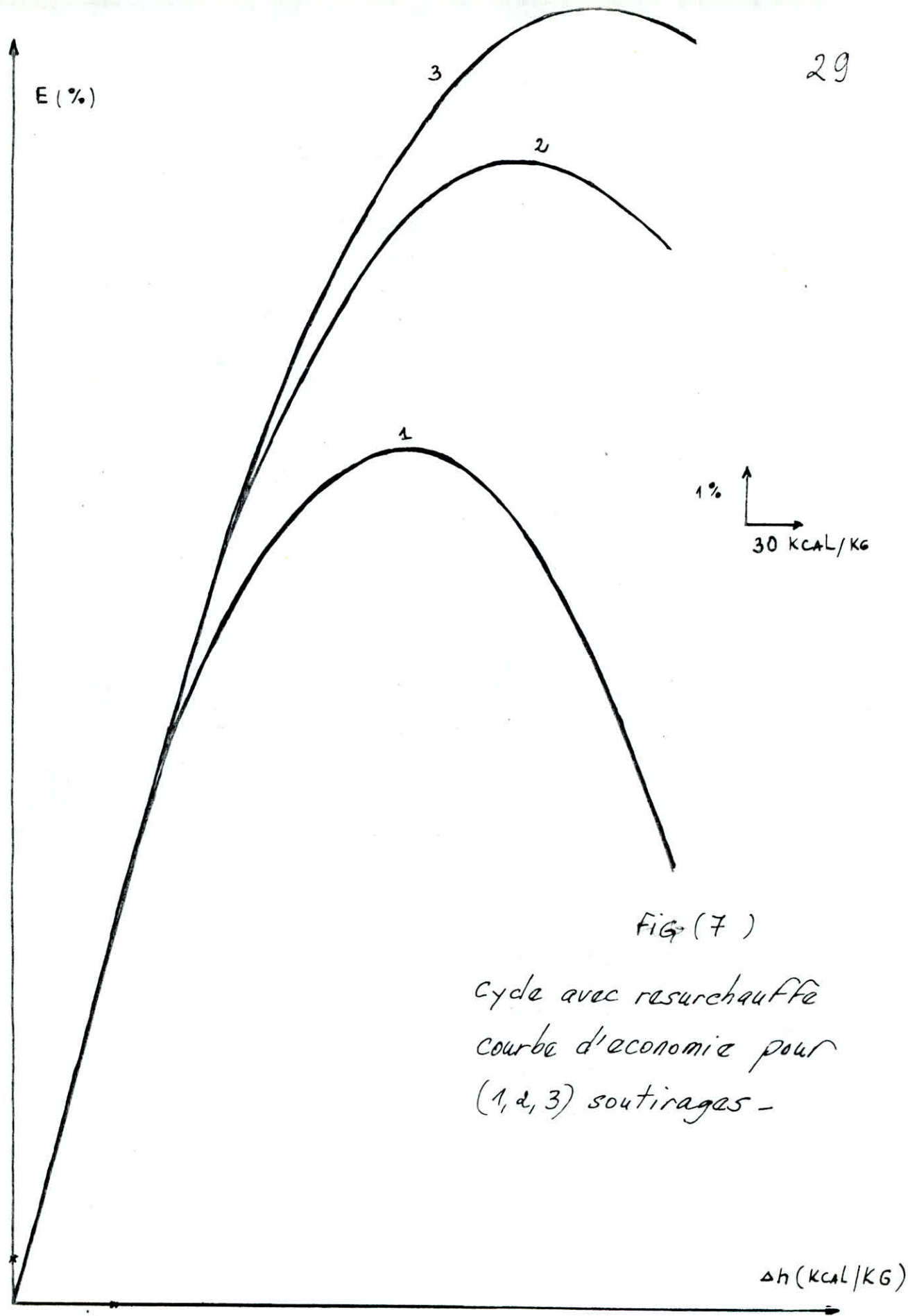


FIG (7)

cycle avec resurchauffe
courbe d'economie pour
(1, 2, 3) soutirages -

1. CYCLE DE HIRN AVEC SOUTIRAGE.

Le cycle de HIRN peut être amélioré par des soutirages de vapeur à des pressions et températures déterminées. voir fig (3). Afin d'avoir les caractéristiques des points de soutirage.

(P_s, T_s, h_s) on utilise la méthode graphique d'optimisation des soutirages.

Cas d'un seul soutirage :

Pour tracer la courbe d'économie

$$E = f(\Delta h) = 1 - \frac{W + \Delta h}{v(W + \beta \Delta h)}$$

on détermine les expressions des paramètres : -

$$H_s = h_0 - h_s = 805 - h_s; \quad H_t = h_0 - h_c = 205,5 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$h_s \in (805 - 576,66) \text{ Kcal/Kg}; \quad h_1 = C_p T_c; \quad C_p = 1 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{C}.$$

$$h_2 = C_p T_2 = C_p (T_s - \Delta T);$$

$$\Delta T = (2 \div 5) ^\circ\text{C} \quad [1]$$

$$W = h_s - h_2; \quad \Delta h = h_2 - h_1; \quad \beta = \frac{H_s}{H_t} = \frac{805 - h_s}{205,5}$$

$$v = h_0 - h_1 = 805 - 65 = 740 \text{ Kcal/Kg.}$$

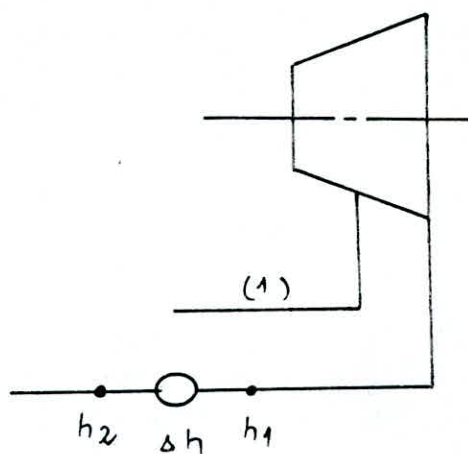
voir résultats dans le tableau (2).

De la fig (6,1) on lit : - Δh correspondant à $E_{\max} = 231 \text{ Kcal/Kg.}$

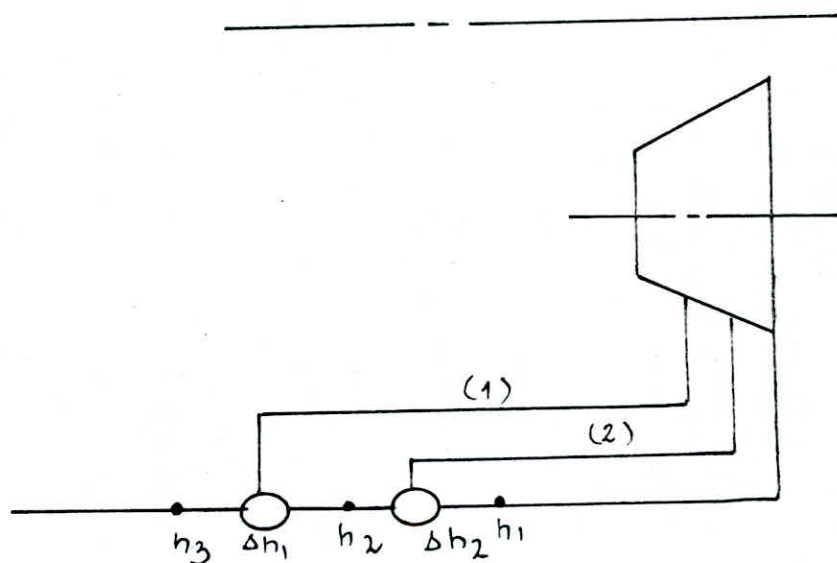
$$\Delta h = h_2 - h_1 \Rightarrow h_2 = \Delta h + h_1 = C_p T_2, \quad \Delta T = 4 ^\circ\text{C}$$

$$T_s = T_2 + \Delta T = 296 + 4 = 300 ^\circ\text{C.}$$

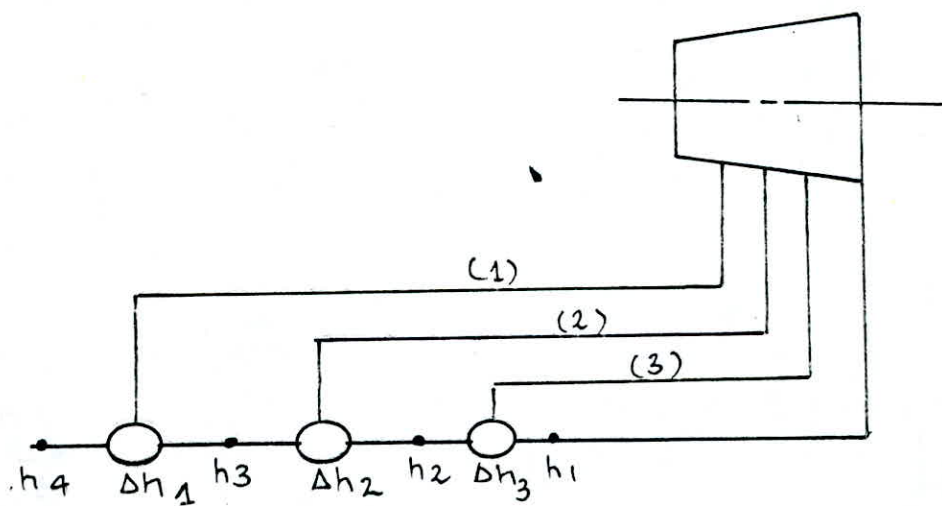
.../...



1 soutirage



2 soutirage



3 soutirage

FIG(8) schématisation des points de soutirages

Donc les caractéristiques au point du 1^{er} soutirage sont :-

| | $P_s (b)$ | $T_s (c^\circ)$ | $h_s (Kcal/Kg)$ | $\Delta h (Kcal/Kg)$ | $E\%$ |
|---|-----------|-----------------|-----------------|----------------------|-------|
| 1 | 9,2 | 300 | 729,16 | 231 | 12,4 |

Cas de 2 soutirages : voir fig (6, 2)

$$\Delta h_2 = h_2 - h_1 \Rightarrow h_2 = h_1 + \Delta h_2 = 65 + 138 = 203$$

$$T_{s2} = T_2 + \Delta T = 203 + 3 = 206 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta h_1 = h_3 - h_2, h_3 = \Delta h_1 + \Delta h_2 + h_1 = 150 + 138 + 65 = 353 \text{ Kcal/Kg}.$$

$$T_{s1} = T_3 + \Delta T = 353 + 4 = 357 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Les caractéristiques du points de soutirages sont :-

| | $P_s (b)$ | $T_s (c^\circ)$ | $h_s (Kcal/Kg)$ | $\Delta h (Kcal/Kg)$ | $E\%$ |
|---|-----------|-----------------|-----------------|----------------------|-------|
| 1 | 10 | 357 | 756,67 | 150 | 10,8 |
| 2 | 2,62 | 206 | 686,67 | 138 | 5,6 |
| | | | | 288 | 16,4 |

Cas de 3 soutirages : voir fig (6, 3)

$$\Delta h_3 = h_2 - h_1, h_2 = \Delta h_3 + h_1 = 158 \text{ Kcal/Kg}.$$

$$T_{s3} = T_2 + \Delta T = 158 + 3 = 161 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta h_2 = h_3 - h_2, h_3 = \Delta h_2 + \Delta h_3 + h_1 = 263 \text{ Kcal/Kg}.$$

$$T_{s2} = T_3 + \Delta T = 263 + 4 = 267 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta h_1 = h_4 - h_3, h_4 = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 + h_1 = 383 \text{ Kcal/Kg}.$$

$$T_{s1} = T_4 + \Delta T = 383 + 4 = 387 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

| $P_s (b)$ | $T_s (°C)$ | $h_s (Kcal/Kg)$ | $\Delta h (Kcal/Kg)$ | $E\%$ |
|-----------|------------|-----------------|----------------------|-------|
| 12,6 | 387 | 770 | 120 | 9,5 |
| 4,75 | 267 | 715 | 105 | 5,9 |
| 1,6 | 161 | 666,67 | 93 | 2,9 |
| | | | 318 | 18,3 |

2. cycle de HIRN avec 1 resurchauffe.

Pour le calcul du rendement thermique η_{th} , voir fig (5).
 la détermination des enthalpies de chaque point se fait
 directement en lisant sur le diagramme de MOLIER
 en prenant un rendement isentropique ($\eta_T = 0,9$)

$$\eta_{th} = \frac{(h_D - h_R) + (h_F - h_G)}{(h_D - h_A) + (h_F - h_R)}$$

$$\eta_{th} = \frac{(805 - 733,33) + (810 - 646,5)}{(805 - 65) + (810 - 733,33)}$$

$$\eta_{th} = 0,2874 = 28,74\%$$

3. cycle de HIRN avec 1 resurchauffe avec soutirage:

On utilise la méthode graphique d'optimisation des
 soutirages pour la détermination des caractéristiques
 des points de soutirage, voir fig (7) et tableau (3),
 et de la même manière on détermine :-

.../...

- cas d'un seul soutirage.

Caractéristiques du point de soutirage :

| P_s (b) | T_s (°C) | h_s (Kcal/Kg) | Δh (Kcal/Kg) | E % |
|-----------|------------|-----------------|----------------------|------|
| 1,64 | 300 | 733,33 | 231 | 16,4 |

- cas de deux (2) soutirages :

Caractéristiques des points de soutirage : -

| | P_s (b) | T_s (°C) | h_s (Kcal/Kg) | Δh (Kcal/Kg) | E % |
|---|-----------|------------|-----------------|----------------------|------|
| 1 | 2,625 | 357 | 758,3 | 147 | 14,6 |
| 2 | 0,7 | 209 | 690 | 141 | 7,3 |
| | | | | 288 | 21,9 |

- cas de 3 soutirages :-

Caractéristiques des points de soutirage.

| | P_s | T_s | h_s | Δh | E |
|---|-------|-------|--------|------------|------|
| 1 | 3,8 | 399 | 783,33 | 108 | 12,2 |
| 2 | 1,6 | 290 | 726,67 | 120 | 8,8 |
| 3 | 0,48 | 169 | 672,5 | 102 | 3,8 |
| | | | | 330 | 24,8 |

.../...

Tableau récapitulatif des résultats d'optimisation d'un cycle de HIRSN sans surchauffe: -

| Nombre de soutirages \ gain % | E_1 % | E_2 % | E_3 % | E_{max} % |
|-------------------------------|---------|---------|---------|-------------|
| 1 | 12,4 | | | 12,4 |
| 2 | 10,8 | 5,6 | | 16,4 |
| 3 | 9,5 | 5,9 | 2,9 | 18,3 |

Tableau récapitulatif des résultats d'optimisation d'un cycle de HIRSN avec surchauffe: -

| nombre de soutirages \ Gain % | E_1 % | E_2 % | E_3 % | E_{max} % |
|-------------------------------|---------|---------|---------|-------------|
| 1 | 16,4 | | | 16,4 |
| 2 | 14,6 | 7,3 | | 21,9 |
| 3 | 12,2 | 8,8 | 3,8 | 24,8 |

Exploitation des résultats: -

Parmi les résultats obtenus des différents cycles on en choisira selon les critères suivants.

- la nature de la vapeur à l'entrée de la turbine
- la puissance de la turbine à vapeur.
- la quantité volumique de vapeur cheminée dans les conduites

En deuxième lieu l'argumentation du choix se fait aussi en tenant compte du facteur économique vis à vis

du coût des équipements auxiliaires relatifs aux différents types de cycles tels que : - conduites, manomètres, échangeurs, pompes, dispositifs de contrôle et systèmes de régulation. De ce fait, s'impose la condition d'une absolue sécurité de marche de chaque organe.

Vu que la puissance est moyenne, la surchauffe est éliminable; pour raison de complexité de construction, on se limite à un seul soutirage qui offre un gain de 12,4%.

4 - CALCUL DE DEBITS

Calcul du rendement:

Rendement interieur d'étage pour une turbine à action ..

$$\eta_{iet} = \eta_m - 3f_v - 3f_i$$

$3f_v$ = coefficient des pertes par injection partielle et par ventilation.

$3f_v$ = est très faible (0,02 injection partielle.)

$$3f_i = 0,01$$

$$\eta_{iet} = 0,818 - 0,02 - 0,01 = 0,788$$

Rendement interieur de la turbine :

$$\eta_{iT} = \eta_{iet} (1 - \xi_v) \mu$$

$\mu = 1,05$: coef. d'auto. surcharge haute condition.

$$\eta_{iT} = 0,788 (1 - 0,106) \cdot 1,05 (1 - 3k)$$

$3k = 0$, vapeur surchauffée.

Rendement effectif (global) de la turbine

$$\eta_{et} = \eta_{iT} (1 - 3f_e) \cdot \eta_m$$

$3f_e$ = coefficient des pertes (fuite par le tambour d'équilibrage).

$3f_e = 0,05$, afin de limiter la longueur du tambour d'équilibrage.

Le rendement mécanique

$$\eta_m = 0,98, \eta_m \in (0,98 \div 0,99), P > 15 \text{ MW} \quad [1]$$

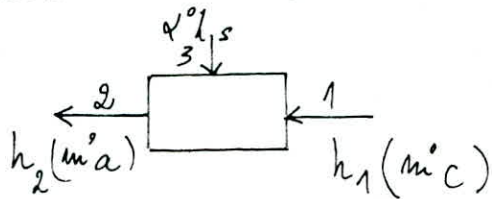
$$\eta_{et} = 0,8186 (1 - 0,05) \cdot 0,98 = 0,7621$$

$$G_h = \dot{m}_0^{3600} = \frac{860 \cdot 17,14}{0,7621 \cdot \Delta H_h} = \frac{860 \cdot 17 \cdot 10^3}{0,7621 \cdot 228,33} = 84709,93 \text{ Kg/d.}$$

$$\dot{m}_0 = 23,53 \text{ Kg/p.}$$

cas d'un (ou) seul soutirage :-

$$\dot{m}_0 = \frac{P}{\eta_{et.c} \cdot 4,18 \cdot 10^3 (h_0 - h_c)} = 23,53 \text{ Kg/d}$$



$$\dot{m}_c = \dot{m}_a - \dot{d}$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_0 - \dot{d} \beta$$

$$\dot{d} h_s + \dot{m}_c h_1 = \dot{m}_a h_2$$

$$\dot{d} = \frac{\dot{m}_a (h_2 - h_1)}{h_s - h_1}$$

$$\dot{d} = \frac{\dot{m}_0 (h_2 - h_1)}{(h_s - h_1) - (1 - \beta)(h_2 - h_1)}$$

$$h_c = 599,5 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$h_0 = 805 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_1 = 65 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$h_2 = 192 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$h_s = 679 \text{ Kcal/Kg.}$$

$$\beta = 0,6131$$

$$\dot{d} = 23,53 (127)$$

$$(679 - 65) - (1 - 0,6131)(127)$$

$$= 5,29 \text{ Kg/d}$$

$$\dot{m}_a = 23,53 + 5,29 (1 - 0,6131)$$

$$= 25,57 \text{ Kg/d}$$

$$\dot{m}_c = 25,57 - 5,29 = 20,28 \text{ Kg/d}$$

$$\dot{d} = 20\%$$

La valeur de $\dot{d} = 20\%$ est obtenue après avoir changé le point de soutirage.

.../...

Calcul du rendement thermique :-

Le rendement thermique a pour expression, voir fig(3)

$$\begin{aligned} \eta_{Th} &= \frac{m_a(h_o - h_s) + m_c(h_s - h_c)}{m_a(h_o - h_2)} \\ &= \frac{25,57(805 - 679) + 20,28(679 - 599,5)}{25,57(805 - 192)} \\ &= 0,308 \end{aligned}$$

$$\eta_{Th} = 30,8\%$$

VII ANALYSE DES PERTES :-

La turbine à vapeur présente de différentes pertes affectant le travail utile fourni par le fluide, on s'intéresse particulièrement dans cette étude aux pertes de la turbine fonctionnant dans les conditions auxquelles elle a été adaptée. On classe habituellement les pertes en pertes à l'admission, en pertes externes et internes.

• Pertes internes:

- Pertes par frottement dans les distributeurs :

$$h_d = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) V_1^2 \cdot \frac{A}{2g}$$

- Pertes par frottement dans les roues mobiles.

$$h_r = \frac{A}{2g} \left[\frac{1}{\psi^2} - 1\right] W_2^2$$

- Pertes par injection partielle.

Les turbines affectées par cette perte sont les turbines à action ou à roue CURTISS car on a la possibilité de l'injection partielle (voir roue curtiss, details.)

- Pertes par fuites internes: Les fuites de vapeur tendent à se produire entre la partie centrale des diaphragmes et moyeux du disque, pour cela il est nécessaire de prévoir des systèmes d'étanchéité.

l'expression du coefficient de pertes est donné par

$$\sum f_i = 1,7d \cdot \frac{S^{1,4}}{l} \quad [5]$$

s : jeu radial

l : longueur d'aubage.

- Pertes par frottement de disque :

Il est physiquement évident que la puissance $W_{f,d}$ nécessaire à l'entretien de la rotation d'un disque, dans un fluide ambiant, dépend de son diamètre extérieur ϕ , de sa vitesse périphérique U et de la masse volumique ρ du fluide, qui a pour expression :-

$$W_{f,d} = K \phi^2 \rho U^3$$

K dépend de: i) la forme du disque.

ii) de l'état de surface.

iii) des caractéristiques de la vapeur.

STODOLA qui a fait de nombreuses expériences sur cette question a proposé plusieurs formules.

L'une des plus utilisées est la suivante:

$$W_{f,d} = 3 \cdot 10^{-7} \phi^{1,4} U^{2,8} \rho \quad \text{en Kcal/s} \quad [6].$$

- Pertes par humidité de vapeur :-

Dans une turbine à condensation, la détente est suffisamment poussée ce qui favorise, à partir d'un point de la turbine, la saturation de la vapeur, les gouttelettes d'eau ainsi formées viennent se heurter entre les bords d'attaques des aubes et accentuent les pertes.

- Pertes par vitesse restante (entre étages).

Une orientation convenable de l'entrée de la grille fixe entraîne la récupération d'une fraction importante de l'énergie cinétique disponible à la sortie de l'étage précédent. Au niveau d'un étage à réaction, la récupération est presque totale, elle est un peu plus faible pour un étage à action.

Les pertes par vitesse restante sont exprimées par la relation : $h_{vres} = (1-m) \frac{AV^2}{2g}$ où m = coefficient de récupération.

• Pertes externes :

- Pertes par frottement à l'admission :-

Dans les conduites d'admission et au niveau des soupapes de réglage, il existe des pertes dues principalement aux frottements à la vanne d'entrée qui sont évalués à :

$$\Delta P = (3 \div 4) \% \cdot P_0 \quad [1]$$

$$P'_0 = [1 - (0,03 \div 0,04)] \cdot P_0$$

à P'_0 correspond h'_0 , et à P_0 correspond h_0 .

d'où le coefficient de pertes à l'admission $\left\{ \begin{array}{l} \\ \text{vanne} \end{array} \right.$

$$\left\{ \begin{array}{l} \\ \text{vanne} \end{array} \right. = \frac{h_0 - h'_0}{h_0}$$

- Pertes à l'échappement :-

À la sortie de la turbine, la vapeur possède une vitesse $V_2 = V_{\text{sortie}}$ non nulle qui il ne pourrait y avoir

écoulement de la veine.

Cette vitesse qui se dissipe sous forme de remous dans le fond d'échappement entraîne une perte égale à :-

$$\frac{A}{2g} \cdot V_s^2 \quad \text{Kcal/Kg}$$

La récupération de vitesse rotante exige des considérations de poids et de prix.

- Pertes par fuites externes: -

Elles sont dues aux fuites aux sorties de l'arbre à travers l'enveloppe, aux frottements des paliers et à l'entraînement des organes de régulation dans le cas des turbines à condensation où la pression à l'échappement est inférieure à celle de l'atmosphère, il est nécessaire d'éviter les rentrées d'air à travers le joint à labyrinthe en envoyant de la vapeur sous une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique.

VIII CALCUL DE DISPOSITION

La turbine étudiée comporte un corps MP à simple flux et un corps BP à double flux. En tête de la partie MP, on a une roue CURTISS. voir schéma fonctionnel L 2.

La chute totale $\begin{cases} \Delta H_{th} = 228,33 \text{ Kcal/Kg} \\ \Delta H_r = 205,5 \text{ Kcal/Kg} \end{cases}$.

CORPS MP

La vapeur se détend du point 0 au point de soutirage:

| | T(°c) | P(b) | h (Kcal/kg) |
|---------|-------|-------|-------------|
| Point 0 | 460 | 21,12 | 805 |
| Point 5 | 200 | 2,3 | 675 |

L'ordre de grandeur de la chute d'enthalpie est assez importante $\Delta H_{th}(MP) \approx 140 \text{ Kcal}$, d'où la nécessité de l'emploi d'une roue CURTISS en tête dans laquelle la chute d'enthalpie peut atteindre des valeurs considérables bien plus importantes que celles qu'on pourrait obtenir dans un élément simple de la turbine.

L'autre partie se compose de 08 étages à action, voir planche (T001)

1 - Etage CURTISS sans détente en dehors de la tuyère

La détente se fait entièrement dans les tuyères, elle obéit à

.../...

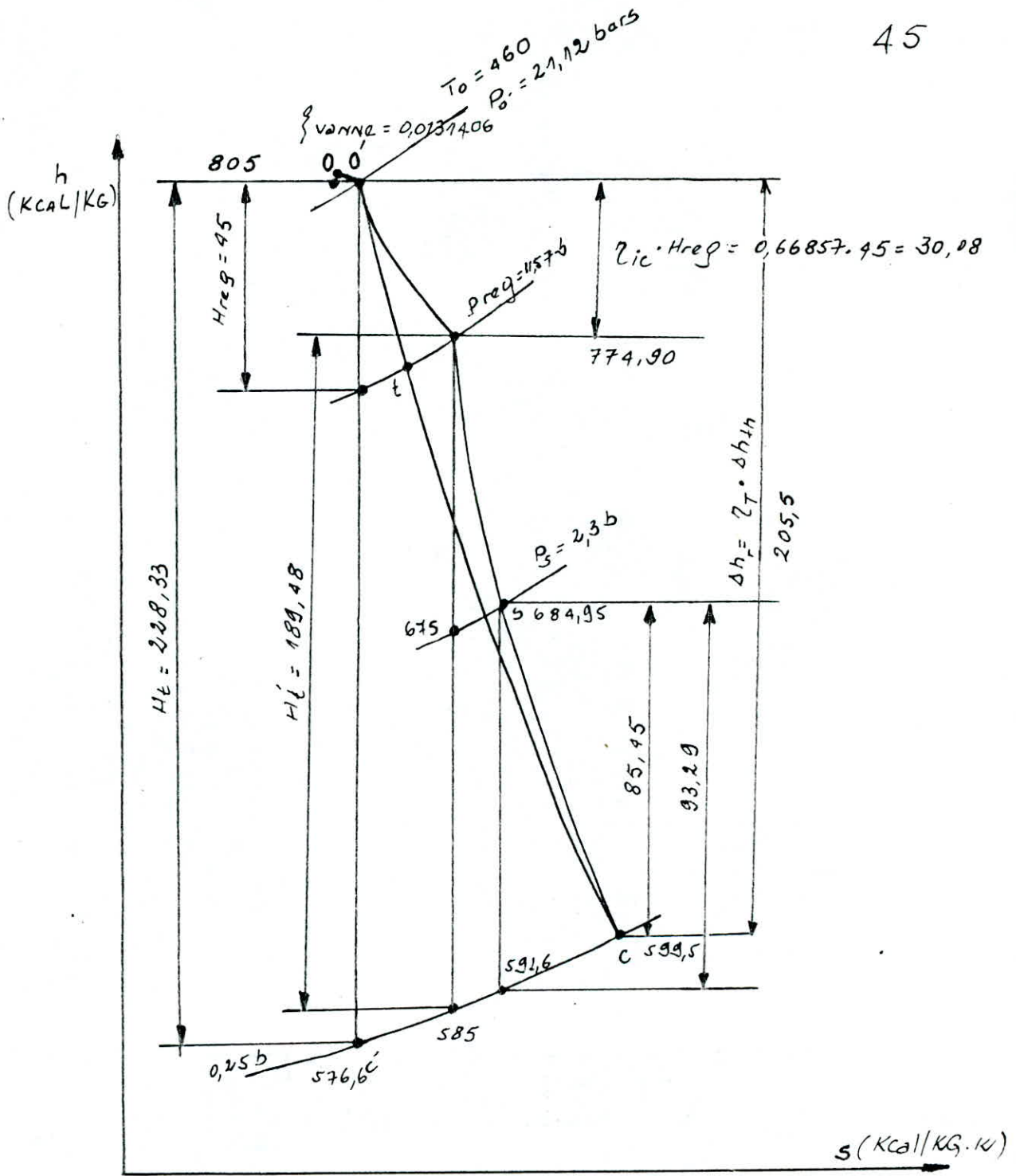
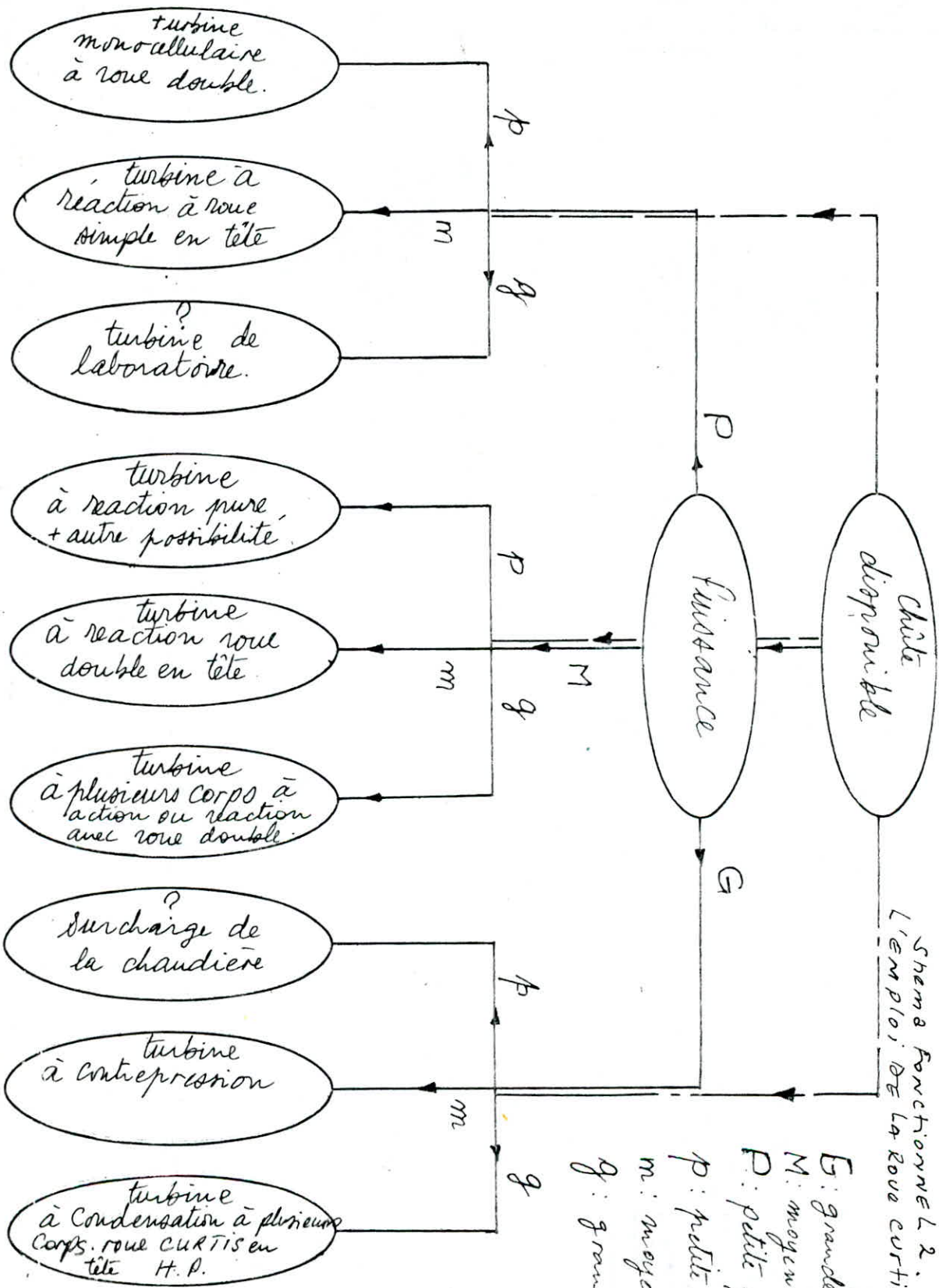
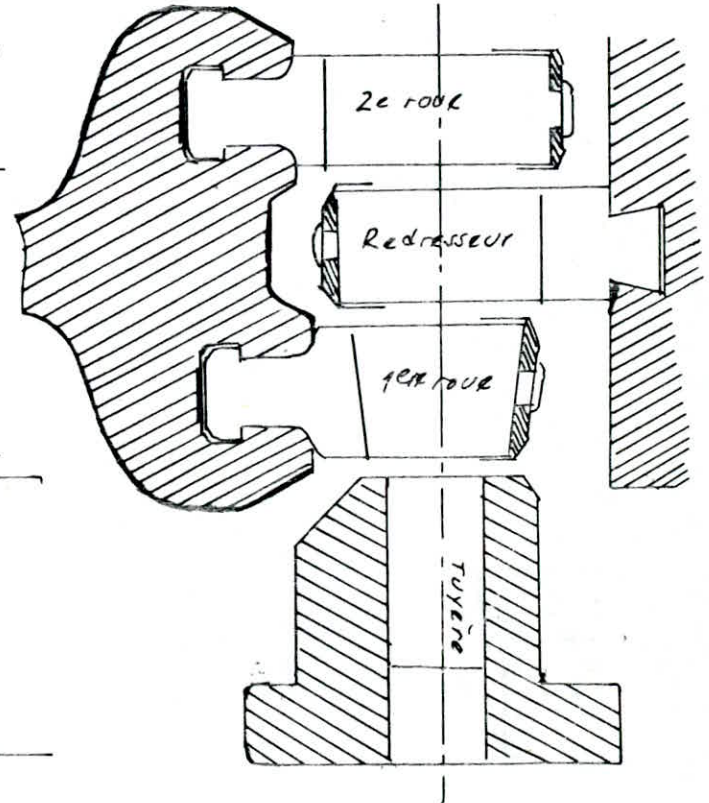
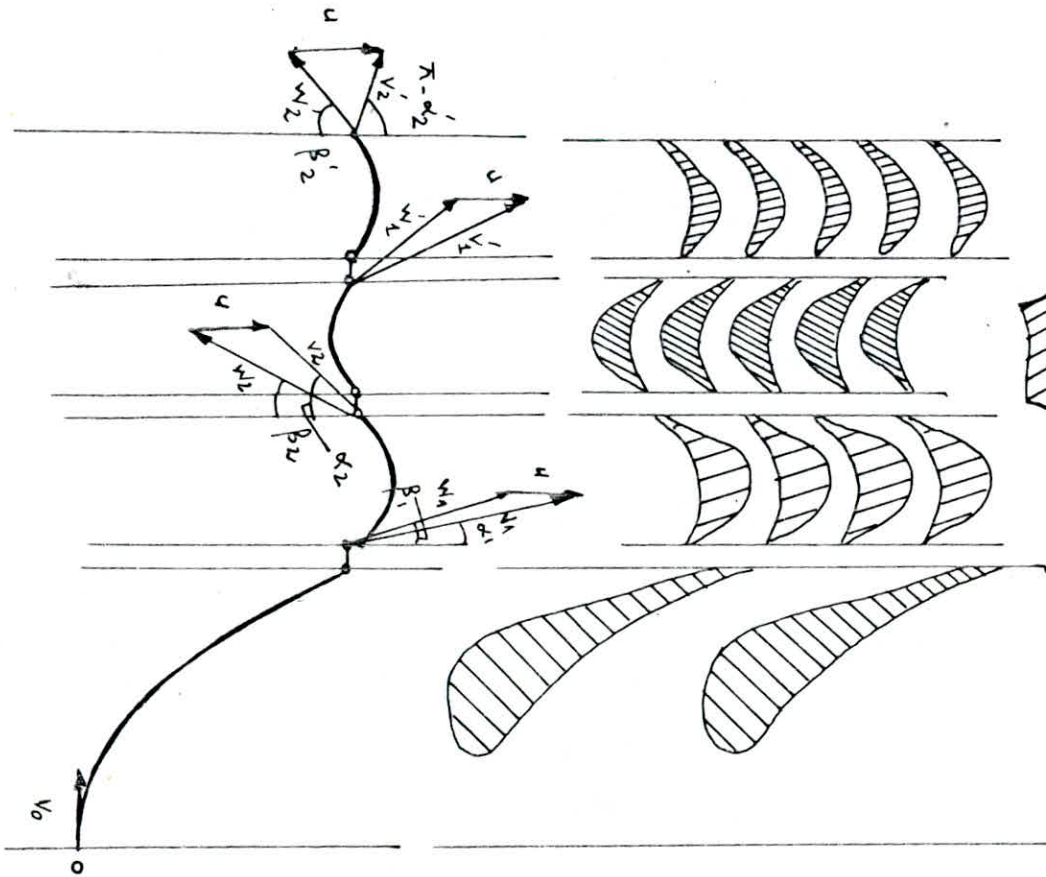


Fig (9)
 Representation des differents points
 d'après le diagramme de MOLLIER.



Schema Fonctionnel 2.
L'emploi de la roue CURTIS.

- E: grande puissance
- M: moyenne puissance
- P: petite puissance
- p: petite chute
- m: moyenne chute
- q: grande chute



v = vitesse absolue fig 1) ROUE CURTIS
 w = vitesse relative
 u = vitesse periphérique Représentation des triangles de vitesse

l'équation $V_1 = \varphi \cdot 91,53 \sqrt{\Delta H \text{ req}}$ $\varphi^d = \eta_T$

Le rôle des aubages mobiles est de redresser le flux de vapeur sans modifications importantes de ses caractéristiques et sans compensation de frottement. Le jet de vapeur à la sortie de la tuyère acquiert une énergie cinétique ainsi qu'une direction convenable pour attaquer les ailettes mobiles.

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{V_1 \sin \alpha}{V_1 \cos \alpha - U}$$

Dans la 1^{ère} couronne en rotation avec une vitesse d'entraînement U , le fluide prend une vitesse relative à l'entrée w_1 à cause des frottements; la vitesse relative à la sortie est devenue: -

$$w_1 = V_1 \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$$

$$w_2 = \psi_1 \cdot w_1$$

$$\psi_1 = f(\beta_1 + \beta_2) \text{ voir diagramme de WAGNER.}$$

$$\text{tg } \alpha_2 = \frac{w_2 \sin \beta_2}{w_2 \cos \beta_2 - U}$$

$$V_2 = \frac{w_2 \sin \beta_2}{\sin \alpha_2}$$

Le redressement de V_2 dans l'aubage fixe donne lieu à un ralentissement de coefficient $\varphi' = f(\alpha_1 + \alpha_1')$, qui doit satisfaire aux équations qui tiennent compte de ce que $dp = 0$, on aura donc: $V_1' = \varphi' V_2$

.../...

$$\operatorname{tg} \beta'_1 = \frac{V'_1 \sin \alpha'_1}{V'_1 \cos \alpha'_1 - U}$$

Injecté dans la deuxième couronne mobile, le fluide y prend à l'entrée une vitesse relative w'_1 .

À la sortie, la vitesse relative est devenue w'_2 , inférieure à w'_1

$$w'_1 = V'_1 \frac{\sin \alpha'_1}{\sin \beta'_1} \quad (1)$$

$$w'_2 = \Psi' w'_1$$

$$\Psi' = f(\beta'_1 + \beta'_2)$$

$$\operatorname{tg} (180 - \alpha'_2) = \frac{w'_2 \cdot \sin \beta'_2}{U - w'_2 \cos \beta'_2} \quad (2)$$

d'où α'_2

$$V'_2 = \frac{w'_2 \cdot \sin \beta'_2}{\sin (180 - \alpha'_2)} \quad (3)$$

2. Choix de la chute:

La tuyère à construire sera convergente, car elle présente un écoulement subsonique et une simplicité de construction

$$\frac{P_{col}}{P_0} = \left[\frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad [1]$$

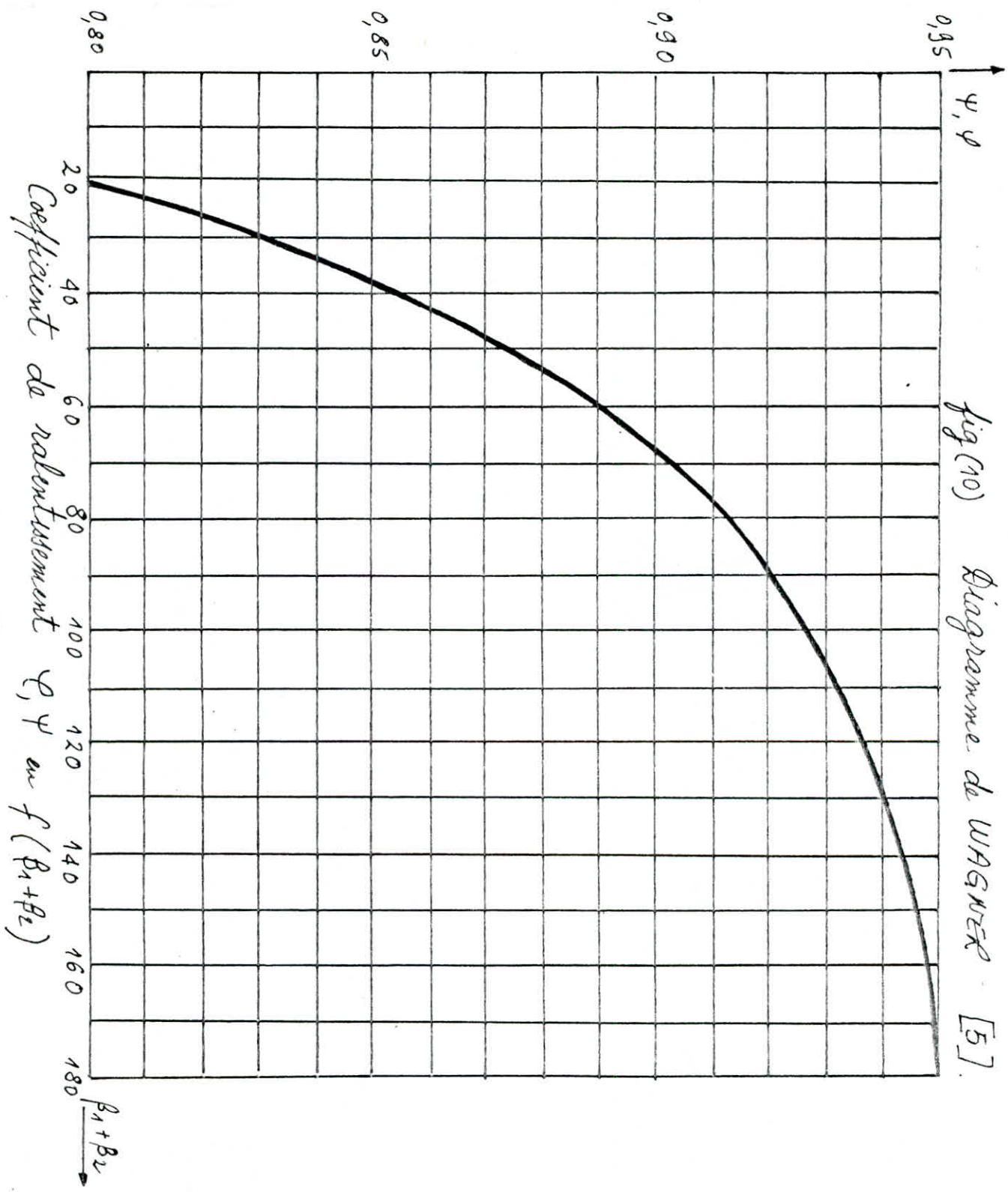
L'injection partielle se passe dans le domaine de vapeur surchauffée: $\gamma = 1,3$ (vapeur surchauffée)

$$\frac{P_{col}}{P_0} = 0,546 \text{ sans perte}$$

$$P_{col} = P_0 \cdot 0,546$$

$$P_{rz} = P_0 \cdot 0,548 \text{ (avec perte.)}$$

.../...



Du diagramme de MOLLIER on tire la valeur de Δh_{reg} (isentropique.)

$$\Delta h_{reg} = 45 \text{ KCal/Kg,}$$

qui représente une chute de 30% de la chute totale.

3- Choix des angles :-

Deux dispositions extrêmes existent :-

- Première disposition.

Les aubages de la roue et du redresseur sont symétriques

$$\beta_1 = \beta_2, \quad \alpha'_1 = \alpha'_2, \quad \beta'_1 = \beta'_2$$

Cette disposition présente les inconvénients suivants :-

• $V(2u)$ (projection de V_2 sur U) diminue très rapidement et tend à devenir négative.

• Répartition très inégale des puissances sur chaque couronne d'aubes.

- deuxième disposition :

Roue et redresseur sont à aubages dissymétrique et angles de sortie égaux.

$$\alpha_1 = \beta_2 = \alpha'_1 = \beta'_2$$

Le rendement est amélioré mais il y'a exagération de la hauteur d'aube à la sortie. Pratiquement, on se tient entre les deux dispositions en se basant sur les études faites expérimentalement dans le choix de ces angles,

.../...

Roue CURTISS pour $L'_2/L_t = 2$

[5]

L'_2 : Longueur à la sortie de la 2^{ème} roue.

L_t : Longueur de la tuyère.

Rendement utile et angles en fonction du rapport V_1/U

| α_1 \ V_1/U | | 3,8 | 3,9 | 4,0 | 4,1 | 4,2 | 4,3 | 4,4 |
|----------------------|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 16° | β_2 | 18°45' | 18°37' | 18°28' | 18°21' | 18°13' | 18°06' | 18°00' |
| | α'_1 | 27°29' | 26°51' | 26°13' | 25°41' | 25°10' | 24°42' | 24°18' |
| | β'_2 | 57°10' | 54°48' | 52°18' | 49°57' | 47°38' | 45°38' | 43°44' |
| | η_u | 0,6893 | 0,6883 | 0,6872 | 0,6857 | 0,6837 | 0,6823 | 0,6784 |
| 17° | β_2 | 19°46' | 19°37' | 19°28' | 19°21' | 19°13' | 19°05' | 18°59' |
| | α'_1 | 28°35' | 27°55' | 27°18' | 26°45' | 26°14' | 25°45' | 25°20' |
| | β'_2 | 57°13' | 54°55' | 52°34' | 50°17' | 48°08' | 46°11' | 44°22' |
| | η_u | 0,6913 | 0,6905 | 0,6893 | 0,6877 | 0,6856 | 0,6836 | 0,6802 |
| 18° | β_2 | 20°47' | 20°37' | 20°28' | 20°20' | 20°12' | 20°04' | 19°58' |
| | α'_1 | 29°42' | 29°00' | 28°24' | 27°50' | 27°18' | 26°49' | 26°22' |
| | β'_2 | 57°15' | 55°01' | 52°50' | 50°37' | 48°38' | 46°44' | 45°00' |
| | η_u | 0,6934 | 0,6928 | 0,6914 | 0,6898 | 0,6876 | 0,6850 | 0,6821 |

TABLEAU n° 4

en vue d'une optimisation du rendement utile (η_u) de la roue CURTISS.

Le tableau (4) nous donne les différents angles et le rendement utile en fonction du rapport V_1/U , ceci pour une roue CURTIS dont le rapport des longueurs d'aubages $\frac{l'_2}{l_1} = 2$.

4- Choix du rapport ξ et l'angle α_1 .

Pour des angles α_1 relativement petits, on obtient de bons rendements utiles.

On prend $\alpha_1 = 17^\circ$, de la fig (11) donnant η_u en fonction de ξ pour $\alpha_1 = 17^\circ$, on tire le ξ_{optimum} pour lequel la vitesse V'_2 sort perpendiculairement à la couronne ($\alpha'_2 \approx 90^\circ$).

$$\text{on prend } \xi = \frac{u}{V_1} = 0,238$$

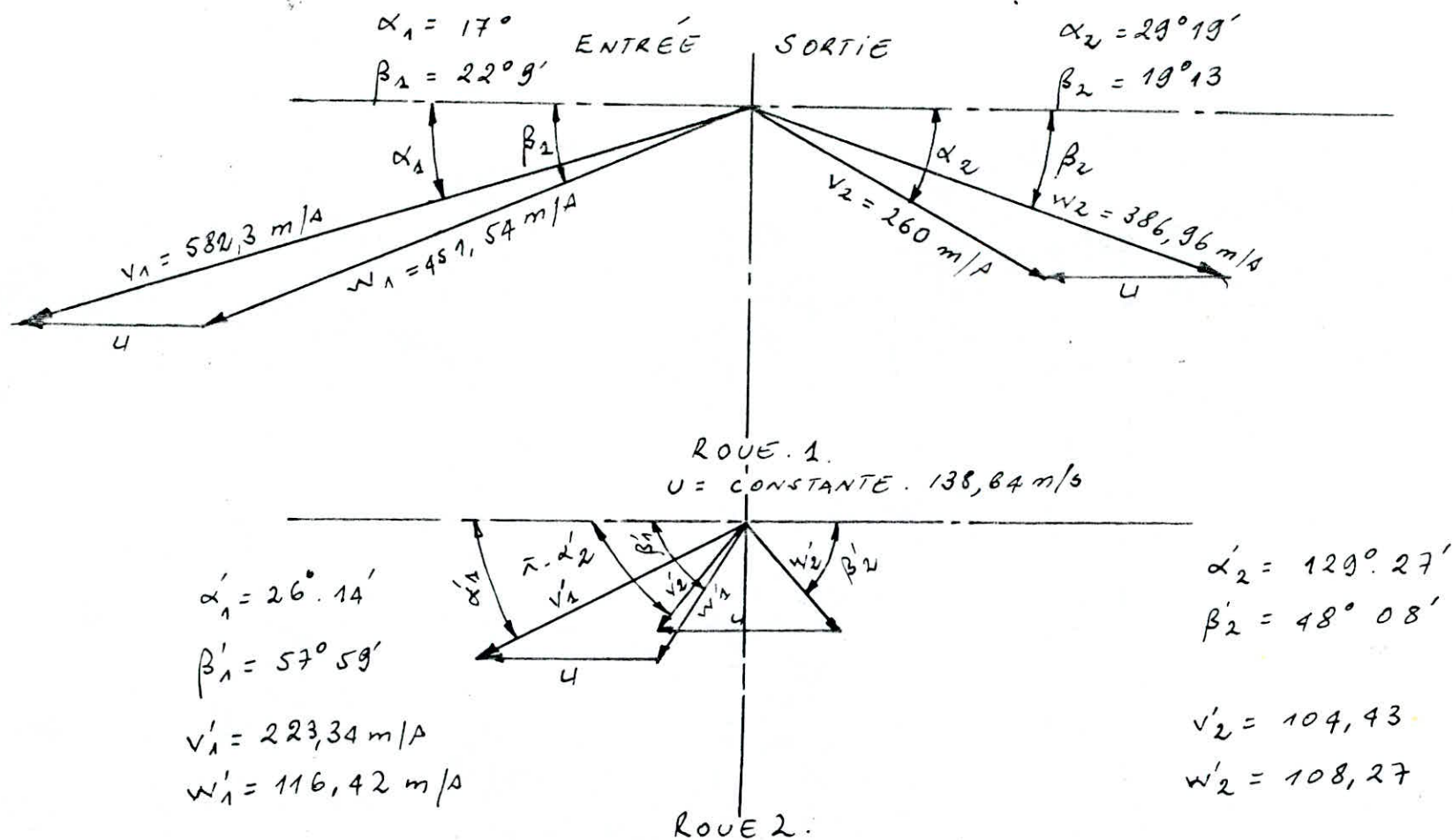
$$\frac{V'_1}{U} = 4,2$$

$$\text{d'où } U = \frac{V_1}{4,2}, \quad U < 260 \text{ m/s.} \quad [6]$$

$$D \text{ (m)} = 60 U / \pi N$$

Pour les résultats, voir

fig (12)



Echelle : 1/50 FIG(12) TRIANGLES DES VITESSES
 (ROUE CURTIS)

5- Les pertes dans la roue CURTISS.

• pertes dans les tuyères :

$$h_t = (1 - \psi^2) \Delta H_{\text{req}} = (1 - 0,9) \cdot 45$$

$$h_t = 4,5 \text{ Kcal/Kg.}$$

• pertes dans la première roue.

$$h_{I} = \frac{A}{2g} (W_1^2 - W_2^2) = \frac{A}{2g} (1 - \psi^2) W_1^2; \quad A = \frac{1}{427}$$

$$h_{Ir} = \frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,8} \cdot (1 - 0,857^2) \cdot 451 \cdot 54.$$

$$h_{Ir} = 6,46 \text{ Kcal/Kg.}$$

• pertes dans le redresseur : -

$$h_{\text{red}} = \frac{A}{2g} (V_2^2 - V_1^2) = \frac{A}{2g} (1 - \psi'^2) V_2^2$$

$$= \frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,8} (1 - 0,859) 260$$

$$h_{\text{red}} = 2,1144 \text{ Kcal/Kg.}$$

• pertes dans la 2^{ème} roue :

$$h_{IIr} = \frac{A}{2g} (W_1'^2 - W_2'^2) = \frac{A}{2g} (1 - \psi'^2) W_1'^2$$

$$= \frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,8} (1 - 0,93^2) \cdot 116,42^2$$

$$h_{IIr} = 0,21 \text{ Kcal/Kg.}$$

• pertes par vitesse restante

$$h_{V_{\text{rest}}} = \frac{A}{2g} V_2'^2 = \frac{1}{427 \cdot 2 \cdot 9,8} \cdot 104,43^2$$

$$h_{V_{\text{rest}}} = 1,3 \text{ Kcal/Kg}$$

.../...

• somme des pertes dans la roue CURTISS

$$\Sigma h_c = h_t + h_{Ir} + h_{red} + h_{v_{rest}}$$

$$\Sigma h_c = 14,58 \text{ KCal/Kg.}$$

Le rendement utile de la roue CURTIS.

$$\eta_u = \frac{\Delta h_{reg} - \Sigma h_c}{\Delta H_{reg}} = \frac{45 - 14,58}{45}$$

$$\eta_u = 0,676$$

6- Longueur d'aubages.

- Les tuyères:

les tuyères sont convergentes

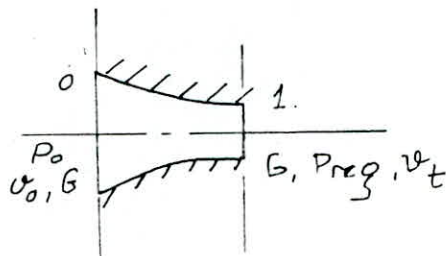
$$\frac{G}{S_T} = \Psi_{max} \sqrt{\frac{10^4 \cdot P_0}{v_0}} \quad [1]$$

Le minimum de S_T a lieu pour $\Psi_{max} = 2,03$
vapeur surchauffé [1]

$$S_T = \frac{G}{\Psi_{max} \sqrt{P_0 \cdot v_0^{-1} \cdot 10^4}}$$

$$= \frac{25,57}{2,03 \sqrt{21,12 \cdot 10^4 \cdot 0,151^{-1}}}$$

$$S_T = 10,65 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$



On adopte $l_t = 30 \text{ mm}$: longueur radiale de la tuyère,
la longueur $b_t = (0,6 \div 0,7) l_t$ [5]

$$b_t = 0,667 l_t \Rightarrow b_t = 20 \text{ mm}$$

La section au col d'une tuyère:

$$s_t = l_t \cdot b_t \\ = 20 \cdot 30 = 600 \text{ mm}^2$$

$$s_t = 600 \text{ mm}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Le nombre de tuyère } z'_t &= \frac{S_T}{s_t} \\ &= \frac{10,65 \cdot 10^{-3} \cdot 10^6}{600} \\ &= 17,75 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow z'_t = 18.$$

On fait une correction de b_t :

$$s'_t = \frac{S_T}{z} = \frac{10,65 \cdot 10^{-3}}{18}$$

$$s'_t = 591,16 \text{ mm}^2$$

$$b'_t = \frac{s'_t}{l_t} = \frac{591,16}{30}$$

$$b'_t = 19,722 \text{ mm}.$$

$$\frac{b'_t}{l_t} = \frac{b'_t}{30} = 0,657 \Rightarrow b'_t = 0,657 l_t \quad (0,6 \div 0,7) l_t$$

$$\varepsilon = \frac{z(b_t + g)}{\pi D \text{ eq blind}}$$

$$g = 1,2 \div 1,6 \text{ mm soit } g = 1,2 \text{ mm}$$

$$\Sigma = \frac{18(19,722 + 1,2)}{\pi \cdot 0,8826 \text{ sur } 17}$$

$$\Sigma = 0,465 < 0,5 \text{ (air en de montage.)}$$

. pertes par frottement et ventilation.

Certaines aubes mobiles ne sont pas alimentées, elles brassent la vapeur à la manière d'un ventilateur.

Il y a des relations qui donnent les pertes par frottement et par ventilation.

STODOLA a donné une relation empirique pour calculer les pertes. La puissance ainsi perdue est caractérisée par :

$$N_{fV} = \alpha_1 \left[1,46 D^2 + 0,83 (1 - \Sigma) D L^{1,5} \right] \frac{U^3}{v \cdot 10^6} \quad [5]$$

$$D = D_{reg} = 0,8826 \text{ m}$$

$$L = 1,5 L_f = 4,5 \text{ cm}$$

$$v = v_{reg} = 0,2586 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\alpha_1 = 1,2 \text{ (vapeur surchauffée)}$$

$$U \text{ (m/s)} \quad N_{fV} = 32,26 \text{ CV}$$

$$AL_{fV} = \frac{75 N_{fV}}{427 G} \quad [5]$$

$$AL_{fV} = 0,221 \text{ Kcal/Kg}$$

Perte sur le rendement

$$\Sigma_{fV} = \frac{AL_{fV}}{H_{reg}} = \frac{0,221}{45} = 0,005$$

.../...

Le rendement utile pour $\alpha_1 = 17^\circ$ et $\frac{V}{u} = 4,2$ est donné par le tableau (4)

$$\eta_u = 0,6856,$$

d'où le rendement intérieur de la roue CURTISS

$$\eta_{ic} = \eta_u - 3\phi_u$$

8- Calcul de l'étage CURTISS $\eta_{ic} = 0,6806$.

8,1 - 1^{ère} roue:

l_2 : longueur d'aubage à la sortie de la 1^{ère} roue.

d'équation de continuité pour la sortie de la 1^{ère} roue: -

$$G \cdot V_{IR} = \sum \pi D_{eq} \cdot l_2 \tau_1 w_2 \sin \beta_2 \quad [5]$$

$$l_2 = \frac{G \cdot V_{IR}}{\sum \pi D_{eq} \cdot \tau_1 \cdot w_2 \sin \beta_2} \quad (m)$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{\Delta t_2}{t_2}$$

$$\Delta t_2 = \frac{g}{\sin \beta_2}$$

$$g = 0,5 + 0,6 \text{ mm soit } g = 0,6 \text{ mm.}$$

$$t_2 = \frac{B}{2 \sin(\beta_1 + \beta_2)}$$

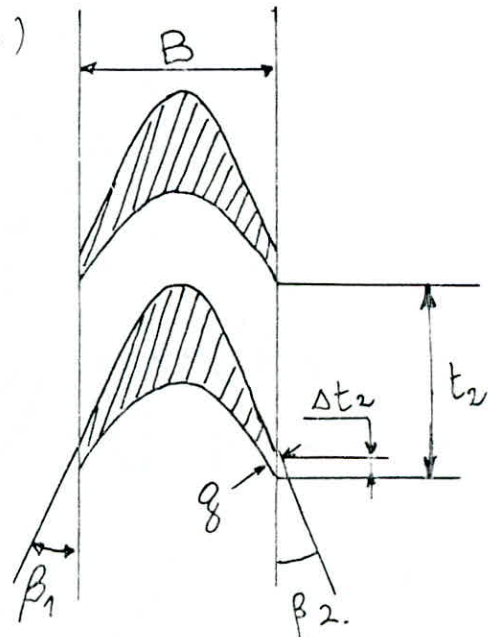
$$\left. \begin{array}{l} B > 20 \text{ mm} \\ B > \frac{l_2 \text{ (mm)}}{10} \end{array} \right\} \text{deux conditions.}$$

généralement $B = 25 \text{ mm}$, pour la 1^{ère} roue:

$$\tau_1 = 1 - \frac{2g \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2)}{B \sin \beta_2}$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{2 \cdot 0,6 \cdot \sin(41,36)}{25 \cdot \sin 19,216}$$

$$\tau_1 = 0,9036$$



$$l_2 = \frac{25,57 \cdot 0,2586}{0,464 \cdot \pi \cdot 0,5826 \cdot 0,9036 \cdot 386,96 \cdot \sin(19,216)}$$

$$l_2 = 44,68 \text{ mm.}$$

$$\text{le pas } t_2 = \frac{B}{2 \sin(\beta_1 + \beta_2)} = \frac{25}{2 \sin(41,36)}$$

$$t_2 = 18,91$$

le nombre d'aubes :-

$$Y_{IG} \cdot \frac{\pi D}{t_2} = \frac{\pi \cdot 0,8826}{18,91 \cdot 10^{-3}}$$

$$Y_{IG} = 146,57.$$

Correction du nombre d'aubes (indice de correction).

$$Y'_{IG} = 147$$

$$t'_2 = \frac{\pi D}{Y'_{IG}} = \frac{\pi \cdot 0,8826}{147}$$

$$t'_2 = 18,853 \times 10^{-3}$$

$$B' = t'_2 \cdot 2 \sin(\beta_1 + \beta_2) = 18,853 \cdot 2 \sin(41,36)$$

$$B' = 24,95 \text{ mm.}$$

$$Z'_1 = 1 - \frac{2g \sin(\beta_1 + \beta_2)}{B \sin \beta_2}$$

$$Z'_1 = 0,9033 \text{ mm.}$$

remarque: Cette méthode de correction est valable pour toute la turbine.

8,2 redresseur :

l_{red} : longueur d'aubage à la sortie du redresseur.

l'équation de continuité à la sortie du redresseur : -

$$G_{Vred} = \Sigma \pi D_{reg} \cdot l_{red} \cdot \zeta_{red} \cdot V_1' \sin \alpha_1' \quad [5]$$

$$l_{red} = \frac{G_{Vred}}{\Sigma \pi D_{reg} \cdot \zeta_{red} \cdot V_1' \sin \alpha_1'}$$

$$\zeta_{red} = 1 - \frac{\Delta t_{red}}{t_{red}}$$

$$\Delta t_{red} = 1 - \frac{g}{\sin \alpha_1'} ; g = 0,5 \div 0,7, \text{ soit } g = 0,7 \text{ mm.}$$

$$t_{red} = \frac{B}{2 \sin (\alpha_1 + \alpha_1')} ; B = 20 \text{ mm.}$$

$$\zeta_{red} = 1 - \frac{2 \cdot 0,7 \sin (29,32 + 26,233)}{20 \sin (26,233)}$$

$$\zeta_{red} = 0,869$$

$$l_{red} = \frac{25,57 \cdot 0,2854}{0,464 \cdot \pi \cdot 0,8826 \cdot 0,869 \cdot 223,34 \sin 26,233}$$

$$l_{red} = 66,15 \text{ mm.}$$

$$t_{red} = \frac{20}{2 \sin (29,32 + 26,233)}$$

$$t_{red} = 12,12 \text{ mm.}$$

le nombre d'aubes :

$$Y_{red} = \frac{\Sigma \pi \cdot D}{t_{red}} = \frac{0,5 \cdot \pi \cdot 0,8826}{12,12} ; \varepsilon = 0,5 \text{ (injection partielle)}$$

$$Y = 114$$

8,3-2^{ème} roue: -

l'_2 : longueur d'aubage à la sortie de la 2^{ème} roue.

$$G \cdot V_{IIr} = \sum \pi \cdot D_{reg} \cdot l'_2 \cdot \tau_2 \cdot W'_2 \cdot \sin \beta'_2 \quad [5]$$

$$l'_2 = \frac{G \cdot V_{IIr}}{\sum \pi \cdot D_{reg} \cdot \tau_2 \cdot W'_2 \cdot \sin \beta'_2}$$

$$\tau_2 = 1 - \frac{\Delta t'_2}{t'_2}$$

$$\Delta t'_2 = \frac{z}{\sin \beta_2}, \quad z = 0,6 \div 0,7 \text{ m}, \quad \text{but } z = 0,7 \text{ mm.}$$

$$B = 20 \text{ mm.}$$

$$\tau_2 = 1 - \frac{2z \sin(\beta'_1 + \beta'_2)}{B \sin \beta'_2} = 1 - \frac{2 \cdot 0,7 \cdot \sin(57,99 + 48,13)}{20 \cdot \sin(48,13)}$$

$$\tau_2 = 0,909.$$

$$l'_2 = \frac{25,57 \cdot 0,2869}{0,464 \cdot \pi \cdot 0,8826 \cdot 0,909 \cdot 108,27 \cdot \sin 48,13}$$

$$l'_2 = 77,84.$$

$$t'_2 = \frac{B}{2 \sin(\beta'_1 + \beta'_2)} = \frac{20}{2 \sin(57,99 + 48,13)}$$

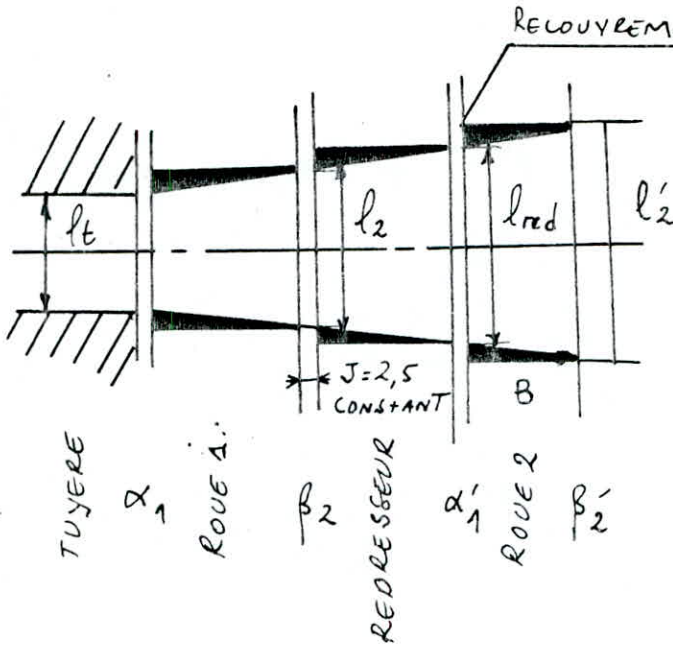
$$t'_2 = 10,4$$

le nombre d'aubes: -

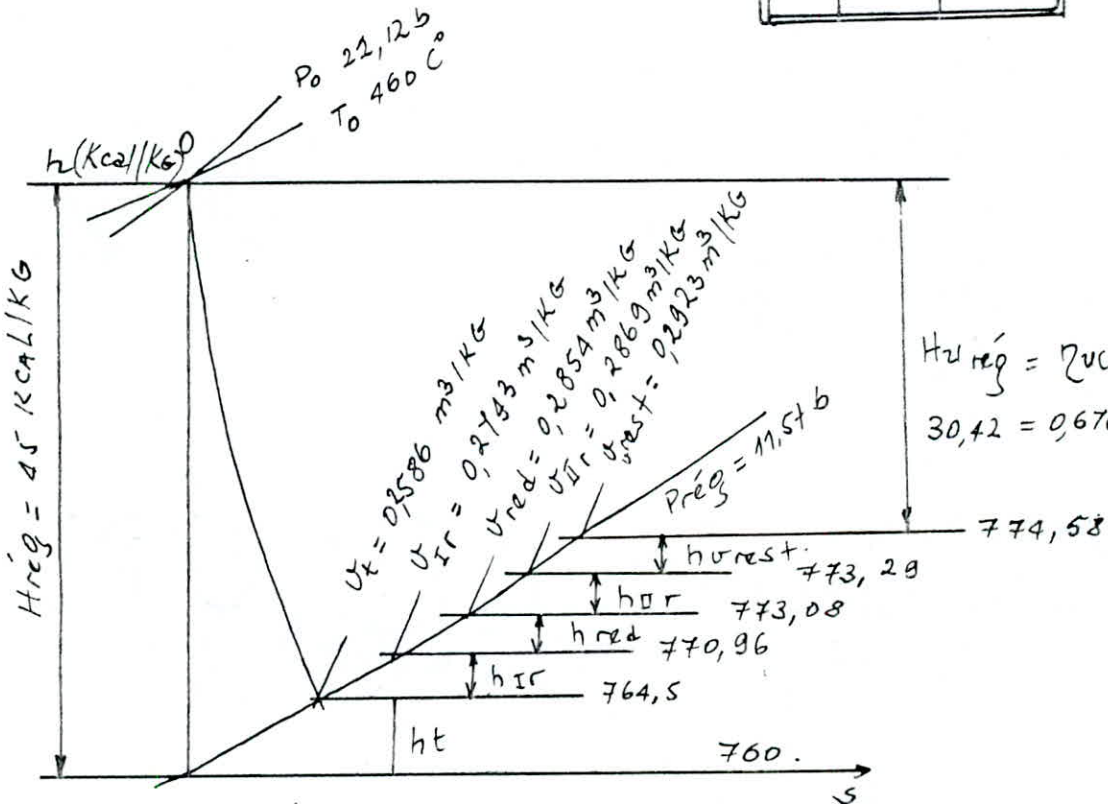
$$Y_{IIr} = \frac{\pi D_{reg}}{t'_2} = \frac{\pi \cdot 0,8826}{10,4}$$

$$Y_{IIr} = 266.$$

.../...



| | B (mm) | l (mm) |
|--------|--------|--------|
| TUYERE | 20 | 30 |
| ROUE 1 | 25 | 44,68 |
| RED | 20 | 66,15 |
| ROUE 2 | 20 | 77,84 |



$$H_{u\text{ rég}} = \eta_{uc} \cdot H_{r\text{ég}}$$

$$30,42 = 0,676 \cdot 45 \text{ Kcal/Kg}$$

FIG (13) schéma de calcul des longueurs d'ouïrages et résultats

Reduction des pertes de frottement et de ventilation de la roue CURTISS.

Pour la partie où il n'y a pas injection, nous disposons un bac contre la ventilation permettant de réduire les pertes de moitié.

$$(0,5 - \varepsilon) + \frac{0,5}{2} = (0,75 - \varepsilon)$$

donc les pertes par ventilation sont

$$\alpha_1 \cdot 0,83 \cdot (0,75 - \varepsilon) D l^{1,5} \frac{U^3}{v \cdot 10^6} \quad [5]$$

$$\alpha_1 = 1,2 \text{ (vapeur surchauffée)}$$

$$D = 0,8826$$

$$\varepsilon = 0,464$$

$$U = 138,64 \text{ m/s}$$

$$l = l_m = \frac{l_2 + l'_2}{2} = \frac{4,468 + 7,784}{2}$$

$$l = 6,126 \text{ cm}$$

$$v = v_m = \frac{v_{I r} + v_{II r}}{2} = \frac{0,2793 + 0,2869}{2}$$

$$v = 0,2831$$

$$N'_{f v} = \alpha_1 [1,46 D^2 + 0,83 (0,75 - \varepsilon) D \cdot l^{1,5}] \cdot \frac{U^3}{v \cdot 10^6} \text{ (c.v.)} [5]$$

$$N'_{f v} = 48,73$$

$$A'_{f v} = \frac{75 \cdot N'_{f v}}{427 \cdot G} = \frac{75 \cdot 48,73}{427 \cdot 25,57}$$

.../...

$$A' L_{fv} = 0,3347$$

$$Z'_{fv} = \frac{\Delta L_{fv}}{H_{reg.}} = \frac{0,3347}{45}$$

$$Z'_{fv} = 0,00743$$

le rendement interieur de la roue CURTIS corrigé.

$$\eta_{is} = \eta_{uc} - Z'_{fv} = 0,676 - 0,00793$$

$$\eta_{is} = 0,66857$$

la puissance interieure de la roue CURTIS

$$N_{ic} = \frac{G \cdot H_{reg.} \cdot \eta_{ic}}{860} = \frac{25,57 \cdot 3600 \cdot 45 \cdot 0,66857}{860}$$

$$N_{ic} = 3220 \text{ KW.}$$

Remarques :

Le rendement utile est inférieur à celui des roues simples, mais les pertes par frottement de disques sont plus réduites. Ces pertes sont proportionnelles au poids spécifique de la vapeur.

Les fuites à la garniture d'admission sont proportionnelles à la pression au premier étage, avantage pour la roue double qui permet une chute de pression plus élevée.

.../...

10. Avantages pratiques :-

- Simplicité par la diminution de la longueur de la turbine
- la température et la pression tombent plus vite qu'avec une roue simple, intérêt au point de vue construction d'enveloppe.
- la surcharge est plus facile.

Inconvénients pratiques :-

En plus du rendement moindre, érosion du distributeur et des aubes due aux grandes vitesses de vapeur.

11- REDUCTION DE LA ROUE CURTISS AUX ETAGES A ACTION.

Pour un rendement utile globale acceptable, on prend pour toute la turbine un nombre de PARSONS $X = 1600$ en fonction de $\frac{u}{v_1} = 0,448$ et un coefficient d'auto surchauffe $\mu = 1,05$ [6].

$$(U_{reg}^2)_{red} = X H_{reg} \cdot \frac{\eta_{ic}}{\eta_{ict}} = 1600,45 \cdot \frac{0,6806}{0,788}$$

$$(U_{reg}^2)_{red} = 62186,802 \text{ (m/s)}^2$$

Pour la partie action :

$$(\Sigma U^2)' = X H_{th} - (U_{reg}^2)_{red} = 1,05 \cdot 1600 \cdot 228,3 - 61766,497$$

$$= 321407,6 \text{ (m/s)}^2$$

$$\mu' = \frac{\mu H_{th} - H_{reg}}{H'_{th}} = 1,027$$

$$H'_{th} = 180,48$$

$$X' = \frac{(\Sigma U^2)'}{\mu' H'_{th}} = \frac{321407,6}{1,02779 \cdot 189,48} = 1650,39$$

$$X = 1650,39$$

$$X' > X$$

Calcul du nombre d'étage, en utilisant les formules suivantes : -

$$D \gg \sqrt{\frac{240 \xi V G}{\xi \pi^2 N}} \quad () \quad [6].$$

///

$$\xi = 0,448$$

$$v = 0,9711$$

$$G = 25,57$$

$$\varepsilon = 0,2$$

$$n = \frac{(60)^2 \chi \cdot \Delta H r}{\pi N^2 D^2}$$

$$h < \frac{D}{5} \quad [5]$$

$$D \geq 766,79$$

$$U \leq 260 \text{ m/s}$$

$$D \leq \frac{60U}{\pi N} = 1,656 \text{ m}$$

d'où $n_{\min} = 2,18$

$$n_{\max} = 10,18$$

On prend un nombre d'étage = 8.

Recommandations : -

Les résultats obtenus dans les tableaux ne sont qu'une approche, car en fait les erreurs de lectures de valeurs telles que (v, h, ψ, ξ) ont une influence notable sur les rendements et puissances. On suggère de faire une étude relative à chaque paramètre en utilisant l'outil informatique.

12. calcul des étages à action.

Le fluide, ayant converti une part de son énergie thermique dans la roue CURTIS, poursuit la détente dans la partie à action du corps HP; la récupération de la vitesse restante étant nulle $m = 0$.

La chute isentropique étant répartie sur les 8 étages

$$\Delta h = \text{constante} = 12,4375 \text{ Kcal/Kg.}$$

la méthode de calcul à suivre :-

$$\varphi = f(\alpha'_2 + \alpha_1)$$

$$V_1 = \varphi \sqrt{V_2^2 \cdot m + 1380 \Delta h \text{ th}} \quad (\text{m/s})$$

$m = 0$ pour le 1^{er} étage

$$m = 0,92 \div 0,95$$

[2]

$m = 0,95$ pour les autres étages. (on a une récupération des vitesses restantes.)

$$U = \frac{\pi d N}{60} \Rightarrow \frac{U}{60 \cdot V_1} = \frac{\pi d N}{60 \cdot V_1}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{U}{V_1}}$$

$$W_1 = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_2} \cdot V_1 \quad (\text{m/s})$$

β_2 (voir tableau 6)

$$\psi = f(\beta_1 + \beta_2)$$

$$W_2 = \psi W_1 \quad (\text{m/s})$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{U}{W_2}} \quad \text{si} \quad \cos \beta_2 > \frac{U}{W_2}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sin \beta_2}{\frac{U}{W_2} - \cos \beta_2} \quad \text{si } \cos \beta_2 < \frac{U}{W_2}$$

$$V_2 = \frac{W_2 \sin \beta_2}{\sin \alpha_2}$$

La vitesse restante entre l'étage n est pas une perte, [2]
elle est récupérable.

$$h_{vr} = \frac{1}{8380} \cdot V_2^2 \quad (\text{Kcal/Kg.})$$

$$h_r = \frac{1}{8380} \left[\frac{1}{W_2^2} - 1 \right] W_2^2 \quad (\text{Kcal/Kg.})$$

$$h_{dis} = \frac{1}{8380} \cdot \left[\frac{1}{\varphi_2} - 1 \right] V_1^2 \quad (\text{Kcal/Kg.})$$

$$\zeta_u = \frac{Sh_{th} - \Sigma h}{Sh_{th}} \quad \text{pour 1^{er} et dernier étage}$$

$$\zeta_u = \frac{Sh_{th} - \Sigma h + h'_{v \text{ rest}}}{Sh_{th}} \quad \text{étage intermédiaire.}$$

$h'_{v \text{ rest}}$ (pertes par vitesse restante de l'étage précédent)

Longueur d'aubages :-

$$l = \frac{G(1 - 34c) \cdot v}{\pi D \tau W_2 \sin \beta_2} \quad (\text{m})$$

$$Y = 120, \quad t = \frac{\pi D}{120}$$

$$\zeta = 1 - \frac{g}{t \sin \beta_2}$$

$$t_t = \frac{b+e}{\sin \alpha_1} \quad [7]$$

$$Y_t = \frac{\pi D \sin \alpha_1}{b+e}$$

$$b \geq 8 \text{ mm}, e = 2 \text{ mm}, \alpha_1 = 14^\circ$$

$$Y_t = 57$$

Pertes par fuites internes : $s = 0,6 \div 0,8$

$$\xi_{fi} = 1,72 \cdot \frac{s^{1,4}}{l}, h_{fi} = \xi_{fi} \cdot \delta h_{dt}$$

η_i (rendement interne).

$$\eta_i = \frac{\eta_u \cdot \delta h_{dt} - h_{fi}}{\delta h_{dt}}$$

Débit par fuites internes :

$$G_{fi} = G' \cdot \frac{2s}{l} = G(1 - \xi_{fe}) \cdot \frac{2s}{l}$$

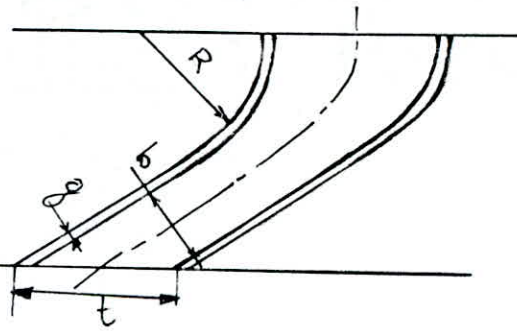
ξ_{fe} (pertes par fuites externes)

$$G_{dt} = G' - G_{fi}$$

Puissance de l'étage (Intérieur.)

$$N_{iet} = \frac{\eta_i \cdot \delta h_{dt} \cdot G_{dt} \cdot 3600}{860} \quad (\text{KW})$$

860



voir tableau. 5, 6, 7, 8

MP

TABLEAU N° 5

| N° ETAGE | ΔH^{th} (KCa/KG) | $\alpha_2(^{\circ})$ | $\alpha_1(^{\circ})$ | φ | V_1 (m/s) | ξ | U (m/s) | d (m) |
|----------|-----------------------------|----------------------|----------------------|-----------|-------------|-------|-----------|---------|
| 1 | 12,4375 | 90 52,42 | 14 | 0,93 | 300,1 | 0,397 | 119,32 | 0,76 |
| 2 | 12,4375 | 65,049 | 14 | 0,9 | 294,59 | 0,412 | 121,549 | 0,7742 |
| 3 | 12,4375 | 66,17 | 14 | 0,91 | 298,2 | 0,415 | 123,81 | 0,7886 |
| 4 | 12,4375 | 47,67 | 16 | 0,913 | 299,29 | 0,421 | 126,12 | 0,8033 |
| 5 | 12,4375 | 70,298 | 16 | 0,905 | 297,95 | 0,431 | 128,457 | 0,8182 |
| 6 | 12,4375 | 56,55 | 16 | 0,93 | 304,72 | 0,432 | 130,84 | 0,8334 |
| 7 | 12,4375 | 62,99 | 18° | 0,905 | 299,9 | 0,44 | 133,28 | 0,8489 |
| 8 | 12,4375 | 57,43 | 18 | 0,91 | 302,7 | 0,45 | 135,648 | 0,864 |

MP TABLEAU N° 6

| N° ETAGE | $\beta_1(^{\circ})$ | $\beta_2(^{\circ})$ | ψ | $w_1(m/s)$ | $w_2(m/s)$ | h_{vrest} (Kcal/Kg) | $v_2(m/s)$ | h_{roue} (Kcal/Kg) |
|----------|---------------------|---------------------|--------|------------|------------|--------------------------|------------|-------------------------|
| 1 | 22,9 | 16 | 0,854 | 186,50 | 159,271 | 0,366 | 55,39 | 1,123 |
| 2 | 23,42 | 20 | 0,86 | 179,24 | 154,146 | 0,29 | 57,64 | 1,0377 |
| 3 | 23,548 | 20 | 0,865 | 180,56 | 156,18 | 0,4058 | 58,39 | 0,979 |
| 4 | 25,55 | 16 | 0,854 | 177,58 | 151,65 | 0,523 | 66,21 | 1,39 |
| 5 | 27,39 | 24 | 0,877 | 178,06 | 156,25 | 0,54 | 67,3 | 0,873 |
| 6 | 27,51 | 20 | 0,87 | 181,83 | 158,2 | 0,673 | 75,13 | 1,08 |
| 7 | 31,15 | 22 | 0,877 | 178,6 | 156,6 | 0,718 | 77,62 | 1,198 |
| 8 | 31,66 | 20 | 0,875 | 177 | 155,43 | 0,519 | 65,98 | 1,24 |

MP TABLEAU N° 7

| N° ETAGE | h_{dist} (Kcal/Kg) | Σh (Kcal/Kg) | ζ | v (m ² /Kg) | h_{entree} (Kcal/Kg) | $h_{isentro}$ (Kcal/Kg) | h (sortie) (Kcal/Kg) | Σh (Kcal/Kg) |
|----------|-------------------------|-------------------------|---------|--------------------------|---------------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------|
| 1 | 1,677 | 3,166 | 0,7069 | 0,297 | 774,5 | 762,06 | 764,86 | 2,8 |
| 2 | 2,429 | 3,75 | 0,725 | 0,3615 | 764,86 | 752,51 | 756,27 | 3,7 |
| 3 | 2,202 | 3,5878 | 0,74 | 0,4328 | 756,27 | 743,97 | 747,4 | 3,5 |
| 4 | 2,56 | 4,473 | 0,677 | 0,505 | 747,41 | 737,07 | 739,5 | 4,5 |
| 5 | 2,34 | 3,753 | 0,739 | 0,5326 | 739,5 | 727,08 | 730,82 | 3,7 |
| 6 | 2,209 | 3,95 | 0,73 | 0,654 | 730,8 | 718,39 | 722,5 | 4,16 |
| 7 | 2,88 | 4,7 | 0,71 | 0,932 | 722,5 | 710,1 | 714,9 | 4,7 |
| 8 | 2,72 | 4,4 | 0,72 | 1,0991 | 714,9 | 702,4 | 706,97 | 4,4 |

$\gamma = 120$

MP TABLEAU. N° 8

| N° ETAGE | P (bar) | T (°C) | l (mm) | B (mm) | t (mm) | ρ_i | GET (KG/S) | Niet (KW) |
|----------|---------|--------|--------|--------|--------|----------|------------|-----------|
| 1 | 10 | 380 | 74 | 25 | 20 | 0,763 | 24,658 | 981,22. |
| 2 | 8 | 360 | 78 | 25,32 | 20,26 | 0,715 | 24,66 | 918,93 |
| 3 | 6,6 | 340 | 84 | 25,7 | 20,63 | 0,732 | 24,71 | 933,83 |
| 4 | 5,4 | 330 | 90 | 26,27 | 21,02 | 0,72 | 24,69 | 919,1. |
| 5 | 4,8 | 310 | 102,04 | 26,76 | 21,41 | 0,741 | 24,76 | 955,45 |
| 6 | 3,7 | 298 | 108,35 | 27,25 | 21,8 | 0,693 | 24,77 | 904,19 |
| 7 | 2,85 | 260 | 133,5 | 27,76 | 22,21 | 0,67 | 24,83 | 856,04 |
| 8 | 2,3 | 255 | 193,57 | 28,25 | 22,6 | 0,683 | 24,9. | 900,94 |

CORPS BP

(après soutirage).

On applique les formules de la partie précédente, il est à souligner que le fluide, cette fois ci est réparti en deux flux égaux d'où le débit :

$$G_{BP} = \frac{(G_{MP} - \dot{\alpha})}{2}$$

$$G_{BP} = 10,14 \text{ Kg/s.}$$

$$D_{\max} = 1,656 ; U \leq 260 \text{ m/s} \quad [7]$$

$$D_{\min} = \sqrt[3]{\frac{240 \cdot 0,5 \cdot 10,14 \cdot 6}{\varepsilon \pi 2 N}} \approx 1,2 \text{ m}$$

On prend un $D_{\min} = 1,2 \text{ m}$ du dernier étage.

$n = 6$ (nombre d'étages.)

$$d_1 \in (0,66 \div 0,9) \cdot D_{\min} \quad [6]$$

$$d_1 = 0,8 \text{ m}$$

$$d_6 = 1,2 \text{ m}$$

$$\text{d'où } K = \sqrt[5]{\frac{d_6}{d_1}} = 1,08447$$

Voir résultats dans les tableaux.

13 - CALCUL DU NOMBRE DE MACH.

La vérification du nombre de MACH ($M < 1$) se fera au niveau de l'étage où la vitesse absolue est la plus importante et avec la température la plus faible.

En prenant le 6^{ème} étage du corps BP on lit les différentes valeurs :

$$V_1 = 351,75 \text{ m/s} ; \xi = 0,53 ; U = 188,49 \text{ m/s.}$$

$$d_6 = 1,2 \text{ m} ; T = 90^\circ \text{C} = 363 \text{ K} ; l = 312 \text{ mm.}$$

le nombre de MACH à la sortie du 6^{ème} distributeur a pour expression : $M = \frac{V_1}{a} ; a = \sqrt{\gamma_r T}$.

$$C_p = 2271,83 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}^\circ \text{ (valeur moyenne pour la vapeur)}$$

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \lambda \Rightarrow \lambda = \frac{\gamma-1}{\gamma} C_p ; \gamma = 1,3 \text{ (valeur surchauffée [1])}$$

$$\lambda = 524,26 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}^\circ.$$

$$M \text{ (à mi-aube)} = \frac{351,75}{\sqrt{1,3 \cdot 524,26 \cdot 363}}$$

$$M = 0,707 < 1.$$

Le nombre de MACH au bout d'aube :

Pour raison de rendement, on garde ξ constant suivant une aube.

$$l_{(\text{bout})} = (d_6 + l) = 1,512 \text{ m}$$

$$U = \frac{\pi D(\text{bout}) \cdot N}{60}$$

$$U = 237,5$$

$$V_1 = \frac{237,5}{\xi} = 448,1 \text{ m/s}$$

$$M = \frac{V_1}{\sqrt{\gamma_r T}} = \frac{448,1}{\sqrt{1,3 \cdot 524,26 \cdot 363}} = 0,9$$

14. Poussée axiale :-

D'après le théorème d'EULER, la poussée axiale sur la roue est :-

$$G \cdot (V_{2,5} - V_{1,5}) + P_2 S_2 - P_1 S_1 \quad (1) \quad [6].$$

Les Pressions P_1 et P_2 étant égales et les sections d'entrée et de sortie S_1 et S_2 l'étant également, la poussée axiale se réduit à :

$$P_{i \text{ ax}} = G \cdot V_1 \sin \alpha_1 \left(\Psi \frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} - 1 \right) \quad (2) \quad [6].$$

Remarque :- La somme des poussées axiales permet de dimensionner les paliers

- Pour le calcul du nombre d'étages, on a fait une réduction du corps MP au corps BP, le nombre de PARSONS devient assez important.
- En ce qui concerne les résultats, ils seront présentés sous forme de tableau (même méthode de travail que celle du Corps MP) voir tableaux (9,10,11,12)
- Pour raison de symétrie, la puissance est égale au double de celle calculée.

.../...

BP

TABLEAU N° 9

| N° = ETAGE | ΔH (Kcal/KG) | α_2 (°) | α_1 (°) | φ | v (m/s) | g | U (m/s) | d (m) |
|---------------------|-------------------------|-----------------------|----------------|-----------|-----------|-------|-----------|---------|
| 1 | 15 | 90° 46,75 | 14 | 0,93 | 329,57 | 0,38 | 125,66 | 0,8 |
| 2 | 15 | 60,33 | 14 | 0,9 | 324,57 | 0,419 | 136,27 | 0,867 |
| 3 | 15 | 70,10 | 14 | 0,908 | 324,9 | 0,45 | 147,79 | 0,94 |
| 4 | 16,47 | 95,17 | 14 | 0,915 | 342,46 | 0,468 | 160,274 | 1,02 |
| 5 | 16,47 | 113,24 | 14 | 0,93 | 347,63 | 0,49 | 173,81 | 1,106 |
| 6 | 16,47 | 130,75 | 14 | 0,94 | 351,75 | 0,53 | 188,49 | 1,2 |

BP TABLEAU N° 10

| N° ETAGE | $\frac{h_{dist}}{(Kcal/Kg)}$ | Σh (Kcal/Kg) | ζu | v (m ³ /Kg) | $\frac{h_{ENTREE}}{(Kcal/Kg)}$ | h_{isent} (Kcal/Kg) | h_{Sortie} (Kcal/Kg) | $\Sigma h'$ (Kcal/Kg) |
|----------|------------------------------|-------------------------|-----------|--------------------------|--------------------------------|-----------------------|---------------------------|-----------------------|
| 1 | 2,02 | 3,997 | 0,76 | 1,3445 | 706,9775 | 691,97 | 695,42 | 3,45 |
| 2 | 2,94 | 4,47 | 0,74 | 1,8335 | 695,4275 | 680,42 | 684,609 | 4,177 |
| 3 | 2,68 | 4,188 | 0,74 | 2,081 | 684,6 | 669,6 | 673,533 | 3,929 |
| 4 | 2,72 | 4,196 | 0,676 | 3,586 | 673,533 | 657,06 | 660,94 | 3,88 |
| 5 | 2,25 | 3,65 | 0,79 | 5,704 | 660,94 | 644,47 | 647,77 | 3,3 |
| 6 | 1,94 | 3,375 | 0,826 | 6,7 | 647,7 | 631,3 | 634,678 | 3,375 |

BP TABLEAU N° 11

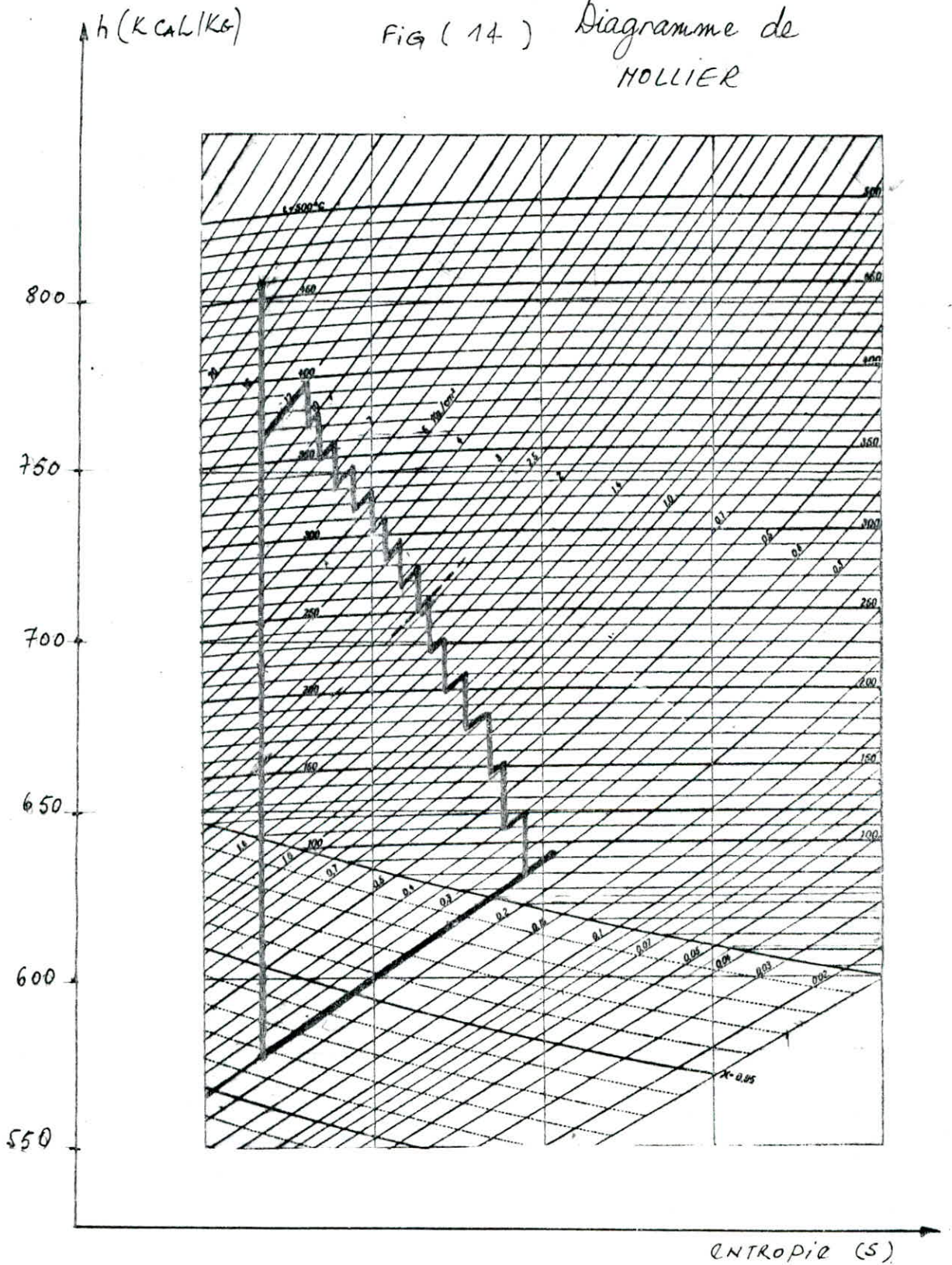
| N° ETAGE | $\beta_1(^{\circ})$ | $\beta_2(^{\circ})$ | ψ | $w_1(m/s)$ | $w_2(m/s)$ | $v_2(m/s)$ | $h_{v\ rest} (Kcal/Kg)$ | $h_{roue} (Kcal/Kg)$ |
|----------|---------------------|---------------------|--------|------------|------------|------------|-------------------------|----------------------|
| 1 | 22,32 | 16 | 0,853 | 209,85 | 179 | 67,73 | 0,547 | 1,43 |
| 2 | 23,72 | 15 | 0,853 | 195,15 | 166,46 | 49,58 | 0,293 | 1,237 |
| 3 | 25,14 | 15 | 0,856 | 197,93 | 169,43 | 46,63 | 0,259 | 1,249 |
| 4 | 25,72 | 20 | 0,865 | 190,93 | 165,145 | 56,71 | 0,383 | 1,093 |
| 5 | 27,22 | 20 | 0,87 | 183,85 | 159,95 | 59,53 | 0,42 | 0,98 |
| 6 | 29,11 | 20 | 0,873 | 174,91 | 152,69 | 68,93 | 0,567 | 0,868 |

$$\gamma = 126 \cdot \text{constant.} \\ \text{BP}$$

TABLEAU N° 12.

| N° ETAGE | P(bar) | T(°C) | l(mm) | B(mm) | t(mm) | η_i | $G_{et}(Kg/s)$ | $N_{iet}(Kw)$ |
|----------|--------|-------|--------|--------|-------|----------|----------------|---------------|
| 1 | 1,76 | 232 | 126,5 | 25 | 20 | 0,75 | 10,01445 | 909,93 |
| 2 | 1,3 | 210 | 168,59 | 27,01 | 21,61 | 0,72 | 10,0457 | 922,2 |
| 3 | 0,9 | 185 | 171,89 | 29,275 | 23,42 | 0,733 | 9,844 | 906,29 |
| 4 | 0,6 | 150 | 266,25 | 31,76 | 25,41 | 0,762 | 9,877 | 1036,368 |
| 5 | 0,4 | 126 | 290 | 33,75 | 27,57 | 0,799 | 9,8825 | 1086,42 |
| 6 | 0,26 | 90 | 312 | 37,37 | 29,9 | 0,839 | 9,886 | 1118,58 |

FIG (14) Diagramme de
MOLLIER



IX ETANCHEITÉ.

En plus des pertes à l'écoulement et par jeu de laubage, des pertes par frottement des roues et par ventilation, il y a lieu à signaler particulièrement les pertes par les garnitures d'étanchéité où l'arbre de la turbine traverse l'enveloppe. Plus les pressions de vapeur sont élevées plus il est important de les maintenir dans les limites admissibles. Cette remarque a encore plus de valeur dans le cas des faibles débits de vapeur vive, par conséquent lors du projet, il faut précisément avoir en vue les pertes par les garnitures d'étanchéité.

Il y a trois types principaux de garnitures d'étanchéité de turbines à vapeur, que l'on désigne généralement sous le nom de garnitures à labyrinthe, hydraulique et au charbon; généralement, on utilise la garniture à labyrinthe [3] qui est constituée par une succession de rétrécissements séparés par des chambres annulaires et disposées de telle sorte qu'après chaque passage du fluide par la section rétrécie, sa vitesse acquise soit annulée dans la chambre consécutive.

Ce calcul est fait particulièrement pour les garnitures extérieures de chaque corps pour les parties MP et BP.

Ces garnitures ont pour objet de limiter les pertes par les fuites, en réalisant des bords d'étanchéité et circuits de vapeur de barrage. Leur objectif est de :

- récupérer la vapeur dans les labyrinthes afin qu'elle puisse continuer au mieux son évolution dans le cycle.
- établissement du vide dans la machine en empêchant toute entrée d'air le long du labyrinthe.

La pression critique a pour expression : -

$$P_k = P_c \cdot \frac{0,85}{\sqrt{Z_1 + 1,5}} \quad [7].$$

Si la pression $P_k < P_s$, le débit de fuite par le labyrinthe sera donné par la première formule de STODOLA.

$$G_{fe} = f_f \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{Z_1 \cdot P_c \cdot V_e}} \quad \text{avec } f_f = \pi D r \cdot S_f \quad [7].$$

Si $P_k > P_s$, ce sera la 2^{ème} formule de STODOLA. [7]

$$G_{fe} = f_f \sqrt{\frac{g \cdot P_c}{(Z_1 + 1,5) \cdot V_e}} \quad \begin{array}{l} V_e: \text{volume spécifique de} \\ \text{la vapeur à l'entrée de} \\ \text{la garniture.} \end{array}$$

Z_1 étant le nombre de labyrinthe de la garniture.

considérée. (Il varie de 25 à l'entrée jusqu'à 14 à la sortie.

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2.$$

Remarque: Ces formules serviront pour le calcul relatif à la construction.

V CONCLUSION

- Notre étude ainsi faite a montré les différents problèmes que comporte la technique du choix des différents paramètres fondamentaux en tenant compte du facteur économique tel que :
 - Prix de revient de l'installation
 - Frais d'installation, maintenance, la pièce de rechange.
 - Amortissement, la durée de vie.
- La deuxième étape a présenté une étude énergétique assez complète d'une turbine à vapeur servant de précurseur pour l'étude de structure ainsi que pour la conception.
- Les problèmes technologiques que posent la construction et la conduite de cette importante machine sont d'une ampleur que rares sont les constructeurs de turbines à vapeur.
- Je dirais enfin qu'il nous reste beaucoup à faire dans ce domaine, car le fruit de notre travail est de voir d'autres élèves ingénieurs détailler les différentes parties en faisant appel à chaque fois à l'outil informatique.

BIBLIOGRAPHIE

1. Turbine à vapeur et à gaz. LUCIEN VIVIER
2. Les turbines... ANDRE HOUBERECHTS.
3. La turbine à vapeur moderne KRAFT.
4. Techniques de l'ingénieur (B-100)
5. Turbiny Parowe ROBERT SZEWALSKI.
6. Cours de turbines A. BOISRAYON.
7. Elements de construction TOME 9. LEMASSON.
8. P.F.D Optimisation des soutirages (JUIN 84).
9. Thermodynamique technique (M. BAILLY).

