

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**

DEPARTEMENT : GENIE - MECANIQUE

**PROJET DE FIN D'ETUDES**

**SUJET**

**Etude énergétique d'une  
turbine à vapeur avec  
calculs d'optimisations  
des soutirages**

Proposé par :

**A. GAHMOUSSE**

Maitre de conférence à l'ENPA.

Etudié par :

**A. HADJ-MIMOUNE**

Dirigé par :

**A. GAHMOUSSE**



PROMOTION : Juin 1984

1927. (1927) 1000. 1000.

(1927) 1000. 1000.

1927. (1927) 1000. 1000.

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

»O«

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

»O«

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

»O«

DEPARTEMENT GENIE - MECANIQUE

**PROJET DE FIN D'ETUDES**

INGENIORAT D'ETAT EN MECANIQUE

**SUJET**

*Etude énergétique d'une  
turbine à vapeur avec  
calculs d'optimisations  
des soutirages*

Proposé par :

A. GAHMOUSSE

Maître de conférence à l'ENPA.

Etudié par :

A. HADJ-MIMOUNE

PROMOTION JUIN 1984

## REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à  
M<sup>l</sup> A. GAHMOUSSE pour l'aide et les conseils qu'il  
m'a donnés pendant cette étude.

Que tous ceux qui ont contribué à ma forma-  
tion et à la réalisation de cette étude trouvent  
ici l'expression de ma sincère reconnaissance.

---

## DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- Mes chers parents
- Mes frères et sœurs
- Toute la famille
- EL Hadj - El - Maassom
- Tous ceux qui témoignent qu'il n'y a de  
Dieu qu'ALLAH et que MOHAMED est  
son envoyé et son prophète.

Abdelkrim

---

Nom et prénom: Hadj-Mimoune Abdelkrim  
Département de Génie Mécanique  
Promoteur: A.Gahmousse

### RESUME

Sujet:

Cette étude, dans une première partie, développe en détail les méthodes pour optimiser le bénéfice dû à un ou plusieurs soutirages de vapeur et en second lieu traite des calculs énergétiques d'une turbine à condensation à trois soutirages pour la production d'électricité.

### SUMMARY

Subject:

This study is concerned first by developing detailed methods to optimize the gain for one or many drawing off vapour.

Furthermore it present a complete energetic calculation of a condensing turbine with three drawing of steam for production of electricity.

### ملخص

الموضوع:  
تتضمن هذه الدراسة في المرحلة الأولى تطوير طرق تحسين الفائدة المُحصَّل عليها من جراء سحب البخار. أما الشرط الثاني فيعالج الحسابات الطاقوية لعنفة تكثيف ذات ثلاثة أسحبة لإنتاج الكهرباء.

# SOMMAIRE

## CHAPI. GENERALITES

I. Turbine à vapeur .....	1
II. Classification des turbines à vapeur .....	2
III. Cycles thermodynamique de la vapeur .....	5
IV. Ecoulement des fluides compressibles .....	9

## CHAPI. CYCLE A REGENERATION

### OPTIMISATION DES SOUTIRAGES

I Cycle à régénération	
1.1. Importance des soutirages .....	15
1.2. Schema et diagrammes .....	13
1.3. Rendement du cycle à régénération .....	14
II Optimisation des soutirages.	
2.1 Equation et Courbe d'économie .....	17
2.2 Augmentation d'enthalpie due à un réchauffage et Optimisation du bénéfice .....	21
a) Méthode approximative .....	21
b) Méthode graphique .....	24
III Détermination des débits .....	27

## CHAPI. OPTIMISATION ET CALCULS

### DU BENEFICE DU AUX RECH- AUFFAGES

I. Cas d'un soutirage .....	29
1.1 Méthode approximative .....	29
1.2 Méthode graphique .....	31

II. Cas de trois soutirages.....	33
III. Cas de cinq soutirages.....	38
IV. Cas de sept soutirages.....	40
V. Cas de neuf soutirages.....	43
VI. Synthèse.....	46

## CHAP. IV. LA TURBINE

I. Principe de fonctionnement.....	51
II. Turbine à action.....	51
III. Turbine à réaction.....	53
IV. Etude thermodynamique d'un étage de turbine.....	57
V. Les pertes dans la turbine.....	61
VI. Travaux et rendements de la turbine.....	65
VII. Etude constructive des aubes.....	69

## CHAP. V. CALCUL DE LA TURBINE

I. Calcul des débits de vapeur.....	72
II. Calcul thermodynamique de l'étage à action.....	74
2.1. Triangles des vitesses.....	74
2.2. Caractéristiques de la vapeur à la sortie de l'étage.....	77
2.3. Calcul des pertes à travers l'étage à action.....	80
2.4. Calcul des travaux et rendements.....	81
III. Calcul thermodynamique des étages à réaction.....	82
3.1. Triangles des vitesses.....	83
3.2. Calcul des pertes.....	84
3.3. Représentation de l'évolution d'enthalpie sur diagramme (H, S).....	86
3.4. Calcul des diamètres moyens des roues.....	86

35. Caractéristiques de la vapeur à la sortie de chaque étage à réaction .....	89
36. Calcul des hauteurs des aubes .....	91
37. Calcul de la puissance .....	94
38. Calcul des consommations .....	94
39. Vérification des résultats .....	95

## CHAP VI CALCUL DYNAMIQUE DE LA TURBINE

6.1 Force tangentielle .....	98
6.2 Force axiale .....	101
6.3 Force centrifuge .....	101
Conclusion .....	102



## INTRODUCTION

Actuellement les turbines à vapeur figurent parmi les plus importantes sources d'énergies. Elles sont destinées soit pour la propulsion marine soit pour l'entraînement des compresseurs (dans les unités pétrochimiques), des pompes (dans les installations de pompage) et d'alternateurs pour la production d'électricité...

Leur importance est justifiée par la puissance élevée qu'elles peuvent facilement développer avec un poids et un encombrement qui, comparés à un groupement de moteur à pistons de même puissance, sont nettement inférieurs.

Cependant la turbine à vapeur nécessite un potentiel notable d'eau pour la condensation, c'est là une décision à réserver pour examiner l'économie générale de l'installation en faisant le bilan des consommations en eau et en fuel.

Cette étude comprend deux parties principales :

La première s'occupe de l'optimisation du nombre et des paramètres de soutirages de vapeur.

Celle-ci est divisée en trois chapitres.

Le premier chapitre aborde les généralités sur la turbine à vapeur, les cycles thermodynamiques et les lois d'écoulement des fluides compressibles.

Le chapitre II étudie en détail les cycles à régénération et développe les méthodes permettant l'optimisation

du bénéfice dans le cas de plusieurs soutirages.

L'optimisation et le calcul du bénéfice dû à un ou plusieurs soutirages font l'objet du chapitre III.

La deuxième partie, divisée en trois chapitres, traite succinctement de l'étude théorique de la turbine à vapeur dans le chapitre IV et aborde ensuite les calculs énergétique et dynamique d'une turbine à condensation avec trois soutirages de vapeur dans les chapitres V et VI.

## NOTATIONS UTILISEES

Les principales notations utilisées dans ce projet se trouvent résumées dans le tableau suivant.

Symboles	Objets.
C	<p>Consommation ; l'indice <math>-v</math> désigne de la vapeur</p> <p style="padding-left: 40px;">l'indice <math>c.r</math> désigne de la chaleur avec réchauffage</p> <p style="padding-left: 40px;">l'indice <math>c</math> désigne de la chaleur sans réchauffage.</p>
E	Bénéfice dû au soutirage de vapeur.
F	<p>Forces agissant sur l'aube.</p> <p style="padding-left: 40px;">l'indice <math>u</math> désigne force tangentielle.</p> <p style="padding-left: 40px;">l'indice <math>c</math> désigne force centrifuge.</p> <p style="padding-left: 40px;">l'indice <math>a</math> désigne force axiale.</p>
H	<p>Enthalpie statique, l'indice "0" indique l'état d'arrêt.</p> <p style="padding-left: 40px;">l'indice "é" désigne par étage.</p> <p>lorsqu'elle est précédée du signe <math>\Delta</math>, elle désigne la chute d'enthalpie.</p>
K	Coefficient polytropique.
N	Vitesse de rotation.
P	Pression statique, l'indice "0" indique l'état d'arrêt.
S	Section de l'aube.
T	Température statique, l'indice "0" indique l'état d'arrêt.
U	Vitesse d'entraînement
V	Vitesse absolue du fluide, les indices numériques indiquent l'entrée ou la sortie de l'aube.

Symboles	Objets
W	<p>Vitesse relative, les indices numériques indiquent l'entrée ou la sortie de l'aube.</p> <p>Les indices littéraux indiquent le type de travail dont il s'agit.</p>
a	Vitesse du son.
Cp	Chaleur spécifique à pression constante.
m	Débit masse de vapeur, les indices indiquent de quel débit s'agit-il.
f	Pertes dans les aubages.
r <sub>m</sub>	Rayon moyen du rotor
h	Hauteur de l'aube.
α	L'angle formé par la vitesse d'entraînement U et la vitesse absolue V.
β	L'angle formé par la vitesse d'entraînement U et la vitesse relative W.
E	Degré de réaction.
η	Séigne le rendement, les indices indiquent le type du rendement.
ρ	Masse volumique.
τ	Taux de détente.
γ	Rapport des chaleurs spécifiques.
μ	Coefficient manométrique.

# CHAPI GENERALITES

## I. Turbine à vapeur

La turbine à vapeur est une machine thermique qui transforme l'énergie de pression et de chaleur de la vapeur en énergie cinétique puis en énergie mécanique de rotation sur un arbre.

Elle est constituée d'un ou de plusieurs étages.

### 1.1. Etage

Un étage de turbine comprend essentiellement une grille d'aubes mobile appelée rotor et une grille d'aubes fixe appelée stator. L'ensemble des grilles d'aubes mobiles permet l'échange du travail mécanique avec le fluide.

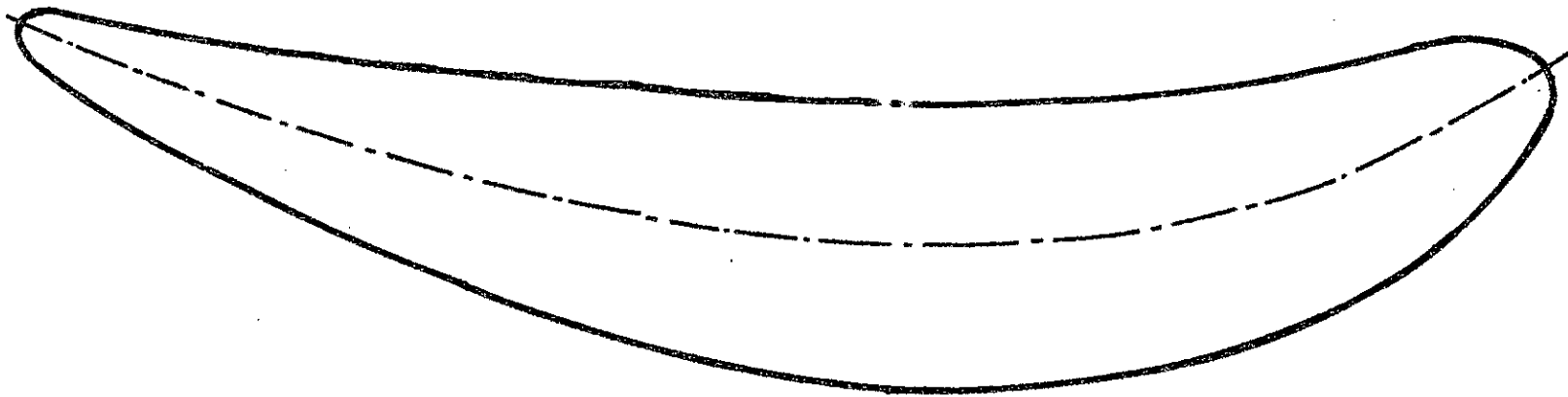
### 1.2. Grille d'aubes

Une grille d'aubes est un ensemble d'aubes identiques déduites les unes des autres par des déplacements géométriques égaux. Elles sont comprises entre deux plans parallèles et régulièrement espacées l'une de l'autre.

### 1.3. Aube

On appelle aube un obstacle à profil aérodynamique soigneusement conçu pour assurer un étoulement de vapeur capable de fournir un travail mécanique. Elles peuvent porter à leur extrémité un anneau en vue d'assurer l'étanchéité et d'amortir les vibrations. Voir fig I.1.

fig(1,1): Profil d'aube d'une turbine 50% réaction



1.4. L'admission de la vapeur vive s'effectue à l'aide d'un tore d'admission précédé d'une vanne d'arrêt et de soupapes pour le réglage de débit.

À la sortie, la vapeur est conduite par un fond d'échappement au condenseur ou vers des appareils d'utilisation.

## II. Classification des turbines à vapeur

Les turbines à vapeur sont classées selon les modes suivants :

### 2.1. Mode d'action

La turbine peut être à action ou à réaction :

a. Turbine à action : La vapeur se détend complètement au niveau du distributeur où l'énergie thermique est totalement transformée en énergie de pression.

b. Turbine à réaction : Une partie de la vapeur se détend au niveau de l'aubage fixe et l'autre continue pour se détendre dans l'aubage mobile qui suit.

L'énergie thermique est transformée en énergie cinétique puis mécanique dans les canaux mobiles.

### 2.2. Mode de circulation

a. Turbine axiale : La vapeur se déplace pratiquement parallèlement à l'axe de rotation.

b. Turbine radiale : La vapeur se meut perpendiculairement à l'axe de rotation.

## 2.3 Mode de fonctionnement thermodynamique. <sup>4</sup>

- a. Turbines à condensation : La vapeur récupérée à l'échappement est totalement envoyée au condenseur pour sortir avec une basse pression de l'ordre de  $1/20$  de bar (turbines utilisées dans les centrales thermiques).
- b. Turbines à contre-pression : Après être détendue dans la turbine, la vapeur qui jouit d'une certaine pression (supérieure à la pression atmosphérique) est utilisée pour d'autres fins (industrie chimique, chauffage, séchage, ...).

## 2.4 Mode de construction

- a. Turbine à disques : Les roues sont à disques construites séparément et calées sur l'arbre.
- b. Turbine à tambour : Les aubes sont calées sur un tambour rapporté à l'arbre.

## 2.5 Mode d'injection

- a. Injection partielle : Les tuyères sont réparties sur une portion de périphérie du distributeur.
- b. Injection totale : Les tuyères sont réparties sur toute la périphérie du distributeur.

## 2.6 Mode de transmission d'énergie

- a. Commande directe : L'énergie mécanique produite par la turbine est utilisée directement sans intercaler un réducteur (production d'électricité).
- b. Commande indirecte : L'installation nécessite un



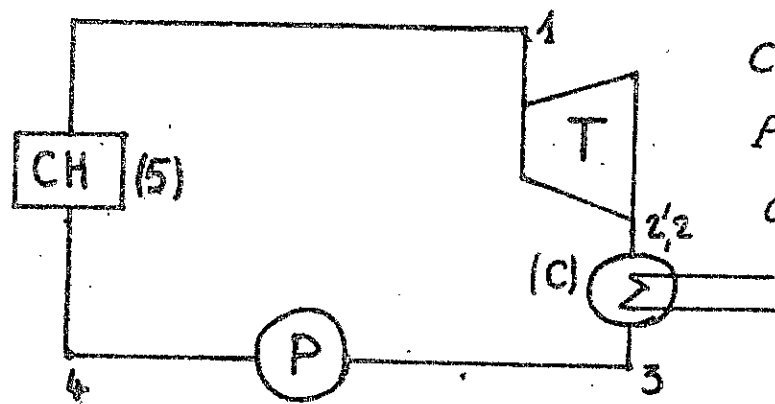
réducteur de vitesse (navires, pompes, ...).

### III Cycles thermodynamiques de la vapeur

Dans une centrale thermique l'eau refoulée par une pompe entre dans une chaudière où elle est vaporisée ensuite injectée dans la turbine. Après détente cette vapeur passera dans le condenseur puis retourne dans la chaudière pour être de nouveau vaporisée. Elle décrit alors un cycle fermé.

Il existe différents types de cycles qui se distinguent par leurs rendements.

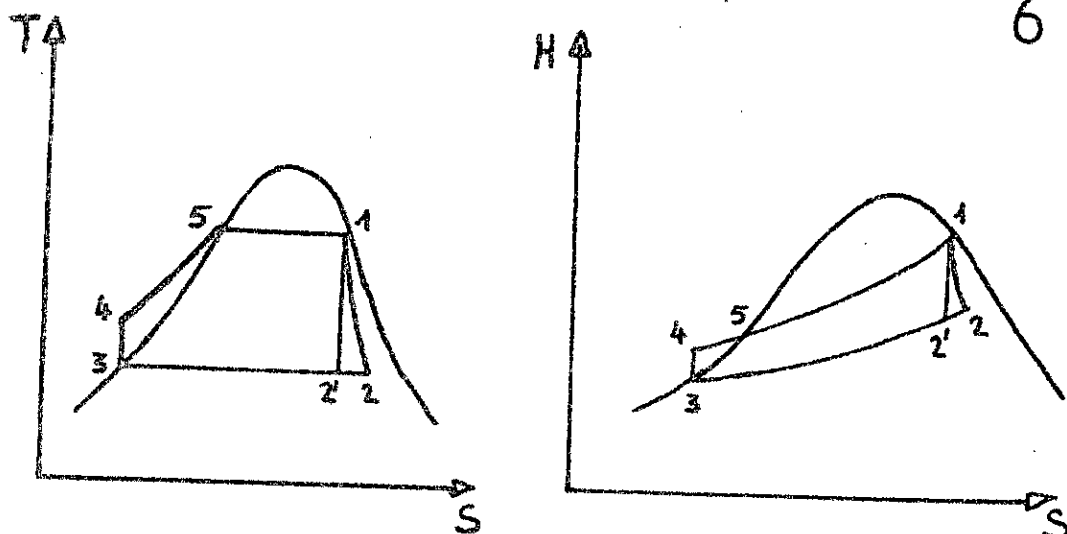
Le cycle de base des machines à vapeur c'est le cycle de Rankine dont le schéma d'installation est le suivant :



T: turbine  
C: condenseur  
P: pompe  
CH: chaudière.

- 1-2 : Détente réelle dans la turbine
- 1-2' : Détente adiabatique dans la turbine
- 2-3 : Condensation isobare
- 3-4 : Refoulement adiabatique
- 4-5 : Echauffement isobare de l'eau.

Les diagrammes  $(H, S)$  et  $(T, S)$  correspondants sont :



Le rendement thermique du cycle théorique s'écrit

$$\eta_{th} = \frac{\text{travail de la turbine} - \text{travail de la pompe}}{\text{Quantité de chaleur fournie}}$$

$$\eta_{th} = \frac{(h_1 - h_2') - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

En augmentant la température de la vapeur à pression constante dans un surchauffeur avant son introduction dans la turbine, on va obtenir un rendement nettement supérieur à celui du cycle de Rankine. Ce cycle s'appelle à surchauffe ou cycle de Hirn. Son installation comprend le même appareillage que pour le cycle de Rankine avec en plus un surchauffeur inséré entre la chaudière et la turbine.

6-7: surchauffe isobare en phase vapeur.

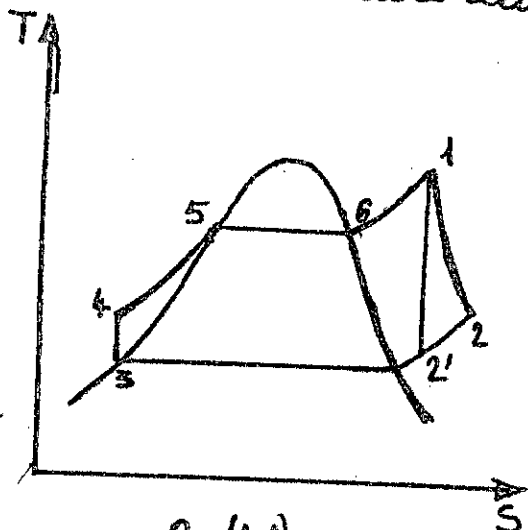
Les diagrammes (H,s) et (T,s) correspondants sont représentés par les figures (1.1) et (1.2).

Le rendement thermique est:

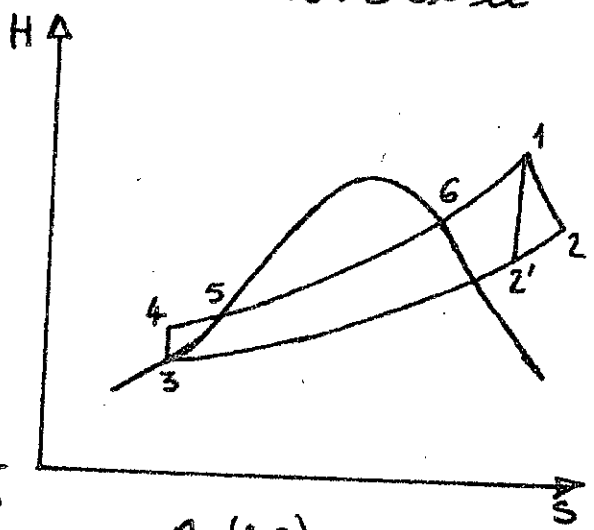
$$\eta_{th} = \frac{(h_1 - h_2') - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

De même, on peut améliorer encore plus le rendement

de ce cycle en soustrayant de la vapeur au cours de la détente pour l'introduire dans un second surchauffeur ensuite la réintroduire dans la turbine. C'est le

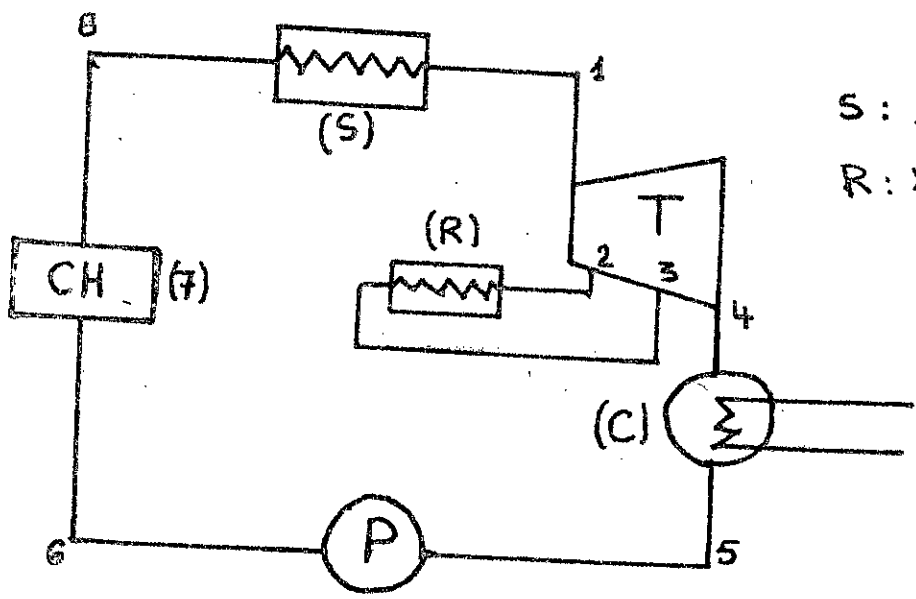


Fig(1.1)



Fig(1.2)

cycle à resurchauffe schématisé comme suit:



S : surchauffeur.  
R : resurchauffeur.

- 1-2': Première détente partielle adiabatique dans la turbine.
- 1-2 : Première détente partielle réelle dans la turbine.
- 2-3 : Resurchauffe isobare en phase vapeur.
- 3-4' : Deuxième détente partielle adiabatique.
- 3-4 : Deuxième détente réelle partielle dans la turbine.
- 4-5 : Condensation isobare.

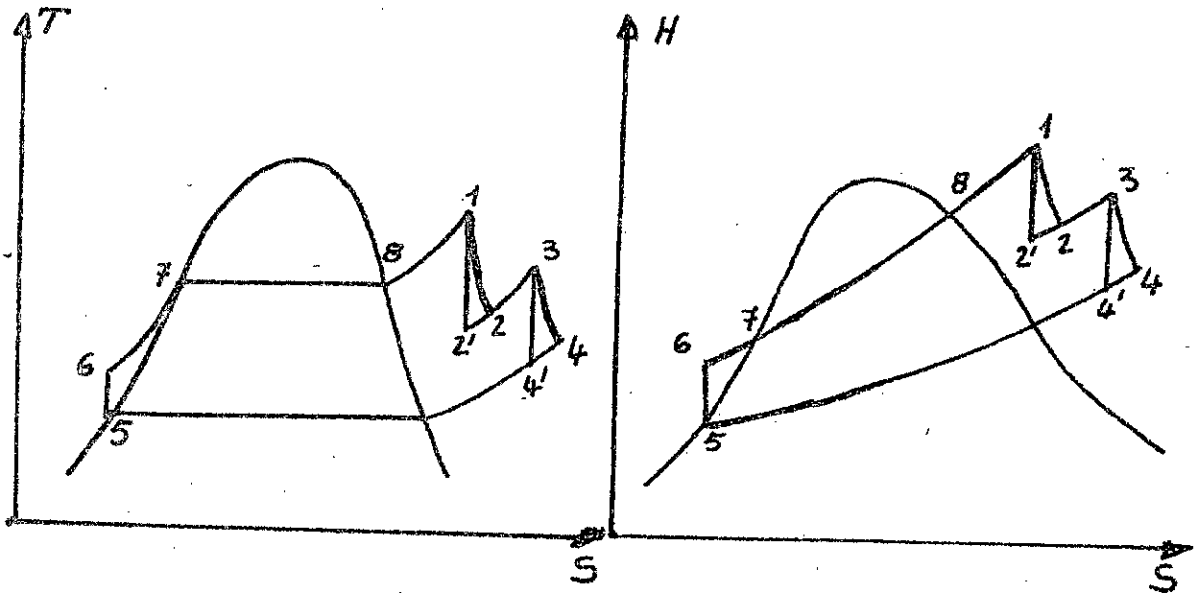
5-6 Refoulement adiabatique.

6-7 Echauffement isobare

7-8 Evaporation isobare

8-1 Surchauffe isobare en phase vapeur.

Les diagrammes  $(H, S)$  et  $(T, S)$  correspondants sont :



$$\eta_{th} = \frac{(h_1 - h_{2'}) + (h_3 - h_{4'}) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)}$$

encore plus ce rendement, il suffit d'adopter à ce cycle plusieurs resurchauffes.

Les différents cycles cités ci-dessus peuvent tous être améliorés par l'artifice des soutirages de vapeur qui n'est que l'extraction de la turbine, à des pressions déterminées, de la vapeur pour réchauffer l'eau d'alimentation du générateur de vapeur. Ce cycle qui porte le nom de cycle à soutirages de vapeur ou à régénération occupe une importante partie de notre étude. Il s'agit de déterminer les bénéfices optimums des soutirages ainsi que leurs caractéristiques.

## IV. Écoulement des fluides compressibles <sup>9</sup>

Dans notre cas le fluide moteur est la vapeur d'eau surchauffée assimilée à un fluide parfait.

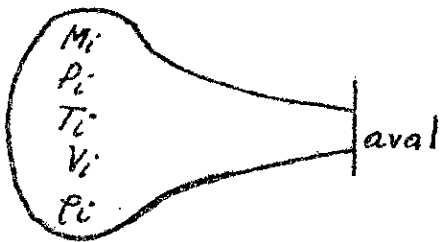
L'écoulement est considéré comme isentropique (pas de frottement et pas d'échange de chaleur avec l'extérieur)

### 4.1. Equations générales des écoulements.

Soit le réservoir schématisé ci-dessous rempli de vapeur ayant les caractéristiques initiales  $(M_i, P_i, T_i, \rho_i, V_i)$ .

Les conditions aval sont simples à trouver en écrivant le bilan d'énergie :

$$H_t = H + \frac{1}{2} V^2 \quad (4,1)$$



$H_t$  : enthalpie totale dans le réservoir.

$H$  : enthalpie statique dans le réservoir.

$$\text{or } H_t = C_p T_t \text{ et } H = C_p T$$

$T_t$  : température totale (ou d'arrêt) constante le long de la canalisation

$T$  : température statique

En remplaçant dans (4,1)  $C_p T_t = C_p T + \frac{1}{2} V^2$

$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma \Rightarrow C_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r$$
$$C_p - C_v = r$$

$$\text{D'où on a : } \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T_t = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T + \frac{1}{2} V^2 \quad (4,2)$$

La vapeur étant assimilée à un gaz parfait

on peut écrire  $\frac{P}{\rho} = r T$  et par suite  $\frac{P_t}{\rho_t} = \gamma T_t$ .

À l'amont il s'agit d'un réservoir où  $V_i = 0$  donc

$P_t = P_i$  et  $T_t = T_i$ . De même, la vitesse du son est

donnée par:  $a^2 = \frac{\partial P}{\rho} \Rightarrow \frac{P}{\rho} = \frac{a^2}{\gamma}$

L'expression (4,2) devient alors:

$$\frac{a_i^2}{\gamma-1} = \frac{a^2}{\gamma-1} + \frac{1}{2} V^2 \Rightarrow \frac{a_i^2}{a^2(\gamma-1)} = \frac{1}{\gamma-1} + \frac{1}{2} \left(\frac{V}{a}\right)^2$$

Le nombre de Mach est défini par:  $M = \frac{V}{a}$  où  $a$  est la vitesse du son exprimé par  $a^2 = \gamma r T$

La relation (4,2) devient:

$$\frac{2}{\gamma-1} \cdot \frac{\gamma r T_i}{\gamma r T} = \frac{2}{\gamma-1} + M^2 \Rightarrow \frac{T_i}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (4,3)$$

L'écoulement étant isentropique, la loi de Poisson permet d'écrire:

$$\begin{cases} \frac{P}{\rho^\gamma} = \text{cst} \\ \frac{P}{\rho} = r T \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \frac{T}{T_i} = \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \\ \frac{T}{T_i} = \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\gamma-1} \end{cases}$$

finallement on obtient les équations donnant les conditions de la vapeur à l'aval.

$$\frac{P_i}{P} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4,4)$$

$$\frac{\rho_i}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (4,5)$$

$$\frac{T_i}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2$$

Les formules ainsi trouvées peuvent être utilisées même au cas où  $V_i > 0$  à condition de remplacer la pression et la température statiques par les pression et température totales.

L'application de l'équation d'énergie aux deux états du réservoir donne:

$$\frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i} + \frac{1}{2} V_i^2 = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2$$

or dans le réservoir  $V_i = 0$  d'où

$$\frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 \Rightarrow V = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{P_i}{\rho_i} - \frac{P}{\rho}\right)} \quad (4,6)$$

En introduisant l'équation de transformation isentropique  $\frac{P}{\rho^\gamma} = \frac{P_i}{\rho_i^\gamma}$  on trouve :

$$V = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_i}{\rho_i} \left(1 - \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (4,7)$$

Cette relation montre bien que lorsque la pression diminue la vitesse augmente. C'est l'équation de Barré De Saint Venant.

La dérivée logarithmique de l'équation de Continuité  $\rho s V = \text{cte}$  et la différentielle de l'enthalpie totale permettent de donner :

$$V dV + a^2 \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (4,8')$$

$\Rightarrow \frac{d\rho}{\rho} = -\frac{V dV}{a^2} = -\frac{V^2}{a^2} \frac{dV}{V}$  ;  $\frac{V}{a}$  est reconnu être le nombre de Mach. d'où  $\frac{d\rho}{\rho} = -M^2 \frac{dV}{V}$  (4,8).

finalement on obtient :

$$(1 - M^2) \frac{dV}{V} + \frac{dS}{S} = 0 \quad (4,9)$$

La relation d'Hugoniot trouvée ci dessus montre qu'en régime subsonique ( $M < 1$ ) la section et la vitesse varient en sens inverse.

La relation (4,9') donne encore  $\frac{dV}{V} = -\frac{1}{M^2 a^2} \frac{dP}{\rho}$

puisque  $a^2 = \frac{\partial P}{\partial \rho}$  on peut écrire :

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{\gamma M^2} \frac{dP}{P} \quad (4,10)$$

La relation (4,10) montre que quelque soit le régime la vitesse et la pression varient en sens inverse.

## 42 Fonctionnement des tuyères

La tuyère permet la transformation de l'énergie thermique de la vapeur en énergie cinétique et à donner au jet de vapeur une direction convenable pour attaquer les aubes mobiles.

Le débit massique traversant la tuyère :  $\dot{q} = \rho S V$

L'introduction de la relation de De Saint Venant donne :

$$\dot{q} = \rho S \sqrt{\frac{2\delta}{\delta-1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i} \left(1 - \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\delta-1}{\delta}}\right)}$$

La relation de Poisson  $\rho = \rho_i \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{1}{\delta}}$  donne

$$\dot{q} = \rho_i S \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{1}{\delta}} \sqrt{\frac{2\delta}{\delta-1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i} \left(1 - \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\delta-1}{\delta}}\right)}$$

$$\dot{q} = K.S.Y \text{ avec } K = \rho_i \sqrt{\frac{2\delta}{\delta-1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i}} \text{ , } Y = \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{1}{\delta}} \sqrt{1 - \left(\frac{P}{P_i}\right)^{\frac{\delta-1}{\delta}}}$$

Cette égalité indique bien que le groupement  $Y$  est maximal quand la section  $S$  est minimale : c'est la section au col de la tuyère. On est amené alors à étudier la variation de  $Y$  en fonction de  $\frac{P}{P_i}$ .

Le groupement  $Y$  atteint son maximum pour :

$\frac{P}{P_i} = \left(\frac{2}{\delta-1}\right)^{\frac{\delta}{\delta-1}}$  : valeur pour laquelle la section est minimale : c'est la section au col  $S_c$ , pour la vapeur surchauffée  $\gamma = 1,3$ , la pression au col correspondante est :  $\frac{P_c}{P_i} = 0,546$ .

Si  $\frac{P_c}{P_i} > 0,546$  : la tuyère est dite convergente

Si  $\frac{P_c}{P_i} < 0,546$  : la tuyère est dite convergente-divergente

Si  $\frac{P_c}{P_i} = 0,546$  : la tuyère est dite convergente (le col se trouve exactement à la sortie de la tuyère).

Le régime subsonique ( $M < 1$ ) de notre écoulement impose le choix des tuyères simplement convergentes afin d'éviter les ondes de choc et par conséquent les décollements.



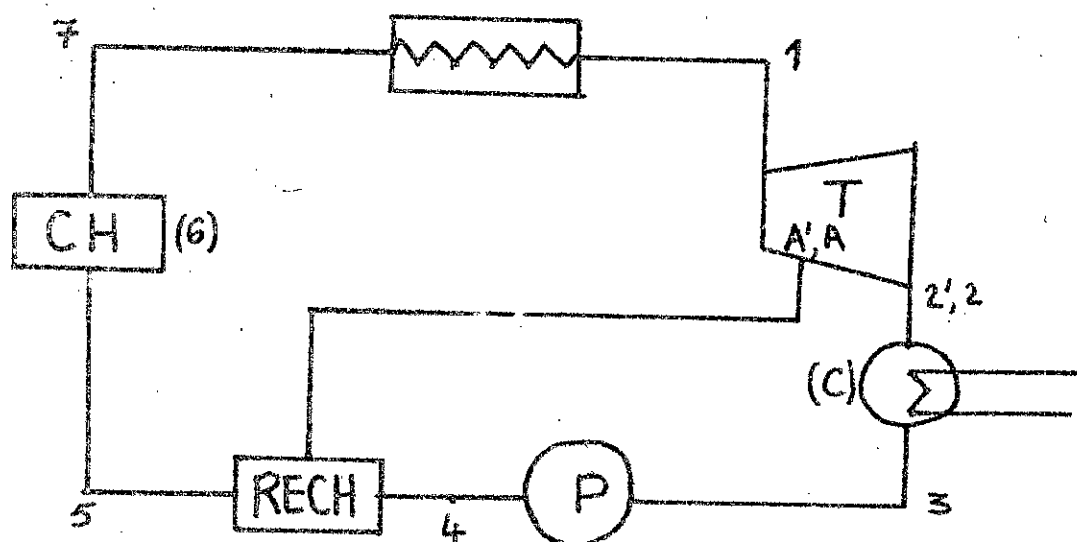
## I Cycle à régénération

## 1.1 Importance des soutirages

Les soutirages de vapeur appliqués à une turbine sont destinés à réchauffer l'eau de condensation avant son introduction dans la chaudière. L'avantage qui en découle est d'augmenter l'enthalpie du fluide moteur (l'eau d'alimentation) avant qu'il pénètre dans la source chaude par conséquent la quantité de combustible consommée par cette dernière demeure réduite d'où une nette amélioration du rendement.

## 1.2 Schéma et diagrammes

Pour améliorer le rendement, on utilise généralement le cycle à surchauffe doté d'un ou de plusieurs soutirages.

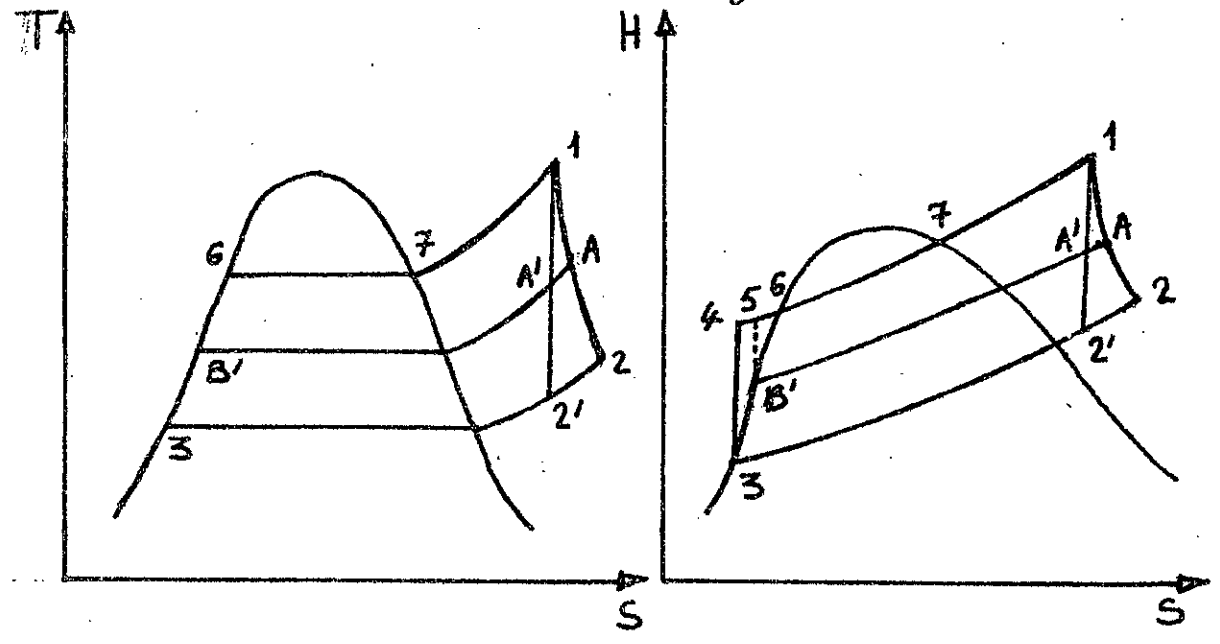


Comme l'indique le schéma ci-dessus, l'installation est

identique à celle du cycle à surchauffe (de Hirn) augmentée d'un ou de plusieurs réchauffeurs placés chacun après une pompe de refoulement et raccordés à la turbine par des tuyauteries.

Le réchauffage (4-5) s'effectue d'une façon isobare (pression de soutirage).

Le cycle à régénération ne peut pas être exactement représenté dans sa totalité en diagramme (H,s) ou (T,s).



### 1.3\_Rendement du cycle à régénération

#### 1.3.1\_Cycle à un soutirage de vapeur.

Considérons un débit masse unité de vapeur arrivant au condenseur et  $\alpha_1$  le débit masse soutiré en cours de détente. Soit  $D_1$  le point de soutirage "fig 2.1".

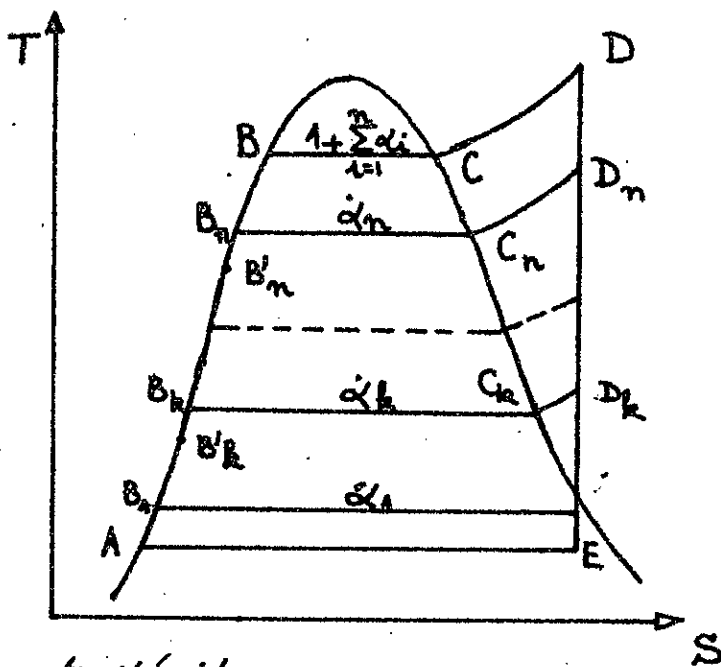
Cette vapeur réchauffe l'eau sortant du condenseur de A à B<sub>1</sub> dans un réchauffeur choisi à mélange. L'enthalpie de la vapeur soutirée diminue de  $h_{D_1} - h_{B_1}$  alors que l'enthalpie de l'eau augmente de  $h_{B_1} - h_A$ .

Si  $h_{D_1} - h_H = 0$  : pas d'amélioration de rendement, le soutirage se fait à l'entrée du condenseur.

Si  $h_D - h_{D_1} = 0$  : pas d'amélioration de rendement, le soutirage se fait à l'entrée de la turbine : réchauffage par vapeur vive.

### 1.32. Cycles à plusieurs soutirages de vapeur.

Considérons un cycle à  $n$  soutirages. Soient le débit masse unité de vapeur parvenant au condenseur et  $\alpha_1, \dots, \alpha_n$  les débits masses soutirés.



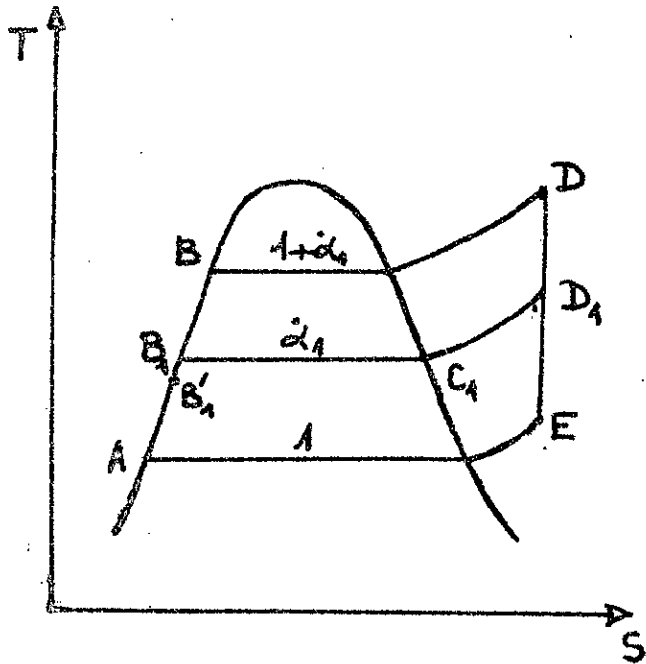
Le rendement s'écrit :

$$\eta_m = \frac{(h_D - h_E) + \sum_{k=1}^n \alpha_k (h_D - h_{D_k})}{(1 + \sum_{k=1}^n \alpha_k) (h_D - h_{B'_n})}$$

$$\eta_m = \frac{(h_D - h_E) + \sum_{k=1}^n \alpha_k (h_D - h_{D_k})}{(h_D - h_E) + \sum_{k=1}^n \alpha_k (h_D - h_{D_k})}$$

Remarque : Le rendement maximal du cycle à soutirages serait obtenu pour une infinité de soutirages à des infiniment petits et réchauffant constamment l'eau à la température de saturation correspondant à la pression de

En exprimant que l'énergie se conserve au cours du réchauffage, on peut écrire que  $\alpha_1 (h_{D_1} - h_{B'_1}) = h_{B'_1} - h_A$  (1)



Le rendement du cycle sera

$$\eta_s = \frac{Q_T}{Q_e}$$

$Q_T$ : Quantité de chaleur dans la turbine (travail)

$Q_e$ : Quantité de chaleur fournie à l'eau.

$$\eta_s = \frac{(h_D - h_E) + \alpha_1 (h_D - h_{D_1})}{(1 + \alpha_1) (h_D - h_{B'_1})} \quad (2)$$

De la relation (1) on tire  $h_{B'_1}$  et on remplace dans (2).

$$h_{B'_1} = \frac{1}{1 + \alpha_1} (\alpha_1 h_{D_1} + h_A)$$

$$\eta_s = \frac{(h_D - h_E) + \alpha_1 (h_D - h_{D_1})}{(h_D - h_A) + \alpha_1 (h_D - h_{D_1})}$$

On remarque que cette forme de rendement n'est autre que celui du cycle sans soutirage auquel on a ajouté au numérateur et au dénominateur la quantité de chaleur  $\alpha_1 (h_D - h_{D_1})$ . Par conséquent le rendement du cycle avec soutirage est supérieur à celui du cycle sans soutirage  $\eta_s > \eta$ .

$\eta_s$  est maximal quand  $\alpha_1 (h_D - h_{D_1})$  est maximal ou encore  $\frac{(h_{B'_1} - h_A)(h_D - h_{D_1})}{h_{D_1} - h_{B'_1}}$  est maximal.

soutirage : C'est un soutirage continu avec pompage continu de l'eau entre les réchauffeurs.

## II Optimisation des soutirages.

### 21 Equation et courbe d'économie.

Dans ce qui suit, on envisagera une étude plus détaillée d'une installation de réchauffage, à savoir l'équation d'économie, la répartition optimale des soutirages et le choix convenable du nombre de réchauffages.

Considérons une installation de turbine avec un réchauffage, voir fig(2,1).

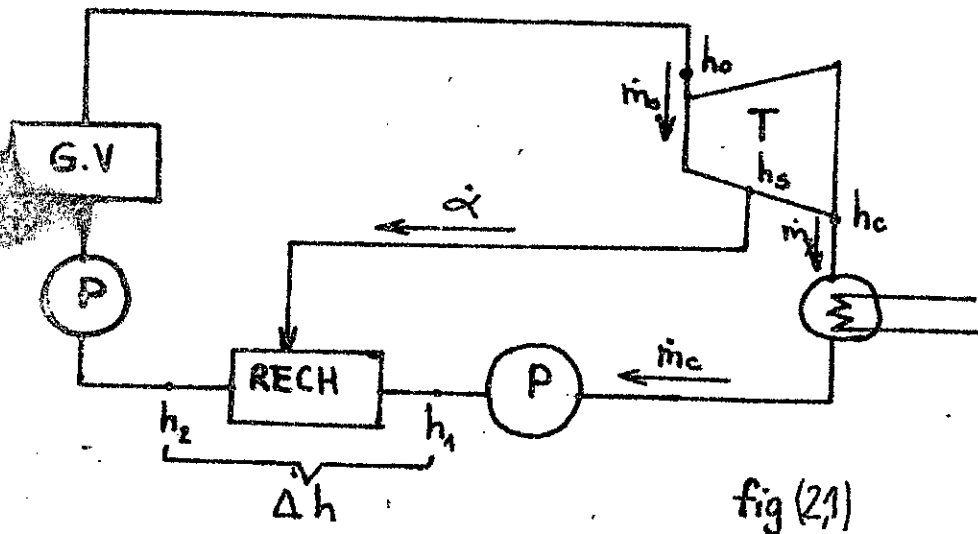


fig (2,1)

On indique par :

$m_0$  : débit de vapeur pour fonctionnement sans soutirage

$m_a$  : débit de vapeur pour fonctionnement équivalent avec soutirage.

$\alpha$  : débit de vapeur soutiré

$m_c$  : débit de vapeur au condenseur.

$h_0$  : enthalpie de la vapeur à l'entrée de la turbine

$h_s$  : enthalpie de soutirage.

On pose  $H_s = h_s - h_0$

$$H_t = h_t - h_0$$

$$v = h_1 - h_0$$

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

$\Delta h = h_2 - h_1$  : Elevation d'enthalpie de l'eau réchauffée

En fonctionnant sans soutirage la turbine fournit l'énergie thermique  $\dot{m}_0 (h_c - h_0)$

En fonctionnant avec soutirage la turbine fournit l'énergie thermique  $\dot{m}_a (h_s - h_0) + \dot{m}_c (h_c - h_s)$

$$\text{d'où } \dot{m}_0 (h_c - h_0) = \dot{m}_a (h_s - h_0) + \dot{m}_c (h_c - h_s)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_a - \alpha ; h_c - h_s = h_c - h_0 + h_0 - h_s$$

$$h_c - h_s = H_t - H_s$$

Soit donc

$$\dot{m}_0 H_t = \dot{m}_a (h_s - h_0) + (\dot{m}_a - \alpha) (H_t - H_s)$$

$$\text{d'où } \dot{m}_a = \dot{m}_0 + \alpha \left( \frac{H_t - H_s}{H_t} \right) = \dot{m}_0 + \alpha (1 - \beta) \quad (2,1)$$

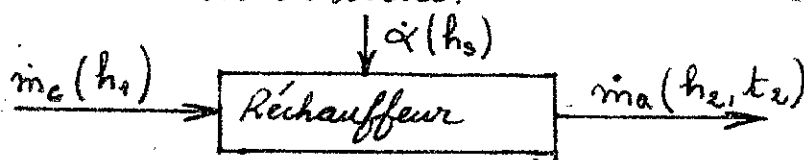
$$\dot{m}_c = \dot{m}_a - \alpha = \dot{m}_0 + \alpha (1 - \beta) - \alpha$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_0 - \alpha \beta \quad (2,2)$$

### a. Bilan thermique du réchauffeur

L'équilibre thermique dans le réchauffeur entraîne que l'énergie entrant est totalement récupérée aux pertes près à la sortie.

De même les débits masses entrant dans le réchauffeur sont conservés à la sortie.



$$\begin{cases} \dot{m}_c h_1 + \alpha h_5 = \dot{m}_a h_2 \\ \dot{m}_a = \alpha + \dot{m}_c \end{cases} \Rightarrow \dot{m}_c h_1 + \alpha h_5 = (\alpha + \dot{m}_c) h_2$$

$$\text{d'où } \alpha(h_5 - h_2) = \dot{m}_c(h_2 - h_1)$$

$$\text{Soit } \alpha w = \dot{m}_c \Delta h \quad (2, 3).$$

### b. Bénéfice dû au réchauffage

L'énergie thermique fournie par le générateur à vapeur à la turbine fonctionnant sans soutirage :

$$W_0 = \dot{m}_0 (h_0 - h_1) = \dot{m}_0 v \quad (2, 4)$$

L'énergie thermique fournie par le générateur à vapeur à la turbine avec soutirage :

$$W_a = \dot{m}_a (h_0 - h_2)$$

$$W_a = \dot{m}_a [(h_0 - h_1) - (h_2 - h_1)]$$

$$W_a = \dot{m}_a (v - \Delta h) \quad (2, 5).$$

Le bénéfice dû au réchauffage est donné par l'expression :

$$E = \frac{W_0 - W_a}{W_0} = \frac{\dot{m}_0 v - \dot{m}_a (v - \Delta h)}{\dot{m}_0 v}$$

$$E = 1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_0} \frac{v - \Delta h}{v}$$

Des relations (2, 1); (2, 2) et (2, 3) on calcule  $\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_0}$

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_0} = 1 + \frac{\Delta h (1 - \beta)}{W + \beta \Delta h} = \frac{W + \Delta h}{W + \beta \Delta h} \quad (2, 6)$$

Le bénéfice s'écrira donc

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

$$E = 1 - \frac{(W + \Delta h)(v - \Delta h)}{v(W + \beta \Delta h)} \quad (2, 7)$$

## c. Tracé de la courbe d'économie.

L'équation trouvée ultérieurement permet le tracé exact de la courbe d'économie correspondant à un réchauffage.

$$W = h_5 - h_2 \quad ; \quad v = h_0 - h_1.$$

$h_0$  donnée par le diagramme  $(H, S)$  en connaissant  $(P_0, t_0)$  de la vapeur à l'entrée des tuyères d'injection.

$h_1$  : donnée  $h_1 = C_p t_1$  ;  $C_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$  pour l'eau  
 $t_1 = t_c$  : il s'agit d'une condensation isobare et isotherme

$h_5$  : variable.

$h_c$  : En connaissant  $(P_c, t_c)$  on peut déterminer l'enthalpie en chute adiabatique  $h'_c$ .

La chute adiabatique  $h_a = h_0 - h'_c$

La chute indiquée  $h_i = \eta_i h'_c$ .

Et finalement  $h_c = h_0 - h_i$

$h_2$  : Enthalpie à la sortie du réchauffeur.

$h_2 = C_p t_2$  ;  $C_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$  pour l'eau.

D'où  $h_2 = t_2$  en  $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ , or la température de sortie du réchauffeur  $t_2$  est voisine de la température de condensation de la vapeur soustraie  $t_5$  à la pression de soutirage  $P_5$ .

$t_2 = t_5 - (2 \div 5)^\circ\text{C}$  les 2 à 5°C sont dus aux pertes [1].

$\Delta h = h_2 - h_1$  Augmentation d'enthalpie due au



réchauffage

$\beta = \frac{h_s - h_0}{h_c - h_0} = \frac{H_s}{H_b}$  ; tous les paramètres sont ainsi explicitement déterminés on peut

alors tracer aisément la courbe d'économie

$E = F(\Delta h)$  . voir fig(2,2).

22. Augmentation d'enthalpie due au réchauffage et optimisation du bénéfice.

Pour la résolution de ce problème, on a établi deux méthodes, l'une analytique approximative et l'autre graphique et précise.

a. Méthode approximative

Pour généraliser, considérons  $n$  réchauffeurs.

Soient  $h_2 - h_1$  : l'augmentation totale d'enthalpie de l'eau d'alimentation à travers le réchauffeur

$h_0 - h'_c$  : chute adiabatique totale d'enthalpie dans la turbine.

La position du soutirage, en partant de la basse pression est donnée par  $h'_{s_n} - h'_c = \frac{h_0 - h'_c}{n}$

d'où  $h'_{s_n} = h'_c + \frac{h_0 - h'_c}{n}$ .

On y détermine alors la pression de soutirage correspondante  $P_{s_n}$ . Pour un fonctionnement réel de la turbine, l'intersection de l'isobare  $P_{s_n}$  et la ligne d'expansion (chute réelle d'enthalpie totale dans la turbine) donne les enthalpies réelles de soutirages  $h_{s_n}$ .

Les températures de soutirages sont données par

l'intersection de l'isobare avec la ligne de saturation.

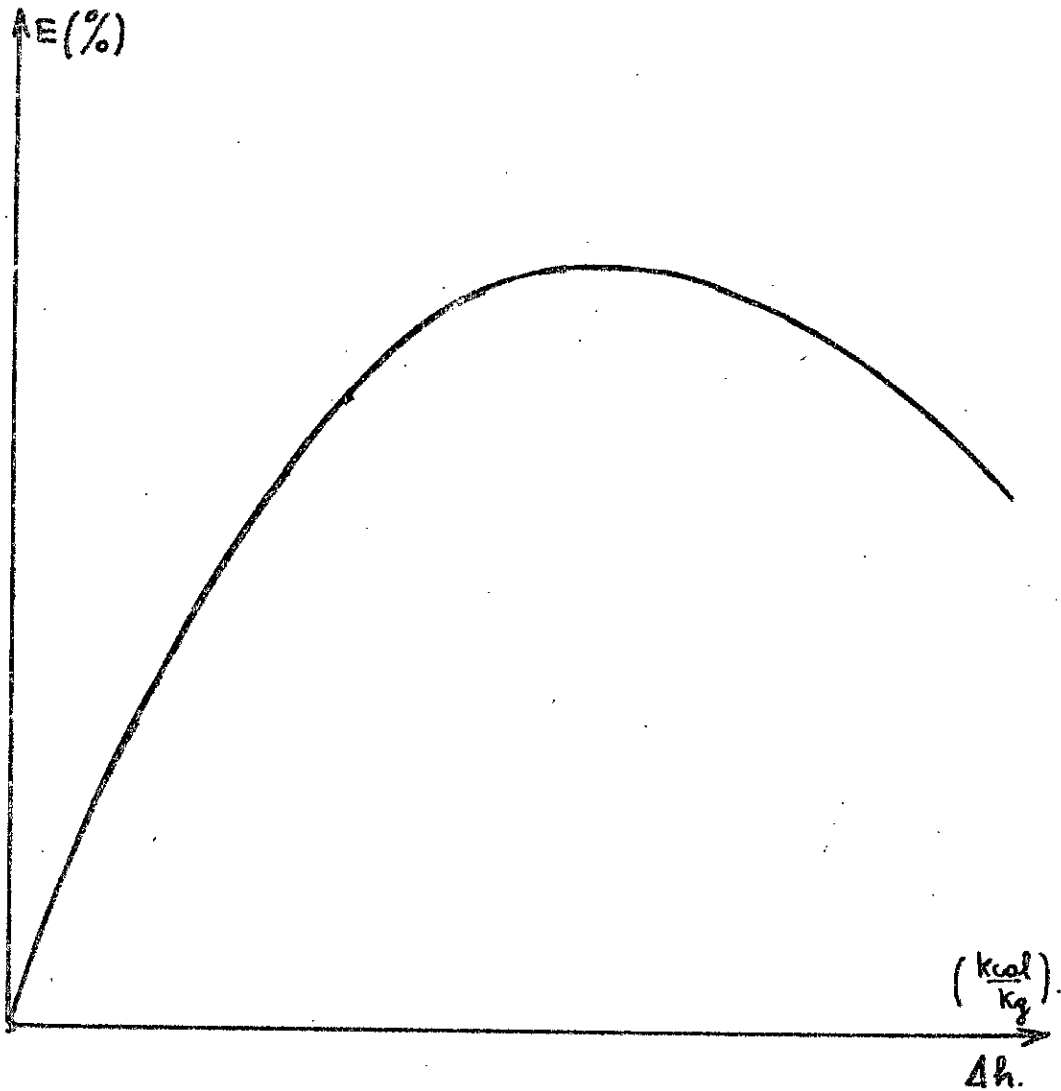
voir fig(2,3).

Comme c'est indiqué au paragraphe (2,2c) on a

$$t_2 = t_s - (2 \div 5) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

On écrira l'expression de l'enthalpie à la sortie du

Fig(2.2) : Allure de la courbe d'économie  $E = f(\Delta h)$ .



réchauffeur :  $h_2 = C_p t_2$  ;  $C_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$

$$t_2 = t_s - (2 \div 5) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Par conséquent l'augmentation d'enthalpie de l'eau d'alimentation pour le  $i^{\text{ème}}$  réchauffeur est

$$\text{donnée par } \Delta h_i = h_{2,i} - h_{2,i-1}$$

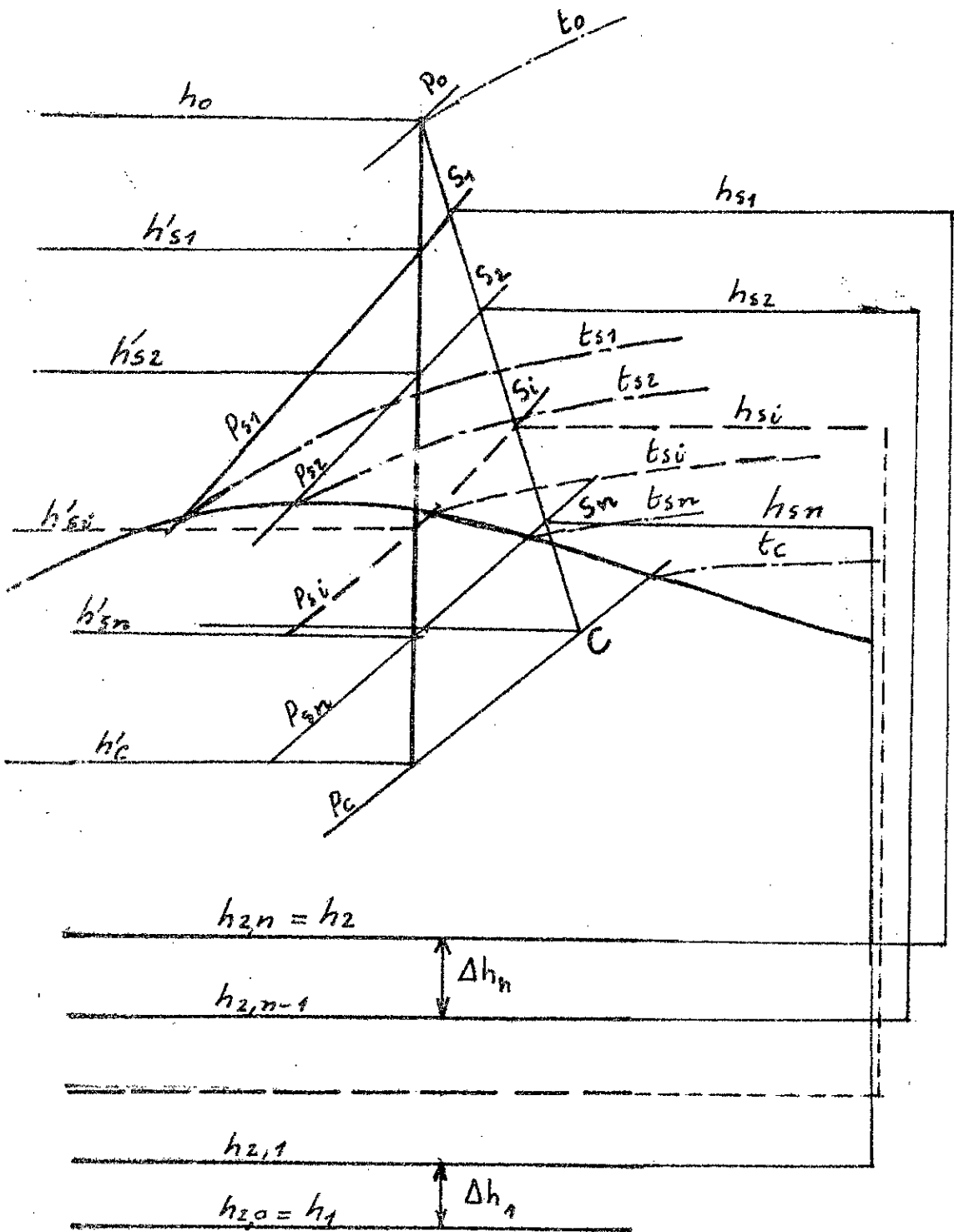


Fig. 2-3 Détermination des augmentations d'enthalpie dues à  $n$  réchauffages

L'augmentation d'enthalpie due à  $n$  réchauffeurs sera donc

$$\Delta h = \sum_{i=1}^n \Delta h_i = \sum_{i=1}^n h_{2,i} - h_{2,i-1}$$

$$= h_{2,1} - h_{2,0} + h_{2,2} - h_{2,1} + \dots + h_{2,n} - h_{2,n-1} = h_{2,n} - h_{2,0}$$

Or  $h_{2,n} = h_2$  et  $h_{2,0} = h_1$ .

D'où  $\Delta h = \sum_{i=1}^n \Delta h_i = h_2 - h_1$ .

$\Delta h$  C'est l'enthalpie que possède l'eau d'alimentation avant son introduction dans la chaudière. C'est une énergie gagnée traduisant une remarquable économie du point de vue consommation de combustible.

## b Méthode graphique

Après avoir tracé la courbe d'économie correspondant au premier réchauffeur, on peut en déduire les  $n$  autres qui suivent en adoptant la méthode suivante :

On divise la chute d'enthalpie totale  $\Delta h$  produite par les  $n$  réchauffeurs en  $(n+1)$  parties (quelconques ou égales). A chaque  $\Delta h_i$  correspond l'économie  $E_i$  exprimée par la relation  $E_i = \operatorname{tg} d_i \Delta h_i$ . On aura ainsi fixé les points  $M_{1,i}$  sur cette courbe.  $d_i$  étant l'angle formé par la droite  $OM_{1,i}$  et l'axe des abscisses fig (2, 4).

Les tangentes à la courbe d'économie menées parallèlement à  $OM_{1,i}$  donnent par leur intersection avec le prolongement de  $H_i M_{1,i}$  les points  $M_{2,i}$  appartenant

à la courbe d'économie correspondant au deuxième réchauffage.

De la même façon l'intersection des prolongements  $H_i M_{2,i}$  avec les tangentes à la courbe d'économie correspondant au deuxième réchauffage menée parallèlement à  $OM_{2,i}$  donnent les points  $M_{3,i}$  appartenant à la troisième courbe de soutirage.

Pour le  $n^{\text{ième}}$  soutirage les points  $M_{n,i}$  appartenant à la  $n^{\text{ième}}$  courbe de soutirages sont donnés par l'intersection des prolongements  $H_i M_{1,i}$  avec les tangentes à la courbe d'économie correspondant au  $(n-1)^{\text{ième}}$  soutirage menée parallèlement à  $OM_{1,i}$ .

On situe le bénéfice maximal des  $n$  réchauffages par la position la plus haute de la courbe d'économie correspondant au dernier réchauffage soit  $N_{n, \max}$  ce point.

Mais pour déterminer l'économie due à chacun des réchauffages intermédiaires, il suffit de tracer la tangente issue du point  $N_{n, \max}$  à la  $(n-1)^{\text{ième}}$  courbe d'économie. Soit  $N_{n-1}$  ce point de tangence.

Et ainsi de suite jusqu'à ce qu'on aboutit au premier réchauffage où on trace la tangente menée du point  $N_2$  à la première courbe d'économie correspondant au premier soutirage, soit  $N_1$  ce point. La projection de  $N_i$   $N_{i+1}$  sur l'axe des abscisses donne l'augmentation d'enthalpie due au  $i^{\text{ème}}$  réchauffage.

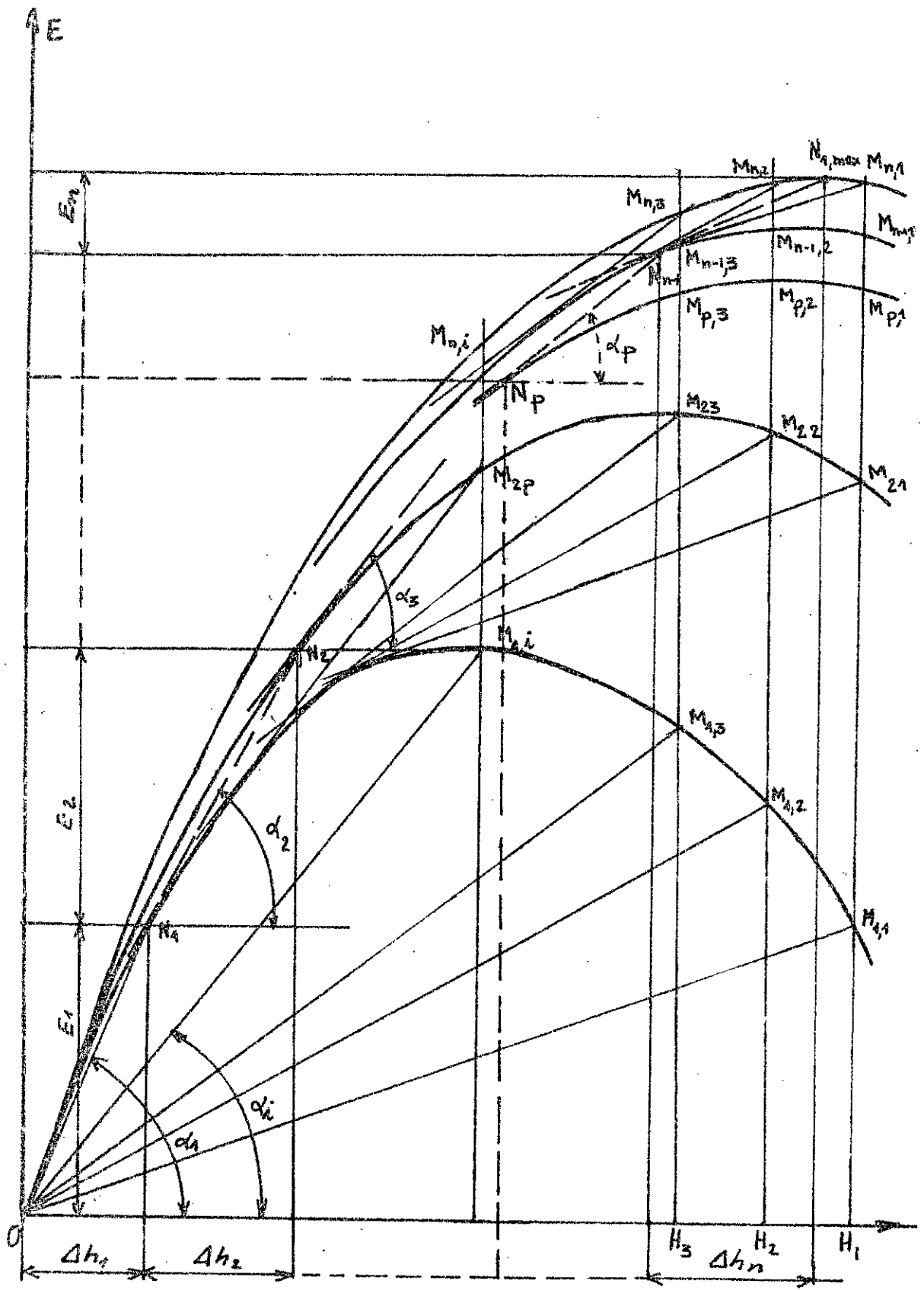


Fig. 2.4 Optimisation du bénéfice pour plusieurs soutirages

et sa projection sur l'axe des ordonnées donne le bénéfice correspondant.

L'augmentation d'enthalpie de l'eau d'alimentation due à tous les réchauffeurs est :

$$\Delta h_t = \sum_{i=1}^n \Delta h_i = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \dots + \Delta h_i + \dots + \Delta h_n.$$

Le bénéfice résultant  $E_t = \sum_{i=1}^n E_i$

$$E_t = \sum_{i=1}^n t_{q_i} \alpha_i \Delta h_i.$$

### III Détermination des débits

Considérons  $n$  réchauffeur, les bénéfices et les augmentations d'enthalpies sont respectivement :  $E_1, E_2, \dots, E_n$  et  $\Delta h_1, \dots, \Delta h_n$ .

Les débits soutirés sont :  $\dot{\alpha}_1, \dot{\alpha}_2, \dots, \dot{\alpha}_n$ .

Les équations (2, 1) et (2, 2) appliquées pour  $n$  réchauffages donnent :

$$\dot{m}_a = \dot{m}_0 + (1 - \beta_1) \dot{\alpha}_1 + \dots + (1 - \beta_n) \dot{\alpha}_n \quad (2, 8)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_0 - \beta_1 \dot{\alpha}_1 - \dots - \beta_n \dot{\alpha}_n \quad (2, 9)$$

Le bilan d'énergie d'un réchauffeur d'ordre  $i$  est :

$$\dot{\alpha}_i W_i = (\dot{m}_a - \dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2 - \dots - \dot{\alpha}_i) \Delta h_i \quad (2, 10)$$

$$i = 1, \dots, n.$$

On a alors un système d'équation de  $(n+2)$  équations à  $(n+2)$  inconnues.

## CHAP III OPTIMISATION ET CALCUL DU BENEFICE DÛ AUX RECHAUFFAGES

Il nous est proposé d'étudier une turbine à vapeur à condensation ayant les caractéristiques suivantes.

Admission	$P_0 = 22 \text{ bars}$ $t_0 = 330 \text{ }^\circ\text{C}$
Echappement	$P_c = 0,065 \text{ bar}$
Puissance aux bornes de l'alternateur.	$P = 18 \text{ MW}$

Le problème c'est d'abord optimiser le bénéfice et déterminer les caractéristiques des points de soutirages ( $P_s, t_s, h_s$ ). On fera cette étude en variant le nombre de soutirages fixés à  $n=1, n=3, n=5, n=7$  et  $n=9$  soutirages.

En utilisant les résultats obtenus, on déduira simultanément les valeurs optimales des soutirages ainsi que l'effet du nombre de soutirage sur le bénéfice.

Les deux méthodes détaillées dans le chapitre précédent permettent de déterminer les caractéristiques des soutirages.

- La méthode approximative mais rapide donne les caractéristiques optimales des soutirages seulement.
- La méthode graphique plus lente et plus précise



donne dans les détails les courbes du bénéfice  $E$  en fonction de l'augmentation d'enthalpie de l'eau d'alimentation à travers le réchauffeur avec les valeurs optimales correspondantes.

## I. Cas d'un soutirage

### 1.1. Méthode approximative

Pour tenir compte des réalités des choses, on supposera une chute de pression au niveau de la vanne d'arrêt de 4% et une chute de température correspondante de  $2^\circ\text{C}$ , ceci entraînera :

$$\begin{cases} P_0 = 22,5(1 - 0,04) = 21,6 \text{ bars} \\ t_0 = 330 - 2 = 228^\circ\text{C} \end{cases}$$

Le diagramme de Mollier donne l'enthalpie de la vapeur à l'entrée de la turbine  $h_0 = 737 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$ .  
La chute adiabatique sur l'isobare  $P_c$  donne

$$h'_c = 506 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

La chute adiabatique d'enthalpie sera donc

$$h_a = h_0 - h'_c = 737 - 506 = 231 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Et avec un rendement indiqué modéré  $\eta_i = 0,83$

La chute indiquée sera  $h_i = \eta_i \cdot h_a$  soit

$$h_i = 0,83 \cdot 231 = 192 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

D'où l'enthalpie de sortie de la turbine

$$h_c = h_0 - h_i = 737 - 192 = 545 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

La température à la sortie du condenseur sera

$$t_c = 37^\circ\text{C} = t_1 \text{ (donnée par le diagramme (H, S))}$$

On déduit l'enthalpie à la sortie du condenseur :

$$h_1 = C_p t_1; C_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \text{ (eau)} \Rightarrow h_1 = 37 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

En divisant la chute adiabatique d'enthalpie dans la turbine en deux parties égales :

$$h'_{s,1} - h'_c = \frac{737 - 506}{2} = 115,5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$h'_{s,1} = h'_c + 115,5 = 621,5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Sur le diagramme de Mollier (voir fig 3.1) on lit directement :

$$h_{s,1} = 640 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} : \text{l'enthalpie réelle de soutirage}$$

$$P_{s,1} = 2 \text{ bars} : \text{pression de soutirage.}$$

$$t_{s,1} = 119^\circ\text{C} : \text{température de soutirage.}$$

Tableau donnant les valeurs des différents paramètres :

$h'_s$	$h_s$	H	$\beta$	$P_s$	$t_s$	$\Delta t$	$h_2(t_2)$	W	$\Delta h$	E
kcal/kg.			—	bar	°C		kcal/kg		%	
621,5	640	97	9,505	2	119	3	116	524	79	5,2

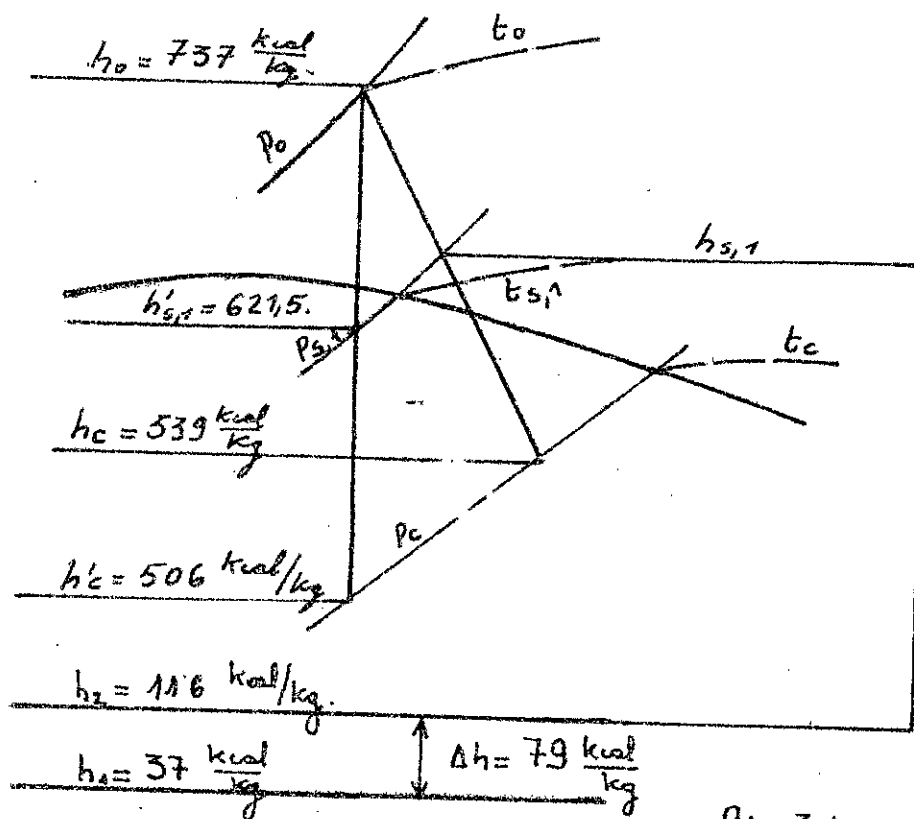


Fig 3.1

## 12. Méthode graphique

On commence par tracer la courbe d'économie à un soutirage  $E = f(\Delta h)$ .

Son équation est donnée par (2,7).

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

$\Delta h = h_2 - h_1$  : augmentation d'enthalpie à travers le réchauffeur.

$$v = h_0 - h_1 = 737 - 37 = 700 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$w = h_5 - h_2 : h_5 \text{ varie de } 737 \text{ à } 545 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$t_2 = t_5 - \Delta t ; \Delta t = 2 \pm 5 \text{ } ^\circ\text{C} [1].$$

$$h_2 = c_p t_2 \text{ comme } c_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \text{ alors } h_2 = t_2 \text{ en } \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\beta = \frac{H_s}{H_t} = \frac{h_0 - h_s}{h_0 - h_c} ; h_c = 545 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$H_t = h_0 - h_c = 737 - 545 = 192 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Les différents paramètres ainsi calculés sont présentés dans le tableau (3,1).

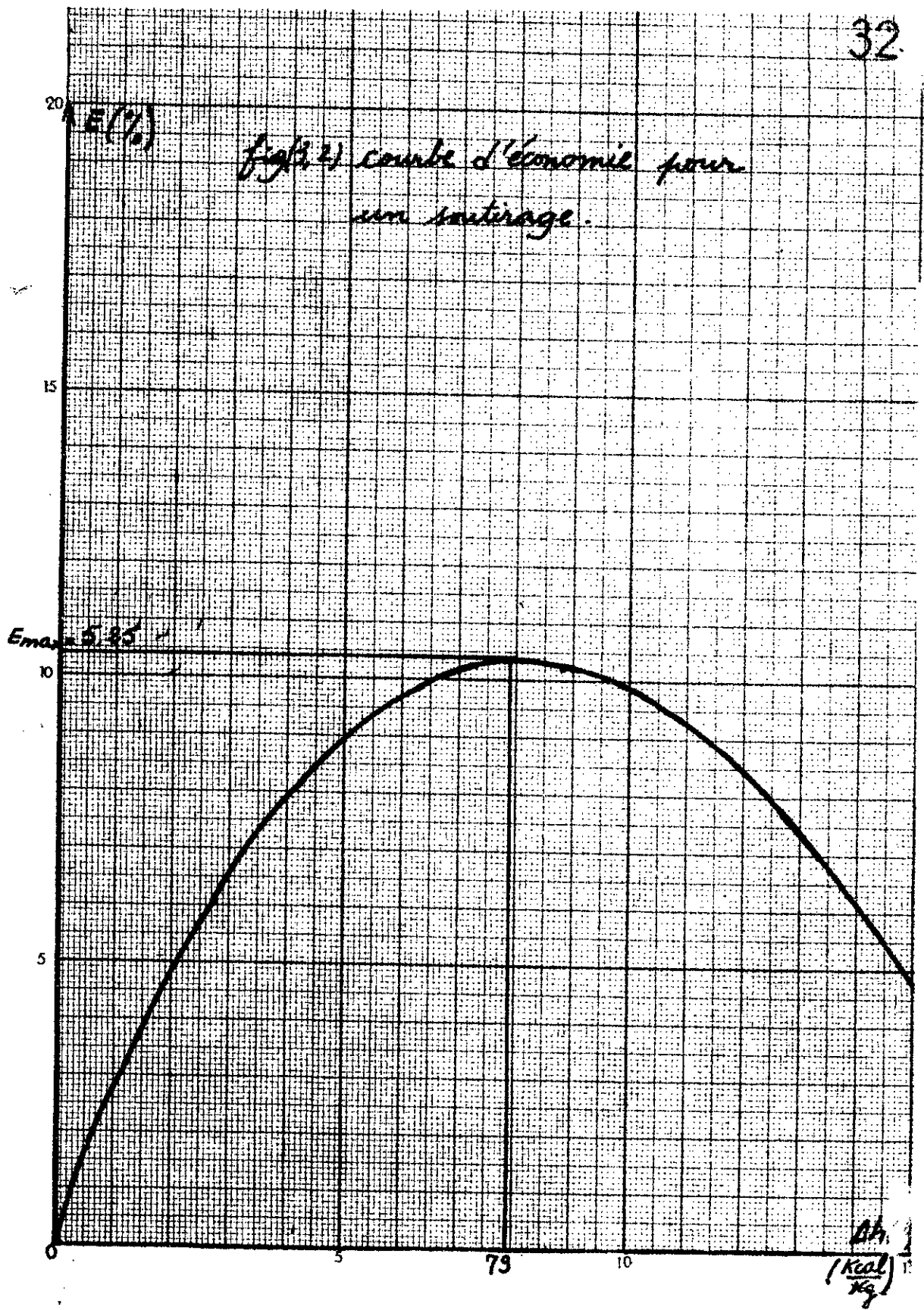
La courbe d'économie  $E = f(\Delta h)$  correspondant à un soutirage étant tracée (fig 3.2), on lit alors :

$$E_{\max} = 5,25 \% \text{ pour } \Delta h = 79 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$\Delta h$ (Kcal/kg)	E (%)
79	5,25

Remarque :

Les bénéfices trouvés différemment par les deux méthodes sont sensiblement égaux. Ceci fait preuve que la méthode approximative pour un seul soutirage est aussi.



précise que la méthode graphique.

$h_s$	$H_s$	$\beta$	$\Delta t$	$t_s$	$h_s(t_s)$	$w$	$\Delta h$	$E$
	Kcal/kg	—	°C			Kcal/kg		%
737	0	0	4	216	212	525	175	0
720	17	0,0885	4	197	193	527	156	1,9
700	37	0,193	4	177	173	527	136	3,4
675	62	0,322	4	154	150	525	113	4,49
650	87	0,453	3	128	125	525	88	5,15
625	112	0,583	3	107	104	521	67	5,05
600	137	0,713	2	87	85	515	48	4,48
575	162	0,842	2	65	63	512	26	3
550	187	0,975	2	47	45	505	8	1,15
545								0

Tableau (3.1).

## II. Cas de trois soutirages.

### 2.1. Méthode approximative.

On divise la chute adiabatique d'enthalpie dans la turbine en quatre parties :

$$h'_{s,3} - h'_c = \frac{737 - 506}{4} = 57,75 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

d'où

$$h'_{s,3} = h'_c + 57,75 = 563,75 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$h'_{s,2} = 563,75 + 57,75 = 621,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$h'_{s,1} = 621,5 + 57,75 = 679,25 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Du diagramme  $(H, S)$ , on relève directement les caractéristiques de soutirage  $(h_s, p_s, t_s)$ . voir fig (3.3).

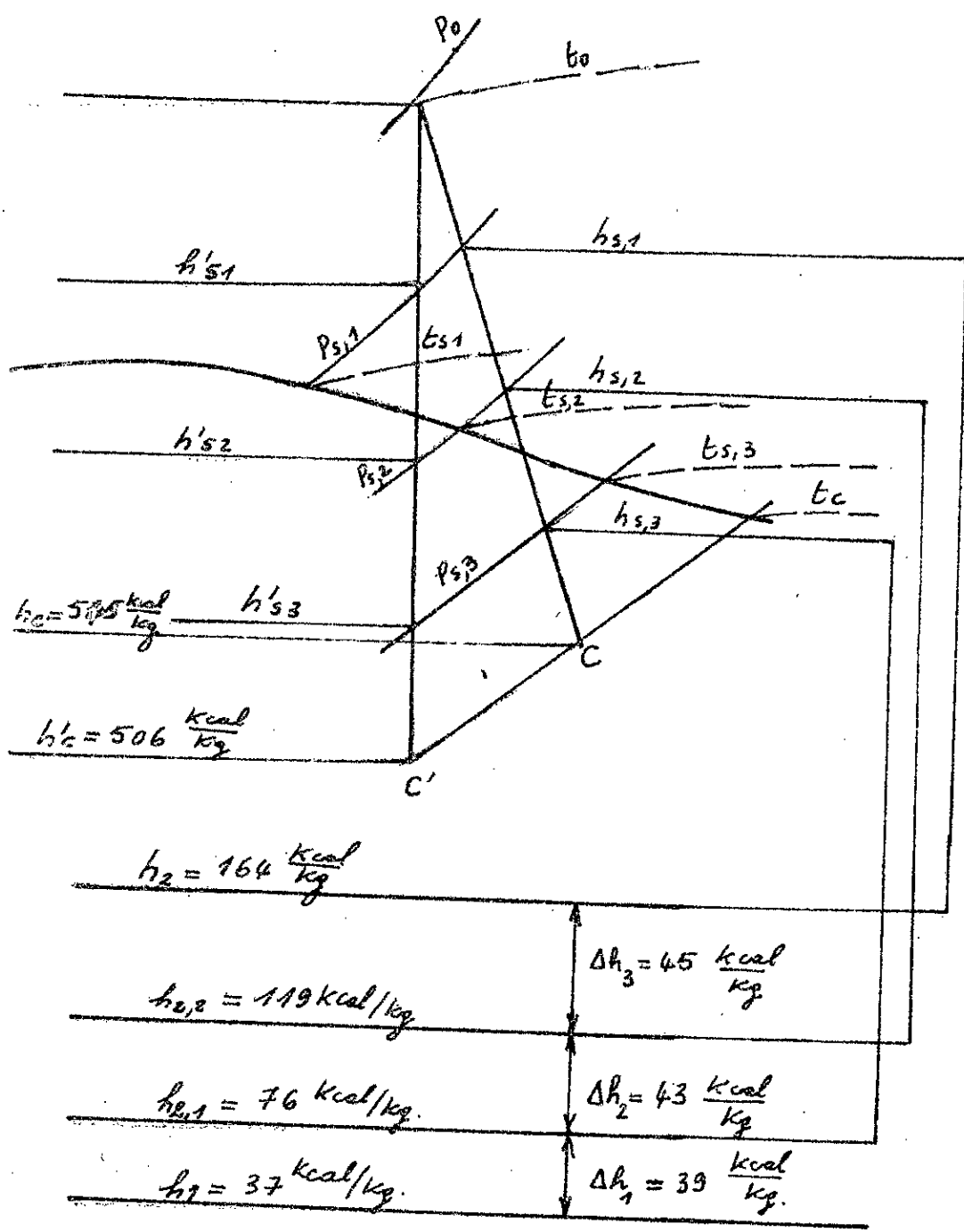


fig. 33 Détermination des caractéristiques de trois soutirages.

Tableau donnant les paramètres relatifs à trois soutirages:

$R'_s$	$h_s$	$H_s$	$\beta$	$\Delta t$	$t_s$	$P_s$	$h_2(t_2)$	$W$	$\Delta h$
Kcal/kg			—	°C		bars	Kcal/kg.		
680	691	46	0,2395	4	168	7,5	164	527	127
621	643	94	0,485	3	122	2,1	119	524	82
563	592	145	0,755	2	78	0,45	76	516	39

Finalement on résume les caractéristiques correspondant à chacun des soutirages dans le tableau suivant :

paramètres soutirages	$\Delta h$	$h_2$	$t_s$	$P_s$	$h_s$	$H_s$	$W$	$\beta$
	Kcal/kg		°C	bars	Kcal/kg			—
3 <sup>ème</sup> soutirage	45	164	168	7,5	691	46	527	0,2395
2 <sup>ème</sup> soutirage	43	119	122	2,1	643	94	524	0,485
1 <sup>ère</sup> soutirage	39	76	78	0,45	592	145	516	0,755

## 2.2 Méthode graphique.

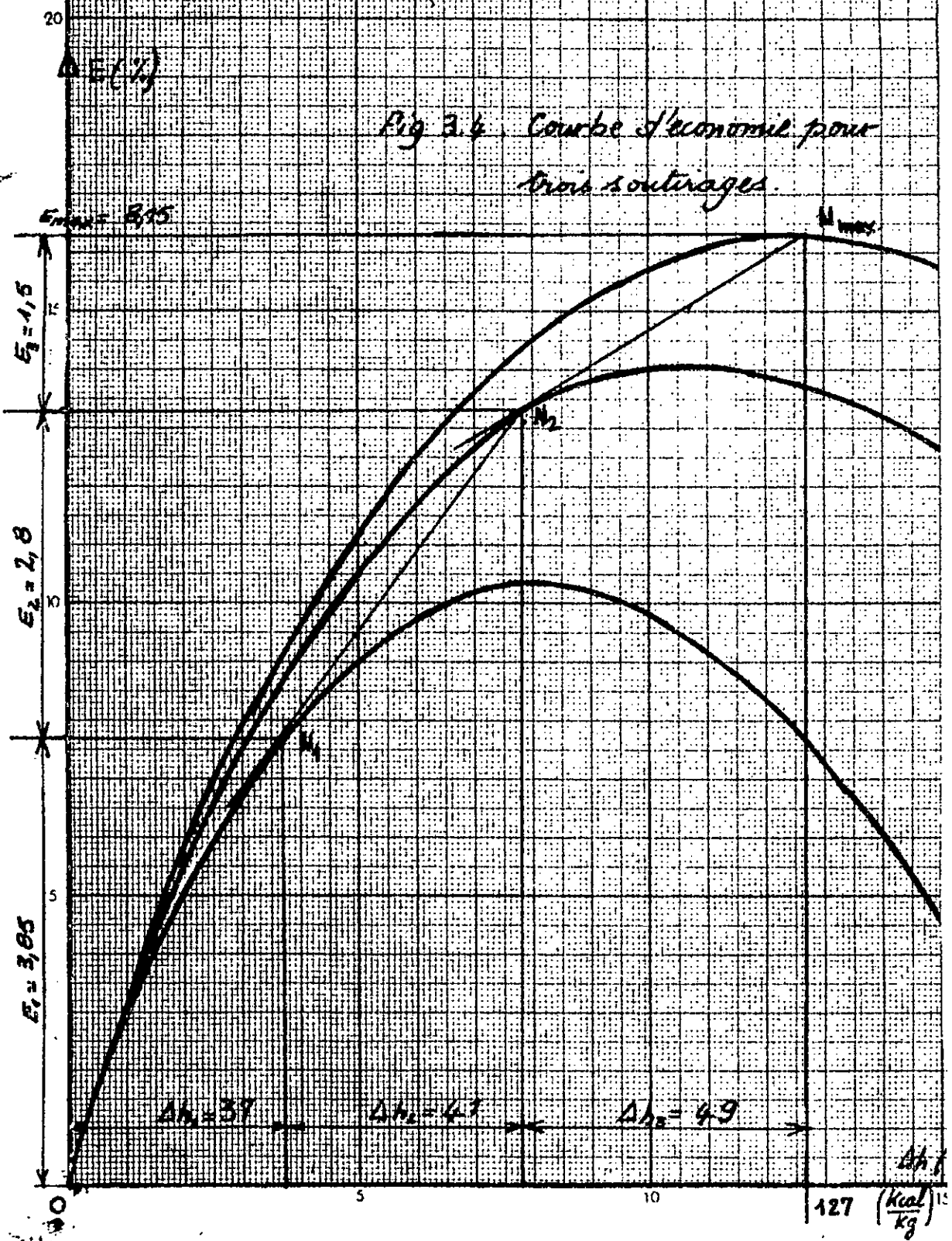
A partir de la courbe d'économie à un soutirage, on trace, par la méthode indiquée au paragraphe (2.2b) du Chap II, celles à trois soutirages. fig (3.4).

Le maximum de la courbe d'économie correspondant au troisième soutirage  $N_{3, \max}$  indique

$$E_{\max} = 8,15 \%$$

$$\Delta h_{\max} = 127 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

La tangente à la deuxième courbe d'économie menée de  $N_{3, \max}$  donne le deuxième point optimal de





soutirage  $N_2$ .

De même, la tangente à la première courbe d'économie menée de  $N_2$  donne le premier point de soutirage  $N_1$ .

La projection de  $ON_1$ ,

- sur l'axe des abscisses donne  $\Delta h_1 = 38 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
- sur l'axe des ordonnées donne  $E_1 = 3,85\%$ .

La projection de  $N_1, N_2$

- sur l'axe des abscisses donne  $\Delta h_2 = 41 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
- sur l'axe des ordonnées donne  $E_2 = 2,8\%$ .

La projection de  $N_2, N_{3\text{max}}$

- sur l'axe des abscisses donne  $\Delta h_3 = 49 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
- sur l'axe des ordonnées donne  $E_3 = 1,5\%$ .

Tableau récapitulatif des résultats :

Soustractions	$\Delta h \left( \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right)$	$E (\%)$
3 <sup>ème</sup> soutirage	49	1,5
2 <sup>ème</sup> soutirage	41	2,8
1 <sup>ère</sup> soutirage	37	3,85

Remarque :

Les augmentations d'enthalpies au niveau des réchauffeurs ont des valeurs peu différentes selon qu'elles soient calculées par l'une ou l'autre méthode. Plus le nombre de réchauffeurs augmente, plus la méthode approximative est moins précise; la différence se trouvant amplifiée par ce nombre.

### III. Cas de cinq soutirages

#### 3.1. Méthode approximative

On divise la chute adiabatique d'enthalpie dans la turbine

en six parties :  $h'_{s,5} - h'_0 = \frac{737 - 506}{6} = 38,5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

$$h'_{s,i} = h'_{s,i-1} + 38,5 ; i = 1, 2, 3, 4, 5.$$

Du diagramme de Mollier on tire les caractéristiques correspondants à chacun des soutirages.

Tableau des résultats :

$h'_s$	$h_s$	$H_s$	$\beta$	$t_s$	$\Delta t$	$h_2(t_2)$	$P_s$	$W$	$\Delta h$
Kcal/kg			—	°C		$\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$	bars	Kcal/kg	
699	708	29	0,151	188	4	184	11	524	147
661	676	61	0,317	154	3	151	5	525	114
623	643	94	0,489	123	3	120	1,9	523	83
585	610	127	0,661	92	2	90	0,65	520	53
547	576	161	0,838	64	2	62	0,22	514	25

Les augmentations d'enthalpies à travers les réchauffeurs sont données par  $\Delta h_i = h_{2,i} - h_{2,i-1}$

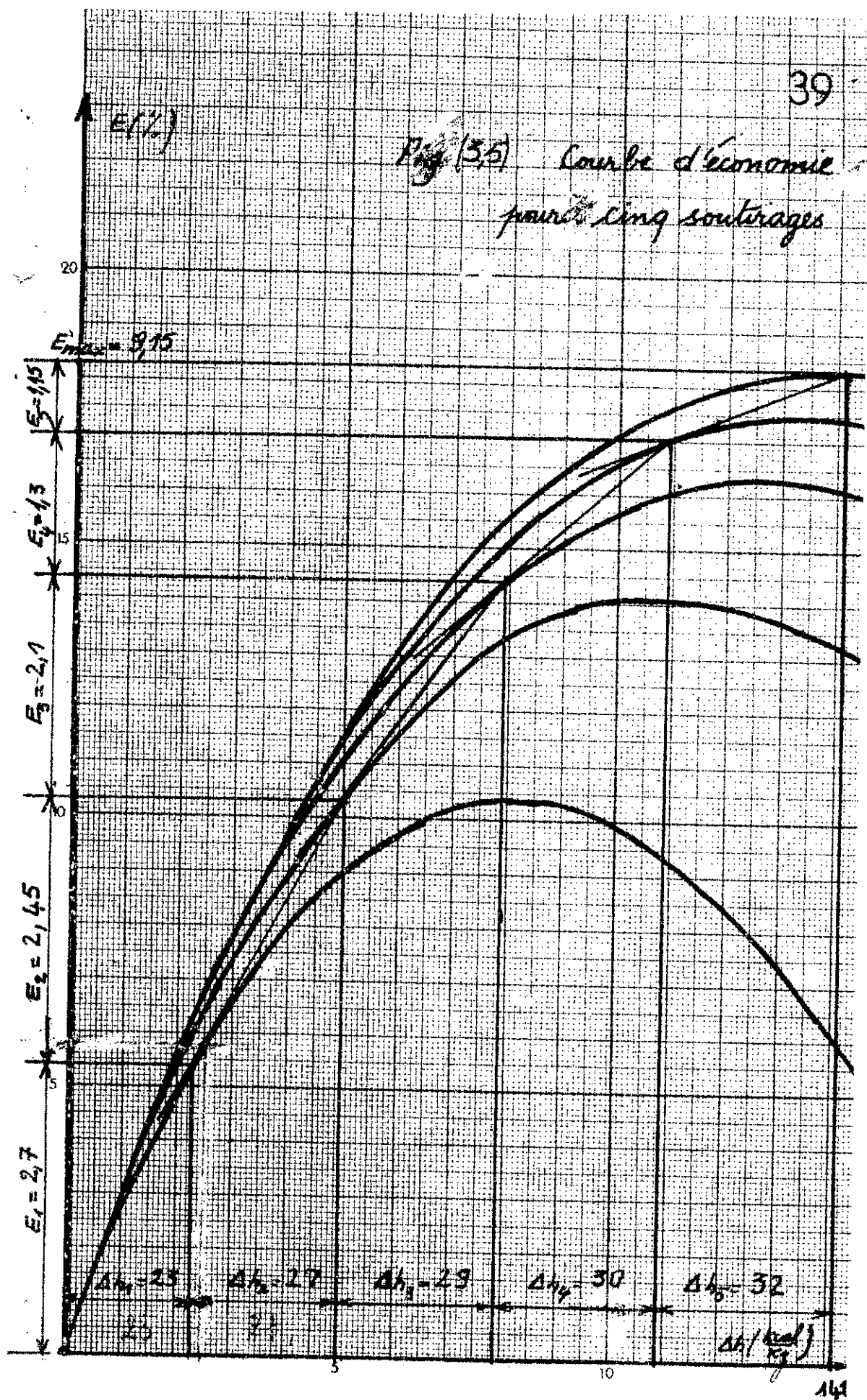
avec  $i = 1, 2, 3, 4, 5$  et  $h_{2,6} = h_1 = 37 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

$\Delta h_1$	$\Delta h_2$	$\Delta h_3$	$\Delta h_4$	$\Delta h_5$
Kcal/kg				
25	28	30	31	33

#### 3.2 Méthode graphique

De la même façon que précédemment, on trace les courbes d'économie à 5 soutirages fig(35).

Fig (35) Courbe d'économie pour cinq soutrages



Le maximum  $E_{max} = 9,15\%$  est obtenu pour

$$\Delta h_{max} = 14,1 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Tableau récapitulatif.

Soutirages	$\Delta h$ (Kcal/kg)	E (%)
1 <sup>er</sup> soutirage	23	2,7
2 <sup>e</sup> soutirage	27	2,4
3 <sup>e</sup> soutirage	29	2,1
4 <sup>e</sup> soutirage	30	1,3
5 <sup>e</sup> soutirage	32	1,15

De même, on remarque que les valeurs trouvées par cette méthode comparées à celles trouvées par la méthode approximative sont aussi différentes mais pas excessivement.

#### IV. Cas de sept soutirages

##### 4.1. Méthode approximative

Dans ce cas, la chute adiabatique d'enthalpie doit être divisée en huit parties égales

$$h'_{s,7} - h'_c = \frac{737 - 506}{8} \approx 29 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{d'où } h'_{s,i} = h'_{s,i-1} + 29 ; i = 1, 2, \dots, 7$$

On récapitule les paramètres calculés dans le tableau (3,1).

Les augmentations d'enthalpies à travers les réchauffeurs sont données par la relation:  $\Delta h_i = h_{2,i} - h_{2,i-1}$ ;  $i = 1 \div 7$ .

On résume les valeurs obtenues dans le tableau suivant:

$\Delta h_1$	$\Delta h_2$	$\Delta h_3$	$\Delta h_4$	$\Delta h_5$	$\Delta h_6$	$\Delta h_7$
17	20	22	23	23	24	25

$h'_s$	$h_s$	$H_s$	$P_s$	$\beta$	$t_s$	$\Delta t$	$h_2(t_2)$	$W$	$\Delta h$
kcal/kg			bars	—	°C		Kcal/kg		
708	712	25	13	3,13	195	4	191	521	154
679	691	46	7,6	0,239	169	4	161	530	124
650	667	70	4,2	0,364	145	3	142	525	105
621	641	96	2,1	0,5	122	3	149	522	82
592	617	120	0,91	0,625	98	2	96	521	52
563	591	146	0,40	0,760	76	2	74	517	37
534	564	173	0,16	0,901	56	2	54	510	17

Tableau (3,1).

## 4.2. Méthode graphique

Les courbes d'économie tracées sur la figure (3,6) indiquent un bénéfice maximal  $E_{\max} = 9,57\%$  pour

$$\Delta h_{\max} = 14,8 \text{ kcal/kg}$$

La même construction que précédemment donne les augmentations d'enthalpie  $\Delta h$  à travers les réchauffeurs et les bénéfices correspondants.

On résume les résultats trouvés dans le tableau ci-dessous.

Soustractions	1	2	3	4	5	6	7
$\Delta h$ (Kcal/kg)	17,5	19	19,5	20	22	24	26
$E$ (%)	2,17	1,83	1,7	1,4	1,15	0,80	0,42

## V. Cas de neuf soutirages

### 5.1. Méthode approximative

De la même façon, on divise la chute adiabatique d'enthalpie dans la turbine en dix parties égales:

$$h'_{s,9} - h'_c = \frac{737 - 506}{10} = 23,1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$h'_{s,i} = h'_{s,i-1} + 23,1 ; i = 1 \div 9.$$

Tableau récapitulatif des résultats :

$h'_s$	$h_s$	$H_s$	$P_s$	$\beta$	$\Delta t$	$t_s$	$h_x(t_s)$	$W$	$\Delta h$
kcal/kg			bar	—	°C		kcal/kg		
713	719	18	15	0,093	4	199	195	524	158
691	702	35	10	0,182	4	179	175	527	138
667	674	63	6,2	0,328	4	160	156	518	119
644	662	75	3,6	0,390	3	140	137	525	100
621	644	93	2,24	0,484	3	121	118	526	81
598	622	115	1,15	0,598	2	102	100	522	63
575	602	135	0,6	0,703	2	85	83	519	46
552	581	156	0,3	0,812	2	69	67	514	30
529	562	175	0,14	0,911	2	59	57	511	14

Les augmentations d'enthalpies à travers les réchauffeurs sont données par la relation :  $\Delta h_i = h_{2,i} - h_{2,i-1}$

où  $i = 1 \div 9$ .

On résume les résultats dans le tableau suivant :

$\Delta h_1$	$\Delta h_2$	$\Delta h_3$	$\Delta h_4$	$\Delta h_5$	$\Delta h_6$	$\Delta h_7$	$\Delta h_8$	$\Delta h_9$
14	16	16	17	18	19	19	19	20

## 5.2. Méthode graphique

Les courbes d'économie correspondant à neuf soutirages sont tracées sur la figure (3.7).

Le maximum  $E_{max} = 9,92\%$  est obtenu pour  $\Delta h = 156 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$

Tableau des résultats :

soutirage	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Delta h (\frac{\text{kcal}}{\text{kg}})$	13,5	15	15,5	17	18	18	18,5	19	20
E (%)	1,82	1,58	1,55	1,37	1,25	0,90	0,72	0,45	0,28.

### Remarque générale

L'adoption des deux méthodes d'optimisation dans nos calculs met en évidence l'importance et le degré d'exactitude de chacune d'elle. La première méthode est moins précise à cause de l'approximation faite au niveau de chaque réchauffeur où on a pris la température de sortie du réchauffeur ( $t_2$ ) égale à la température de saturation ( $t_s$ ) "le soutirage". Cette erreur peut être éliminée mais au détriment de la simplicité du problème qui devient plus complexe : il s'agit d'établir le bilan d'énergie dans chaque réchauffeur et en déduire la température exacte de sortie ( $t_2$ ).

En plus de l'approximation des résultats, la première méthode ne permet pas l'évaluation des bénéfices correspondants aux augmentations d'enthalpies. La méthode graphique serait encore plus précise dans la mesure où un ordinateur est disponible.

# VI Synthèse

Pour conclure, on résume les résultats obtenus pour les différents soutirages dans le tableau qui suit :

nbre des soutirages \ bénéfices	$E_1$	$E_2$	$E_3$	$E_4$	$E_5$	$E_6$	$E_7$	$E_8$	$E_9$	$E_{max}$
1	5,25									5,25
3	3,85	2,8	1,5							8,15
5	2,7	2,4	2,1	1,3	1,15					9,15
7	2,17	1,93	1,7	1,4	1,15	0,80	0,42			9,57
9	1,82	1,58	1,55	1,37	1,25	0,90	0,72	0,45	0,28	9,92

Le bénéfice croît avec le nombre de soutirage, seulement comme l'indique les valeurs du tableau ci-dessus qu'à partir d'un certain nombre de soutirage celui-ci ne subit que de petites augmentations qui sont, moyennant l'investissement de l'appareillage, éventuellement inutiles. Par conséquent, l'optimisation des réchauffages tient compte non seulement du rendement mais aussi des frais d'installation.

Pour un nombre de soutirage plus grand (par exemple neuf), le bénéfice subit des augmentations de plus en plus petites (voir fig: (3,2); (3,8); (3,9); (3,10) et (3,11)) pour aboutir enfin à un bénéfice maximal de 9,92% qui n'est pas assez loin de celui requis par cinq soutirages, de là, apparaît la nécessité d'en limiter le nombre de soutirage parfois à cinq. La détermination du nombre de soutirage résulte d'un calcul



Bénéfice requis en fonction du nombre de soutirages.

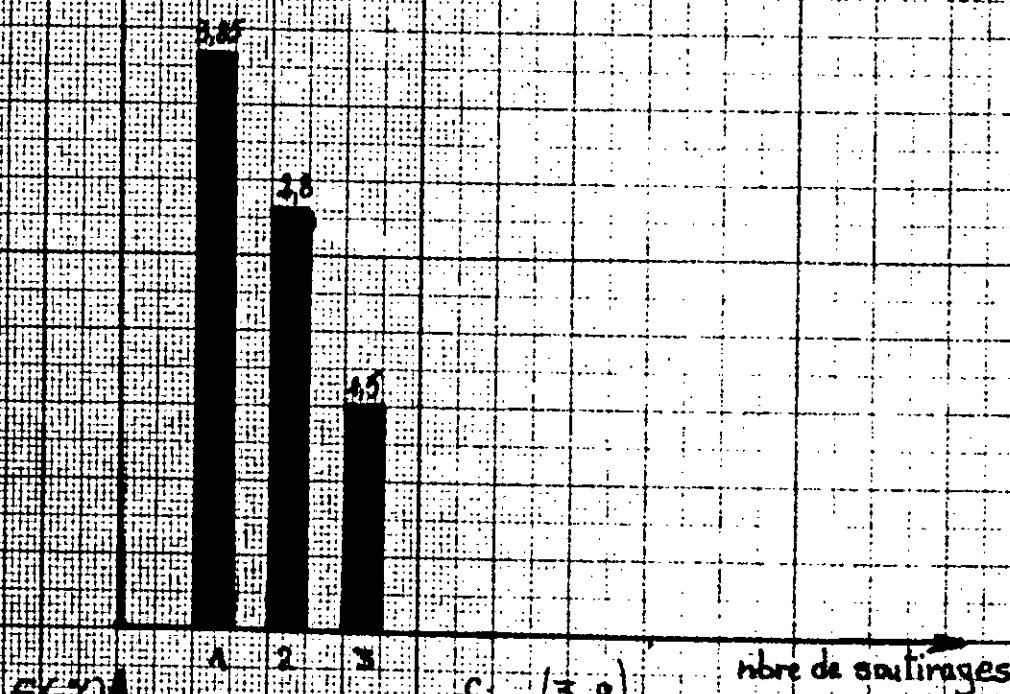


fig: (3,8)

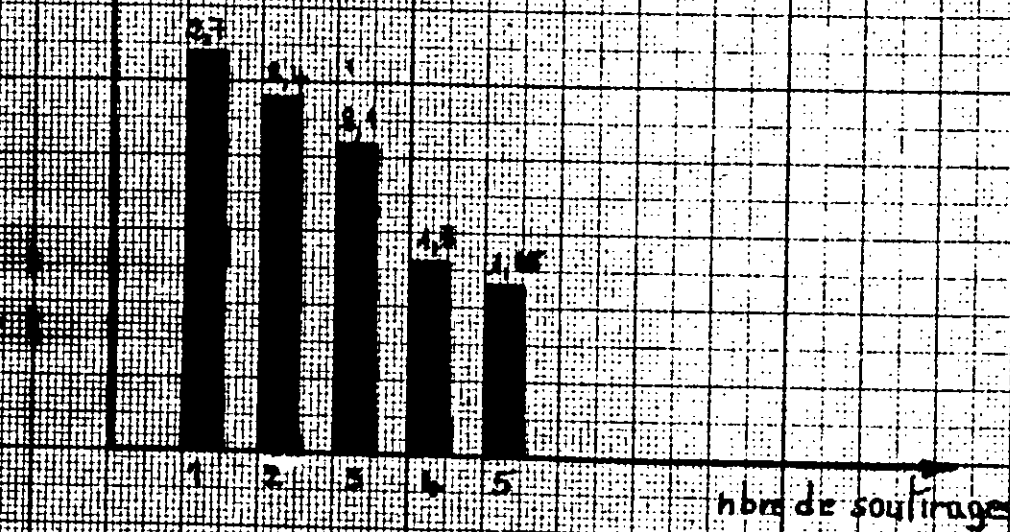
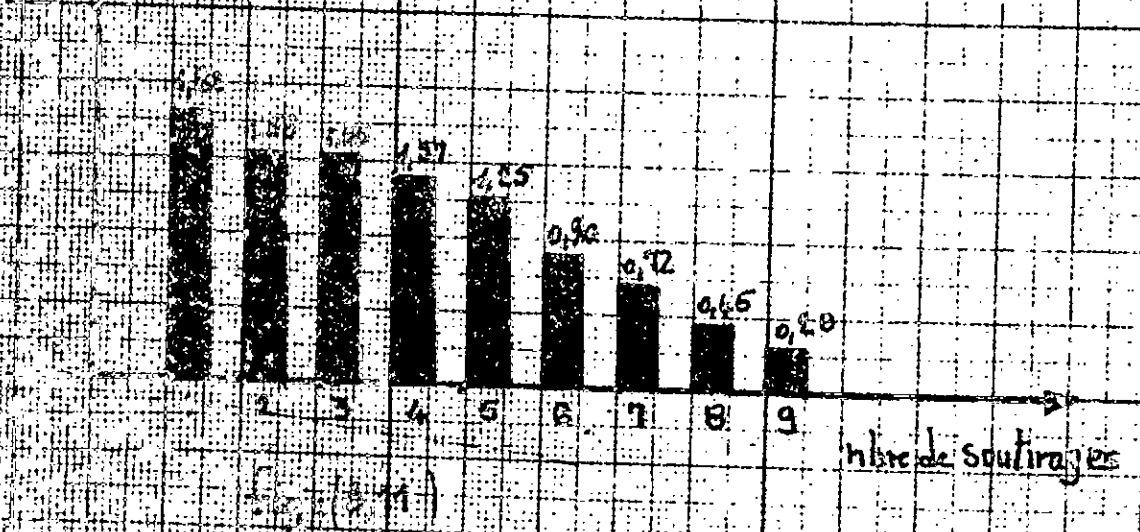
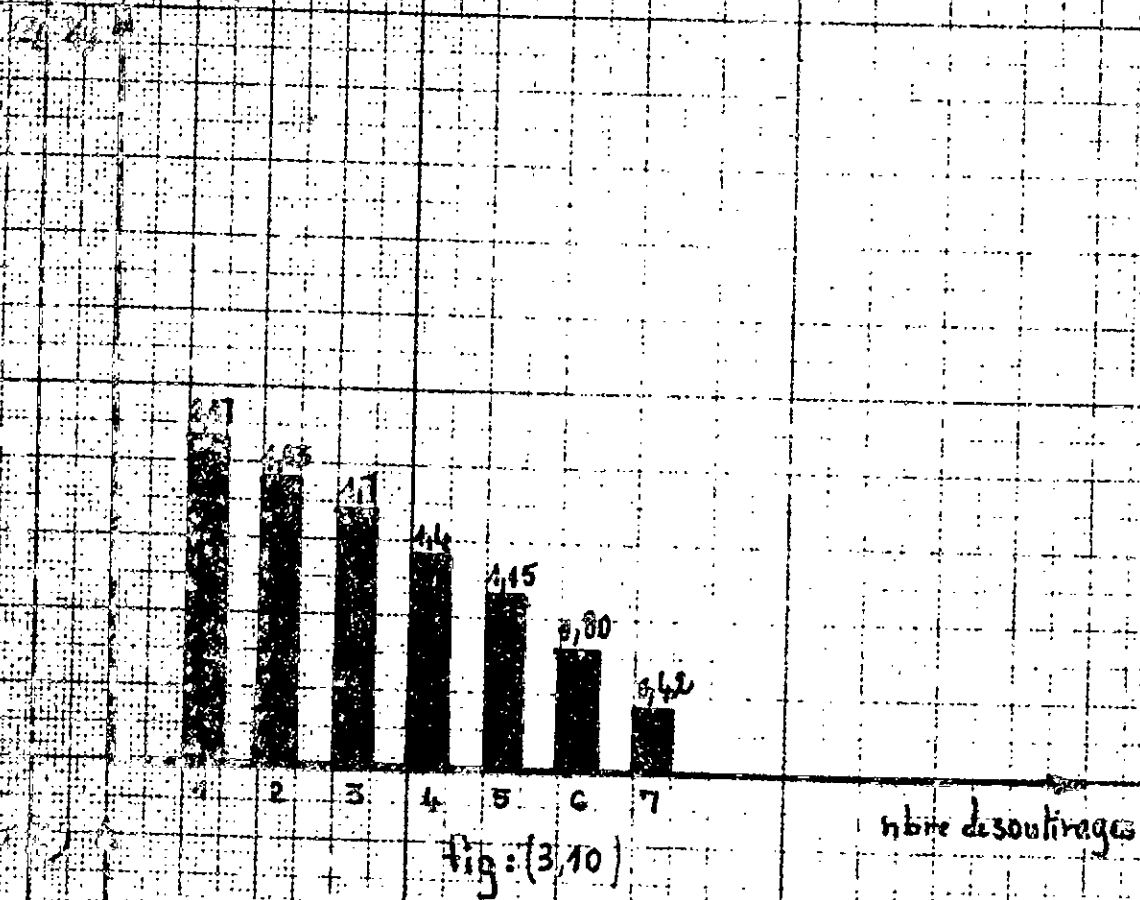
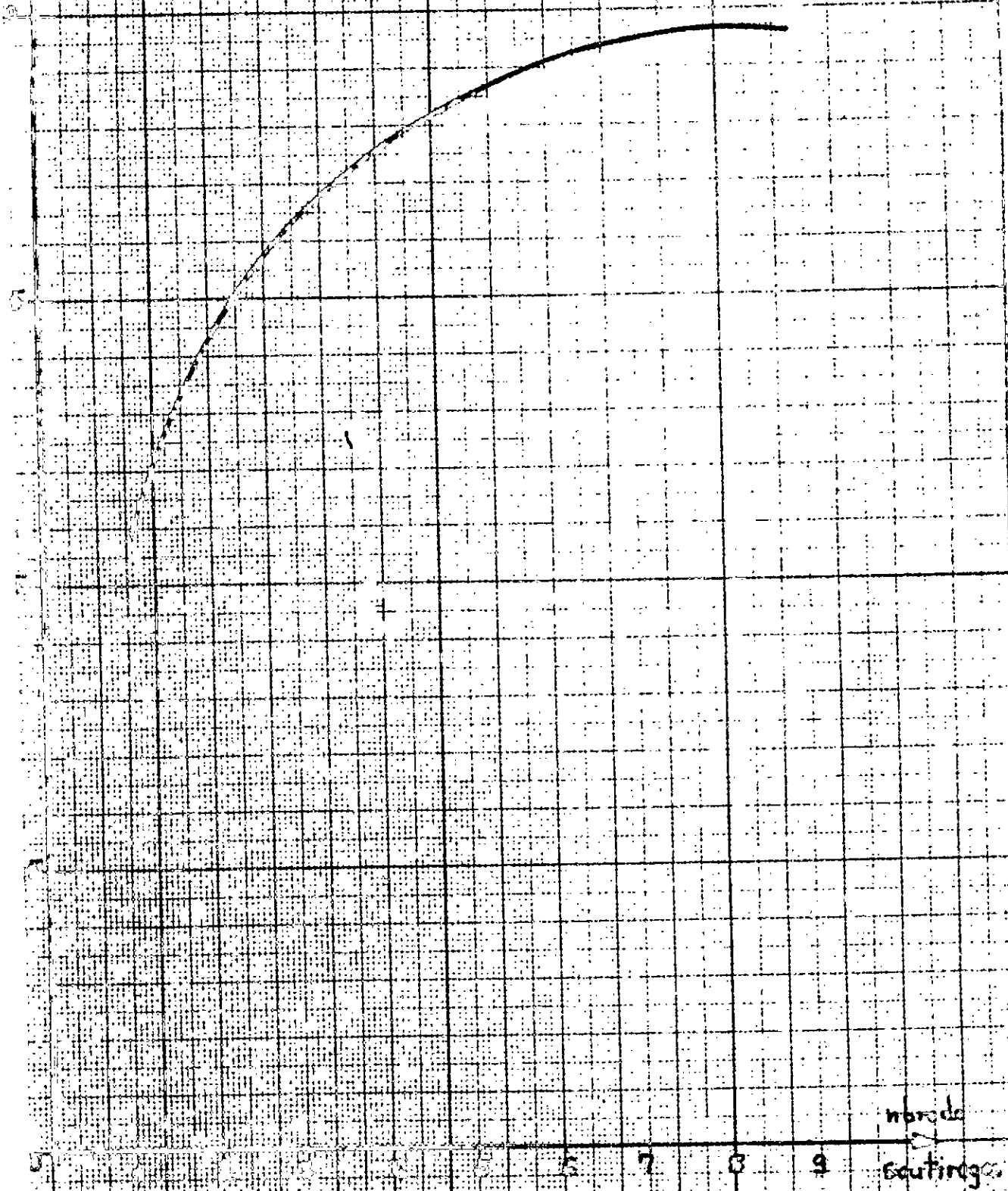


fig: (3,9)

Surface requise en fonction du nombre de soutirages



$E_n$       Courbe représentative de  $E_{max} = f(n)$   
 (Fig. 5.12)



de rentabilité faisant intervenir de nombreux facteurs tels que : prix de revient des réchauffeurs, consommations de combustible du générateur à vapeur (en fonction du nombre de soutirage), encombrement de l'installation, ...

## CHAP. IV LA TURBINE

### I. Principe de fonctionnement.

Ce principe consiste à opérer deux transformations d'énergie successives :

- La vapeur se détend dans le distributeur où son énergie thermique est transformée en énergie cinétique.
- A la sortie du distributeur, le courant de vapeur animé d'une certaine vitesse agit sur les aubes fixées sur le disque du rotor qui se met en rotation sous l'effet du déséquilibre dynamique.

La détente de la vapeur dans le distributeur peut être totale ou partielle, c'est ainsi qu'on distingue deux types de turbines : turbine à action et turbine à réaction.

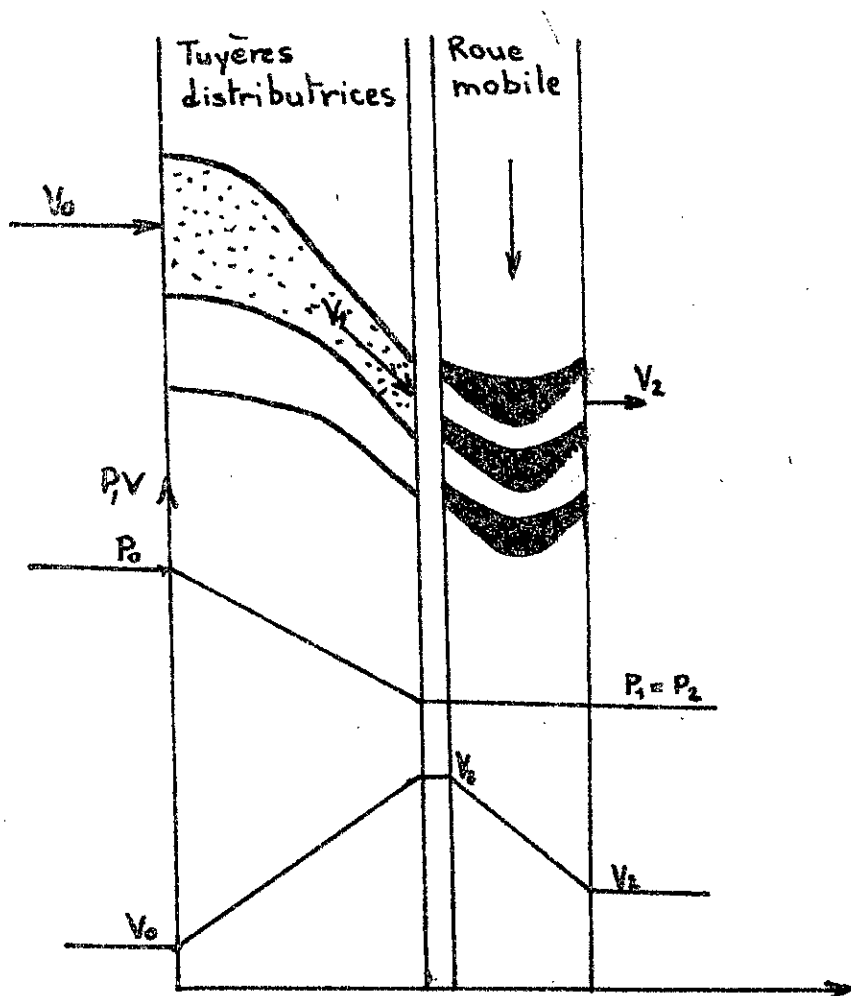
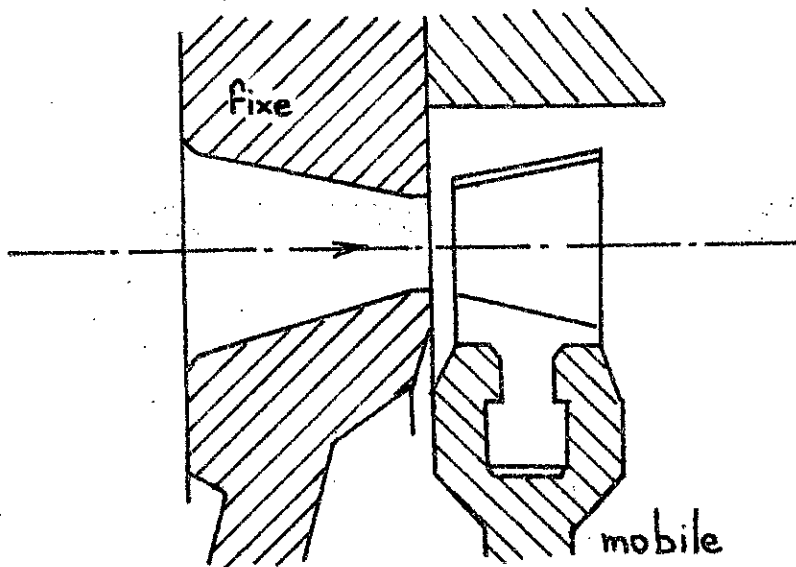
### II Turbine à action.

La détente s'effectue au niveau du distributeur où l'énergie thermique est totalement transformée en énergie de pression.

Dans le stator la pression décroît et la vitesse augmente (théorème d'Hugoniot) tandis que dans le rotor la pression reste inchangée aux pertes près et la vitesse absolue diminue, par contre la vitesse relative reste constante (aux pertes près) seule la direction change fig(4,1).

Le rayon est considéré presque constant pour une

Fig(4.1): Aubage à action

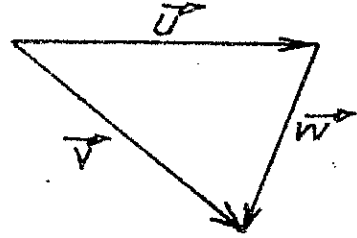


turbine axiale, donc la vitesse tangentielle moyenne ( $U_m = \omega r_m$ ) est pratiquement constante dans toute section de la grille-mobile.

Triangles des vitesses : L'écoulement animé d'une vitesse absolue  $\vec{V}$ , attaque les aubes d'une roue mobile de vitesse périphérique  $\vec{U}$ . La résultante de ces deux vitesses donne la vitesse relative  $\vec{W}$ .

En indiquant par :

- 0 : entrée du distributeur.
- 1 : sortie distributeur, entrée roue.
- 2 : sortie roue.



La disposition des vitesses à travers un étage à action est comme indiquée sur la figure (4,3)

A travers chaque étage la vitesse du fluide subit de fortes variations et particulièrement aux voisinages des parois. Elle se trouve affectée d'un ralentissement évalué par les coefficients  $\psi$  et  $\varphi$  :

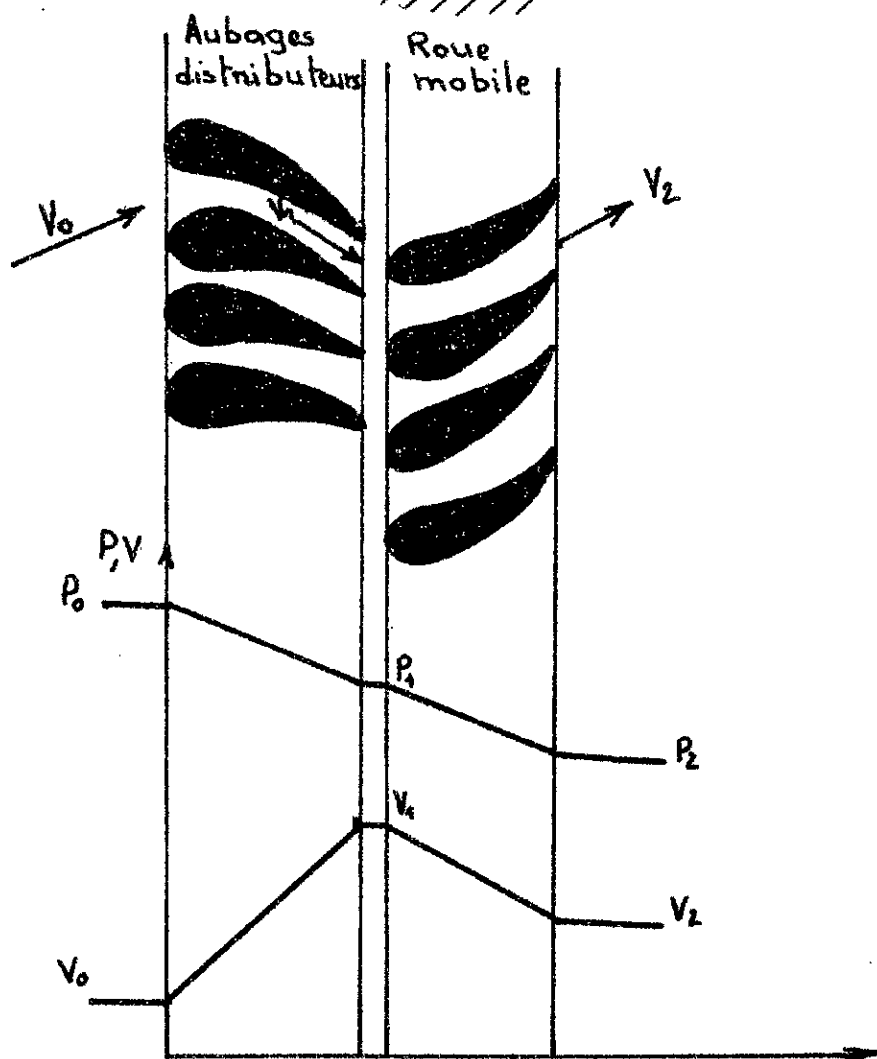
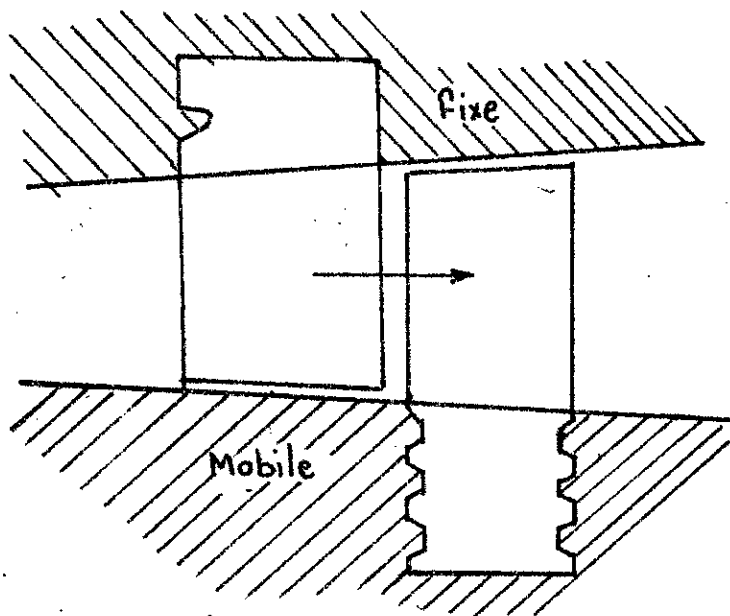
- à la sortie de la grille fixe  $\bar{V}_1 = \varphi \bar{V}_{th}$ .
- à la sortie de la grille mobile  $\bar{W}_2 = \psi \bar{W}_1$

### III. Turbine à réaction

Dans ce type de turbine la détente se fait aussi bien dans les aubages fixes que dans les aubages mobiles.





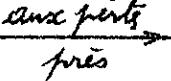

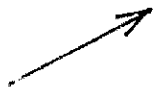



Dans le stator la pression et la vitesse varie en sens inverse (théorème d'Hugoniot) tandis que dans le rotor les deux (vitesse et pression) décroissent en même temps. voir fig (4,2).

Fig(4,2) Aubage à réaction





Les évolutions de pressions et de vitesses à travers un étage d'une turbine à réaction sont indiquées dans le tableau ci-dessous :

Paramètres	vitese absolue $V$	vitese relative $w$	section de passage $S$	pression statique $P$	pression totale $P_0$
stator					$\frac{\text{avec pertes}}{\text{près}}$ 
rotor					

### Triangles des vitesses

- En indiquant par :
- Ⓘ entrée du distributeur
  - Ⓜ sortie distributeur entrée roue
  - Ⓝ sortie roue.

L'évolution des vitesses à travers un étage à réaction est comme indiquée sur la figure (4,4)

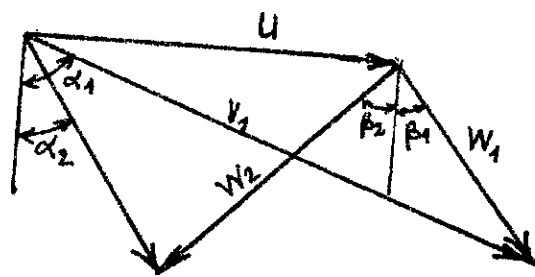
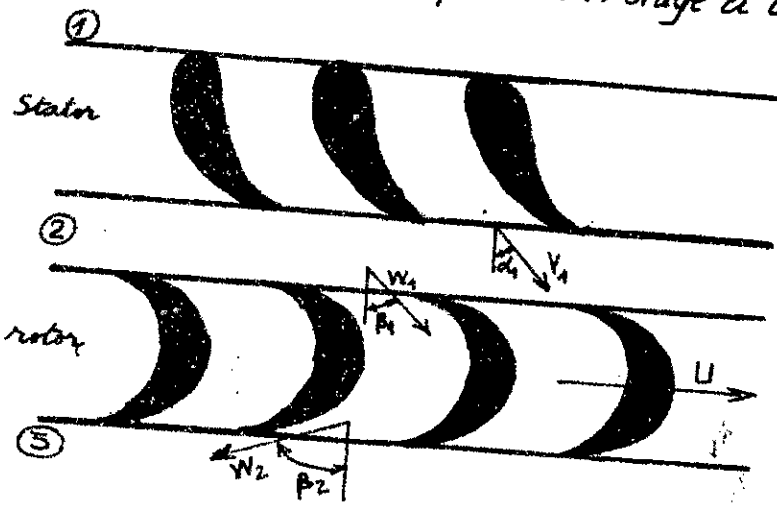
On note que les coefficients de ralentissement  $\psi$  et  $\psi_f$  figurent encore pour ce type de turbine et affectent les vitesses  $\vec{V}_{II}$  et  $\vec{w}_{III}$ .

Degré de réaction :

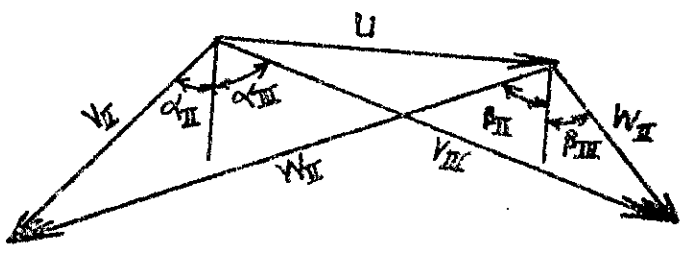
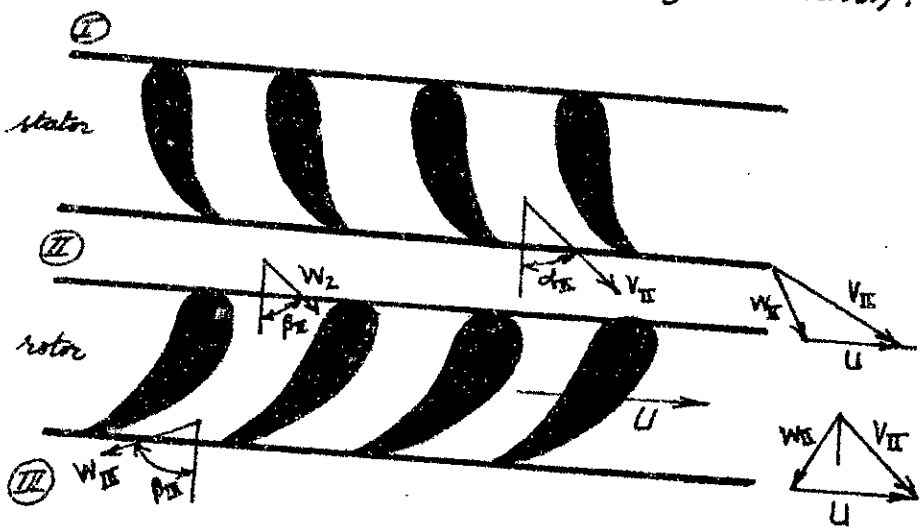
Par définition, le degré de réaction est le rapport entre la chute d'enthalpie dans le rotor et la chute totale d'enthalpie dans l'étage.  $\epsilon = \frac{\Delta H_2}{\Delta H_c} \quad 0 \leq \epsilon \leq 1$

C'est selon les valeurs de  $\epsilon$  qu'on distingue les différents types de turbines. La turbine à action n'est qu'un cas particulier d'une turbine à réaction où  $\epsilon = 0$ .

Fig(4,3) : Triangles des vitesses pour un étage à action. 56



Fig(4,4) : Triangles des vitesses pour un étage à réaction.

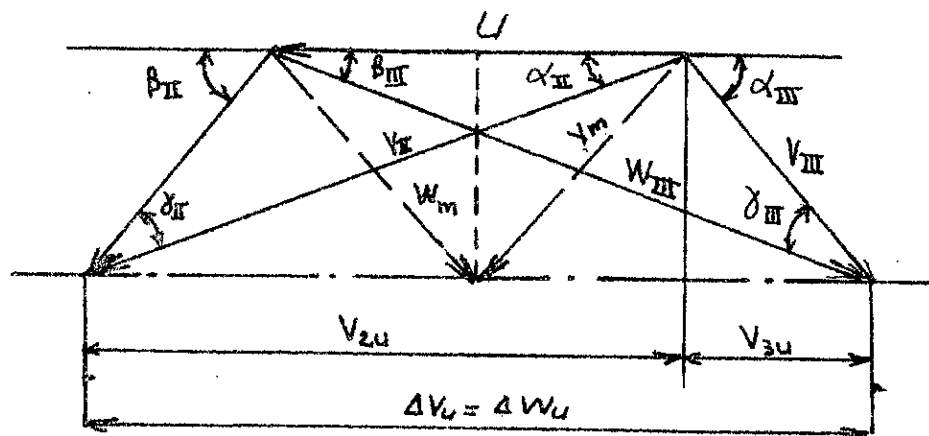


Quant à la détente est partagée également entre le distributeur et la roue on dit qu'il s'agit d'une turbine à étages périodiques ou turbine à 50% réaction (chute d'enthalpie dans le distributeur = chute d'enthalpie dans la roue).

Ce type de turbine est généralement choisi par les constructeurs pour des raisons pratiques de construction et de symétrie.

Triangles des vitesses pour une turbine à étages périodiques ( $\epsilon = 0,5$ ).

Les triangles de vitesses pour ce type de turbine présentent une symétrie permettant de grandes simplifications.



On aura alors :  $\bar{V}_{II} = \bar{W}_{II}$  Fig (4,5)

$$\bar{V}_I = \bar{W}_{III} ; \bar{U}_{II} = \bar{U}_{III} = \bar{U}$$

## IV. Etude thermodynamique d'un étage

### 4.1. Equation d'Euler

L'équation d'Euler permet de déterminer les efforts dus à l'écoulement du fluide sous forme de travail échangé par le fluide avec les aubes mobiles [3].

$$W_E = U_2 V_{2U} - U_3 V_{3U} \quad (4,4,1)$$

$U_2, U_3$  : sont les vitesses périphériques à l'entrée et à la sortie de l'aube mobile.

$V_{2u}, V_{3u}$  : sont les vitesses périphériques à l'entrée et à la sortie de l'aube mobile

Or pour une turbine axiale  $r_2 = r_3 = r$  d'où

$$U_2 = U_3 = U$$

(4,4,1) devient :  $W_{te} = U(V_{2u} - V_{3u}) = U \Delta V_u$  (4,4,2)

## 4.2 Travail et rendements

Le bilan d'énergie à l'entrée et à la sortie d'un étage permet d'écrire :

$$\frac{V_1^2}{2g} + h_1 = W_{te} + \frac{V_3^2}{2g} + h_3$$

$W_{te}$  = travail fourni par l'étage

$$W_{te} = \left( \frac{V_1^2}{2g} + h_1 \right) - \left( \frac{V_3^2}{2g} + h_3 \right)$$

Les enthalpies totales et statiques sont liées par l'expression  $h_0 = h_s + \frac{1}{2g} V^2$ .

donc  $H_{01} = h_1 + \frac{V_1^2}{2g}$  et  $H_{03} = h_3 + \frac{V_3^2}{2g}$

d'où  $W_{te} = W_{oe} = H_{01} - H_{03}$

$$W_{oe} = C_p (T_{01} - T_{03}) = C_p \Delta T_0 \quad (4,4,3)$$

$W_{oe}$  : diminution d'enthalpie totale dans un étage

$\Delta T_0$  : Chute de température totale à travers un étage.

Rendement adiabatique

La transformation étant adiabatique donc  $dQ=0$

d'où  $dH = dU + p dV + v dp = dQ + v dp = v dp$ .

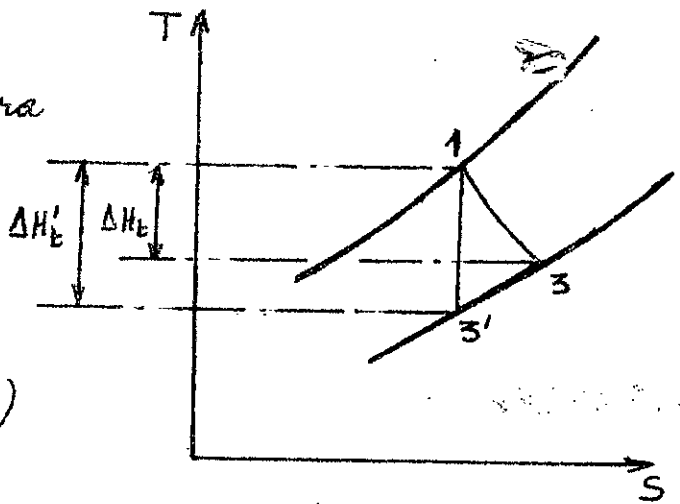
$$\eta_t = \frac{\Delta H_e}{\Delta H'_t} = \frac{\Delta H_0}{v dp'}$$

$$\eta_t = \frac{(T_{01} - T_{03}) C_p}{(T_{01} - T_{03}') C_p} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{03}'}$$

$$T_{01} - T_{03} = \eta_t (T_{01} - T_{03}')$$

La relation (4,4,3) pourra s'écrire en fonction du rendement adiabatique :

$$W_{oe} = \eta_t C_p T_{01} \left(1 - \frac{T_{03}'}{T_{01}}\right)$$



Or on sait que pour une telle transformation :

$$\frac{T_{03}'}{T_{01}} = \left(\frac{P_{03}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \text{ d'où } W_{oe} = C_p \eta_t T_{01} \left(1 - \left(\frac{P_{03}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)$$

Rendement polytropique :

Dans ce cas l'échange de chaleur  $dQ$  n'est pas nul.

Le rendement polytropique est donné par la relation

$$\eta_p = \frac{\Delta H_t}{v dp'} = \frac{C_p dT}{v dp} \quad \text{or } C_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} r \text{ et } \frac{p}{T} = \frac{r}{v}$$

$$\text{d'où } \eta_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{1}{v} \frac{dT}{dp}$$

pour un gaz parfait.

$$\Leftrightarrow \eta_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{dT/T}{dp/p} \quad \text{En intégrant cette}$$

relation entre l'entrée 1 et la sortie 2 de la turbine,

$$\text{on obtient : } \eta_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{\ln T_{01}/T_{03}}{\ln P_{01}/P_{03}}$$

$$\Rightarrow \frac{T_{01}}{T_{03}} = \left(\frac{P_{01}}{P_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_p} \quad (4,4,4)$$

Coefficient polytropique :

Quant les pertes sont prises en considération, la transformation est dite polytropique et elle est régie par l'équation  $\frac{p}{\rho^k} = \text{cte}$ .

Par combinaison avec l'équation des gaz parfaits

$$\frac{p}{\rho} = rT \text{ on obtient : } \frac{T_1}{T_3} = \left(\frac{P_1}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \text{ pour un état statique}$$

$$\frac{T_{01}}{T_{03}} = \left(\frac{P_{01}}{P_{03}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \text{ pour un état d'arrêt. (4,4,5)}$$

Les relations (4,4,4) et (4,4,5) permettent d'écrire :

$$\frac{T_{01}}{T_{03}} = \left(\frac{P_{01}}{P_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \eta_p = \left(\frac{P_{01}}{P_{03}}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\Rightarrow \frac{k-1}{k} = \eta_p \frac{\gamma-1}{\gamma} \quad (4,4,6).$$

Taux de détente total.

Si  $W_a$  est le travail absorbé par l'alternateur et  $W_t$  celui produit par la turbine on aura :

$$W_a = W_t = C_p T_{01} \left(1 - \frac{P_{03}}{P_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}} = C_p \Delta T_0.$$

Le taux de détente total de la turbine sera :

$$\tau = \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left(1 - \frac{W_a}{C_p T_{01}}\right)^{k/k-1}$$

$$\tau = \left(1 - \frac{\Delta T_0}{T_{01}}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4,4,7).$$

### 4.3. Caractéristiques de la vapeur à la sortie de l'étage $i$ .

a. Nombre de Mach à la sortie de l'étage  $i$  :

De l'équation  $\frac{T_{0i}}{T_i} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_i^2$  on tire :

$$M_i = \sqrt{\left(\frac{T_{0i}}{T_i} - 1\right) \frac{2}{\gamma-1}} \quad (4,4,8).$$

b. Pression statique à la sortie de l'étage  $i$  :

De la relation (4,4,8) on écrit que

$$\frac{P_{0i}}{P_i} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_i^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ puisque } \frac{P_{0i}}{P_i} = \left(\frac{T_{0i}}{T_i}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\Rightarrow P_i = P_{0i} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_i^2\right)^{-\frac{k}{k-1}} \quad (4,4,9).$$

c. Masse volumique à la sortie de l'étage  $i$

L'équation des gaz parfaits appliquée à la vapeur

surchauffée donne :  $\rho_i = \frac{P_i}{R T_i} \quad (4,4,10)$

## V Les pertes dans la turbine

Comme toute machine génératrice, la turbine à vapeur présente différentes pertes affectant le fluide ou même le travail utile qu'il fournit. On s'intéresse particulièrement dans cette étude aux pertes de la turbine fonctionnant dans les conditions auxquelles elle a été adaptée.

### 5.1 Pertes par frottement à l'admission

Dans les conduites d'admission et au niveau des soupapes de réglage, il existe de pertes dues principalement aux frottements qui sont évaluées égales à 3 jusqu'à 4 % de la pression d'admission

$$\Delta P = (3 \div 4) \% P_2. \quad [1].$$

### 5.2 Pertes par vitesse restante.

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.

À la sortie du dernier étage l'énergie cinétique résiduelle est complètement perdue. Cette perte est très importante car c'est à l'aval du dernier étage que la vitesse du fluide est maximale, elle est encore plus importante lorsqu'il s'agit d'une turbine à condensation.

Pour limiter celle-ci il est nécessaire d'agir sur les

dimensions du dernier étage et du fond d'échappement.

Les pertes par vitesse restante résiduelle (ou énergie cinétique résiduelle) sont exprimées par la relation:

$$P_{v,r} = (1-m) \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{où } m: \text{ coefficient de récupération} \\ (4, 5, 1). \quad v_2: \text{ vitesse à la sortie du rotor.}$$

### 53. Pertes par frottement dans les aubages fixes et mobiles.

L'écoulement dans les aubages est accompagné de pertes dues aux frottement du fluide contre les parois des aubes et aux changements de direction dans les canaux.

a. Pertes par frottement dans le distributeur:

- Étage à action: Les pertes sont évaluées égales

$$\text{à } (1-\varphi^2) \frac{v_{th}^2}{2g} \quad \text{où } v_{th} = \sqrt{2g \cdot \Delta H + m v_e^2} \\ (4, 5, 2).$$

- Étage à réaction: même expression seulement

$$v_{th} \text{ qui change: } v_{th} = \sqrt{2g \Delta H' + v_e^2} \quad (4, 5, 3).$$

b. Pertes par frottement dans les aubages mobiles:

- Étage à action: l'expression donnant les pertes

$$\text{est: } (1-\varphi^2) \frac{W_1^2}{2g} \quad (4, 5, 4).$$

- Étage à réaction: Les pertes sont exprimées

$$\text{par: } (1-\varphi^2) \frac{W_{th}^2}{2g} \quad \text{où } W_{th} = \sqrt{2g \Delta H'' + W_1^2} \\ (4, 5, 5).$$

### 54. Pertes par injection partielle:

Les turbines affectées par cette perte sont les turbines à action uniquement car les turbines à



réactions sont à injection totale.

Cette perte est due aux tourbillons provoqués par la différence de pression entre les deux faces de l'aube mobile d'un étage à action et par variation brusque du débit du fluide. Elle est exprimée par la relation :  $\delta = 100 \xi (\xi^{-0,7} - 1) \%$ . [1].

$\xi$  : degré d'injection.

### 5.5. 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 contre les bords d'attaques des aubes et créent en conséquence les pertes.

### 5.6. Pertes par Frottement de fluide:

Le genre de pertes existe dans le cas d'un étage à action et à injection partielle. Elles sont dues aux frottements du fluide sur le disque et dans les aubages mobiles fixés à sa périphérie.

De même, les aubes mobiles qui ne sont pas soumises à l'injection partielle agissent sur le fluide comme celles d'un ventilateur et créent une énergie cinétique qui se transforme par la suite en chaleur.

### 5.7. Pertes par fuites internes:

- Turbine à action: Les fuites de vapeur tendent à se produire entre la partie centrale des diaphra-

gnes et les moyeux du disque, pour cela, il est nécessaire de placer sur le trajet de celles-ci un labyrinthe d'étanchéité.

- Turbine à réaction: la différence de pression de part et d'autre de chaque aubage mobile empêche le fluide de se détendre complètement dans celle-ci: c'est souvent qu'une partie de ce débit contourne l'aubage mobile par l'espace annulaire compris entre la périphérie de la grille et le stator.

La méthode appliquée au labyrinthe donne le débit

de fuite:  $mf = \frac{f'}{h+j'}$  où  $h$ : hauteur de l'aube

(4, 5, 6)  $f' = k j$ : jeu corrigé

$j$ : jeu radiale variant de 0,5 à 5 mm.

$k$ : coefficient fonction de  $d_{II}$  [1].

### 58 - Pertes par fuites externes:

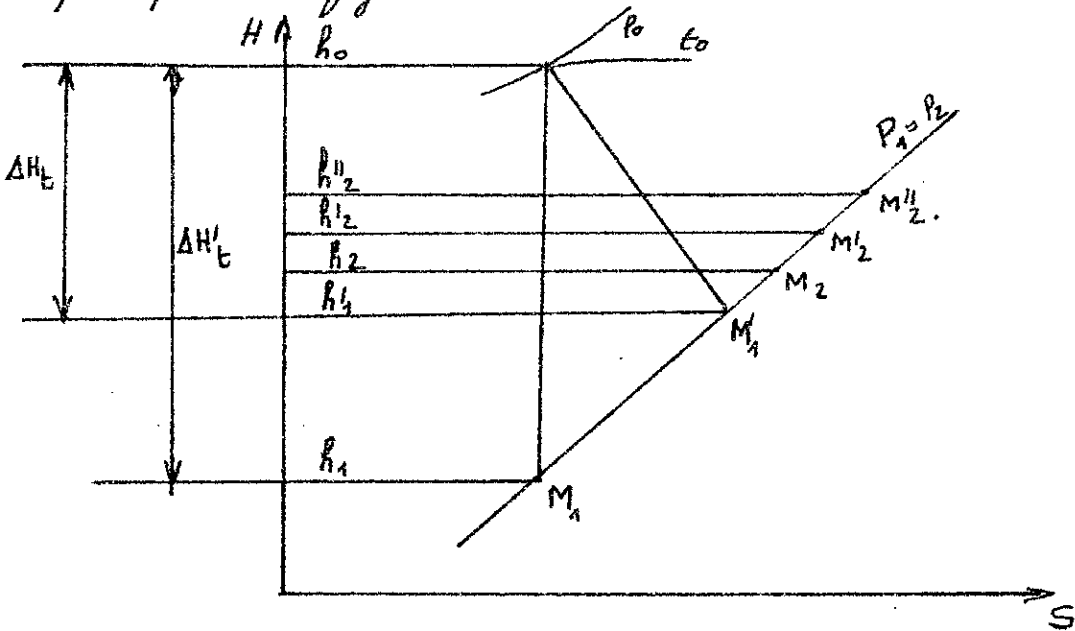
Elles sont dues aux fuites aux sorties de l'arbre à travers l'enveloppe, aux frottements des paliers et à l'entraînement des organes de régulation.

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.

# VI Travaux et rendements de la turbine

## 6.1. Aubage à action

L'évolution des enthalpies dans un aubage à action est indiquée par la figure suivante :



$\Delta h'_E = h_0 - h_1$  : chute adiabatique à travers l'étage.

$\Delta h_E = h_0 - h_1$  : chute réelle à travers l'étage.

$h'_1 - h_1 = (1 - \varphi^2) \Delta h'_E$  : pertes dans l'injecteur. (4, 6, 1).

$h_2 - h'_1 = (1 - \varphi^2) \frac{v_2^2}{2g}$  : pertes dans la roue. (4, 6, 2).

$h'_2 - h_2 = \frac{v_3^2}{2g}$  : perte par vitesse restante. (4, 6, 3).

- Le travail théorique disponible  $W_{th}$  est :

$$W_{th} = \Delta h'_E = h_0 - h_1 = C_p (T_0 - T_1). \quad (4, 6, 4)$$

en J/kg

- La puissance théorique :  $P_{th} = \frac{\dot{m} v_{th}^2}{2g} = \frac{\dot{m} v_2^2}{2g \varphi^2}$

ou  $P_{th} = \dot{m} \Delta h'_E$ .

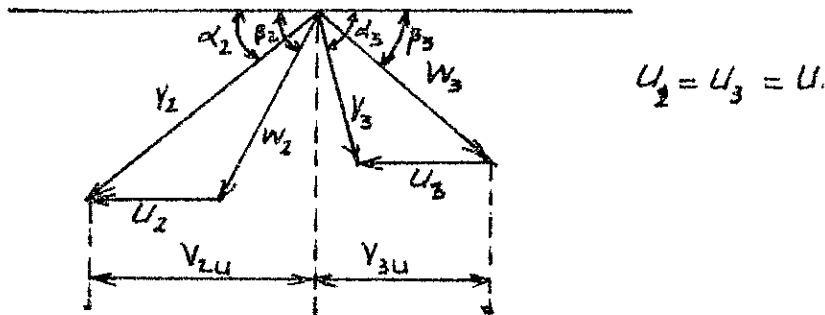
- Le travail utile  $W_u$  :

$$W_u = W_{th} - \text{pertes.}$$

$$= (h_0 - h_1) - (h'_2 - h_1) = h_0 - h'_2. \quad (4, 6, 5)$$

ou encore selon l'équation d'Euler.  $W_u = \frac{U}{g} (v_{2u} - v_{3u}). \quad (4, 6, 6)$

Pour déterminer  $V_{2U}$  et  $V_{3U}$ , on fait appel aux triangles des vitesses, on indique par : (2) entrée de la roue  
(3) sortie de la roue.



$$V_{2U} = V_2 \cos \alpha_2$$

$$|V_{3U}| = \psi \frac{V_2 \cos \alpha_2 - U \cos \beta_3}{\cos \beta_2} - U.$$

Les aubages sont généralement prisés symétriques  $\beta_2 = \beta_3$ .

$$|V_{3U}| = \psi V_2 \cos \alpha_2 - U(1 + \psi).$$

Et finalement on trouve l'expression du travail utile :

$$W_U = \frac{U}{g} (V_2 \cos \alpha_2 - U)(1 + \psi). \quad (4, 6, 7).$$

La puissance utile est donnée par  $m W_U = P_U$

$$P_U = m U = m \frac{U}{g} (V_2 \cos \alpha_2 - U)(1 + \psi).$$

Le rendement utile est défini par :

$$\eta_U = \frac{W_U}{W_{th}} = \frac{h_0 - h_2'}{h_0 - h_1} \quad \text{ou encore :}$$

$$\eta_U = \frac{U(V_2 \cos \alpha_2 - U)(1 + \psi)}{h_0 - h_1} = 2\psi^2(1 + \psi) \left[ \frac{U}{V_2} \cos \alpha_2 - \left(\frac{U}{V_2}\right)^2 \right]$$

$$\text{car } h_0 - h_1 = \frac{V_2^2}{2g\psi^2}$$

Le travail indiqué est exprimé par :  $W_i = h_0 - h_2'' \quad (4, 6, 8).$

Le rendement indiqué est défini par  $\eta_i = \frac{h_0 - h_2''}{h_0 - h_1}$

$$\text{d'où } \eta_i = \frac{W_i}{W_{th}} \quad (4, 6, 9).$$

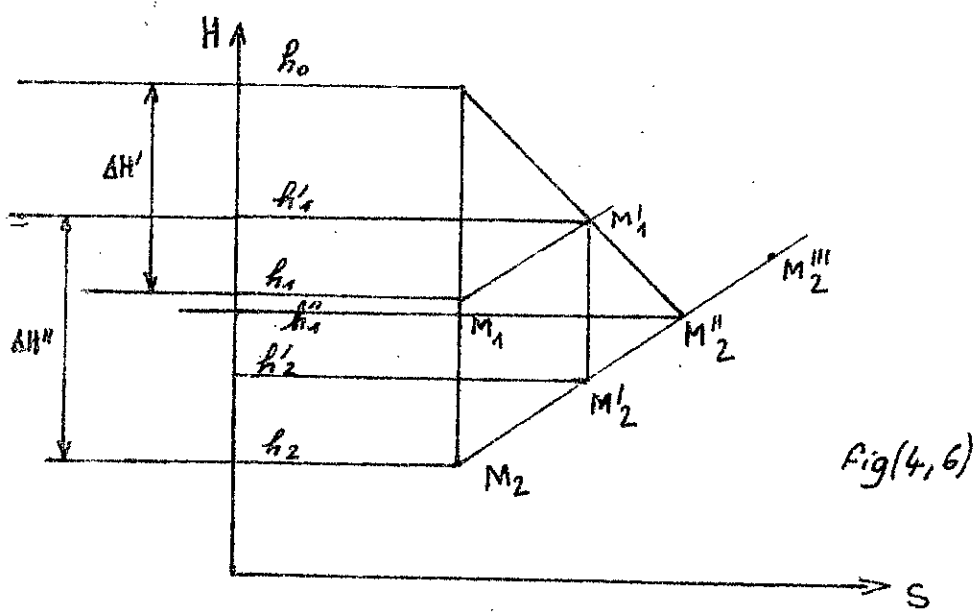
Le travail effectif est obtenu par :  $W_e = W_i - \text{pertes externes.}$

Le rendement effectif ou global est le rapport :

$$\eta = \frac{W_e}{W_{th}} \quad (4, 6, 11)$$

## 62 Aubage à réaction

L'évolution d'enthalpie dans un aubage à réaction est donnée par la figure ci-dessous :



$\Delta H'$  : chute d'enthalpie dans le distributeur

$\Delta H''$  : chute d'enthalpie dans la roue.

$\Delta H_t = \Delta H' + \Delta H''$  chute d'enthalpie totale dans l'étage

Comme, le degré de réaction est généralement pris

égal à 0,5.  $\frac{\Delta H'}{\Delta H_t} = 0,5$

D'où  $\Delta H' = \Delta H''$  ce qui permet une symétrie des triangles des vitesses voir fig(4, 5).

$$\bar{V}_I = \bar{W}_{II} ; \bar{W}_I = \bar{V}_{II} ; \alpha_I = \beta_{II} ; \alpha_{II} = \beta_I$$

Le fluide entre dans le distributeur avec une vitesse  $V_e$ .

L'équation d'énergie exprimée par  $\Delta H' = \frac{1}{2g} V_{II}^2 - \frac{1}{2g} V_e^2$

donne  $V_{II}^2 = \sqrt{2g \Delta H' + V_e^2}$  (4, 6, 12).

De même dans la roue on a :  $V_{III}^2 = \sqrt{2g \Delta H'' + V_{II}^2}$  (4, 6, 13)

Les vitesses réelles à la sortie du distributeur et de la roue sont respectivement.  $V_{II} = \varphi V_{IIth}$  et  $W_{III} = \psi W_{IIIth}$ .

$\varphi$  et  $\psi$  sont les coefficients de ralentissement.

Les pertes correspondantes sont :

dans le distributeur :  $(1-\varphi^2) \frac{V_{IIth}^2}{2g}$  (4, 6, 14)

dans la roue :  $(1-\psi^2) \frac{W_{IIIth}^2}{2g}$  (4, 6, 15).

Le travail utile de l'étage s'obtient avec :

$$W_u = \frac{U}{g} (V_{IIu} - V_{IIIu}).$$

ou encore en exprimant la chute utile :

$$W_u = \Delta H_t + \frac{V_e^2}{2g} - (\text{pertes distributeur-roue et pertes par vitesse restante}).$$

$$W_u = \Delta H_t + \frac{V_e^2}{2g} - \frac{V_{III}^2}{2g} - (\text{pertes distributeur-roue})$$

Or généralement  $V_e = V_{III}$

d'où  $W_u = \Delta H_t - \text{pertes distributeur-roue}$

$$W_u = h_0 - h_2'' \text{ voir fig (4, 6)}$$

Le rendement utile est alors :

$$\eta_u = \frac{W_u}{\Delta H_t} = \frac{h_0 - h_2''}{h_0 - h_2'' + \text{pertes d, r}} \quad \begin{array}{l} d: \text{distributeur} \\ r: \text{roue} \end{array}$$

$$\text{Soit donc } \eta_u = \frac{\frac{U}{g} (V_{IIu} - V_{IIIu})}{\frac{U}{g} (V_{IIu} - V_{IIIu}) + \text{pertes d, r}}$$

$$\begin{aligned} \text{Or pertes d, r} &= (1-\varphi^2) \frac{V_{IIth}^2}{2g} + (1-\psi^2) \frac{W_{IIIth}^2}{2g} \\ &= \frac{(1-\varphi^2)}{\varphi^2} \frac{V_{II}^2}{2g} \quad \text{On a écrit } \psi = \varphi \text{ car } \epsilon = 0,5 \end{aligned}$$

$$\text{Finalement on a : } \eta_u = \frac{(2 \cos \alpha_1 - \frac{U}{V_I}) (\frac{U}{V_I})}{(2 \cos \alpha_2 - \frac{U}{V_I}) \frac{U}{V_I} + \frac{1-\varphi^2}{\varphi^2}} \quad (4, 6, 16).$$

Nota :

$$\eta_{u \text{ max}} \text{ est obtenu pour } \frac{U}{V_I} = \cos \alpha_1 \text{ soit } \eta_{u \text{ max}} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2 + \frac{1-\varphi^2}{\varphi^2}} !$$

## VII. Etude constructive des aubes

### 7.1. Mode de fixation des aubes.

Le type de fixation des aubes est choisi de façon à vaincre les efforts dus à la poussée de la vapeur et à la force centrifuge principalement car les contraintes thermiques sont peu élevées pour les turbines à vapeur ( $T = 320^{\circ}\text{C}$ ).

Il existe divers type de fixation dont on cite :

- Montage en queue d'aronde simple fig(4,7).
- Montage en queue d'aronde multiple fig(4,8).
- Aubes emmanchées en Sapin fig(4,9).
- Montages en peigne avec goupilles. fig(4,10).

### 7.2. Matériaux utilisés pour la construction des aubes

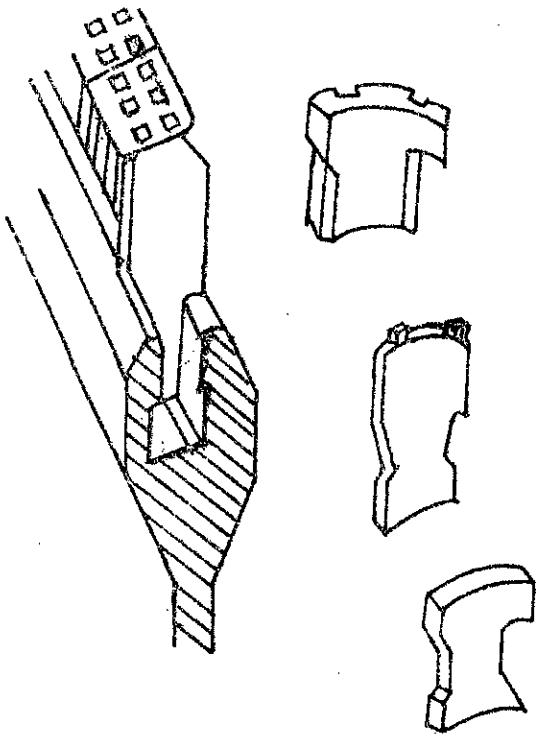
Les matériaux utilisés doivent satisfaire aux propriétés suivantes :

- Résistance aux hautes températures sous charge prolongée
- Résistance à l'oxydation et à la corrosion
- Résistance mécanique (rupture, allongement, dureté...)
- Résistance au fluage.

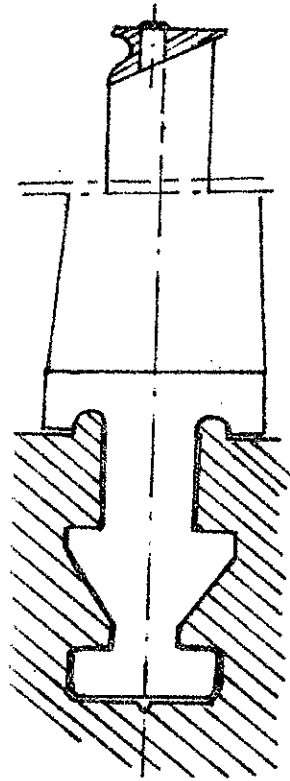
Les propriétés citées ci-dessus exige un choix de matériau très résistant c'est ainsi qu'on utilise des aciers alliés au Nickel, Cobalt, Chrome,...

### 7.3. Refroidissement des aubes

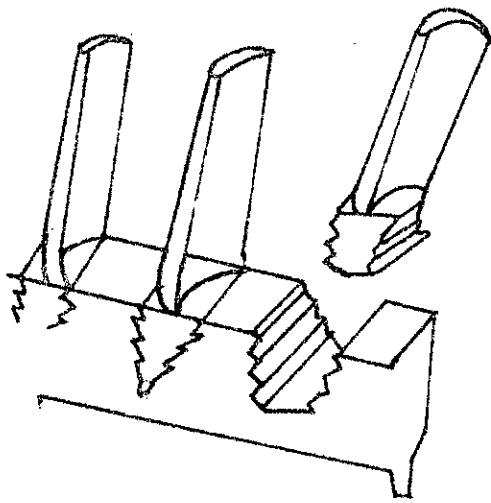
A partir d'une certaine température variant selon le matériau, la corrosion et les contraintes thermiques sur



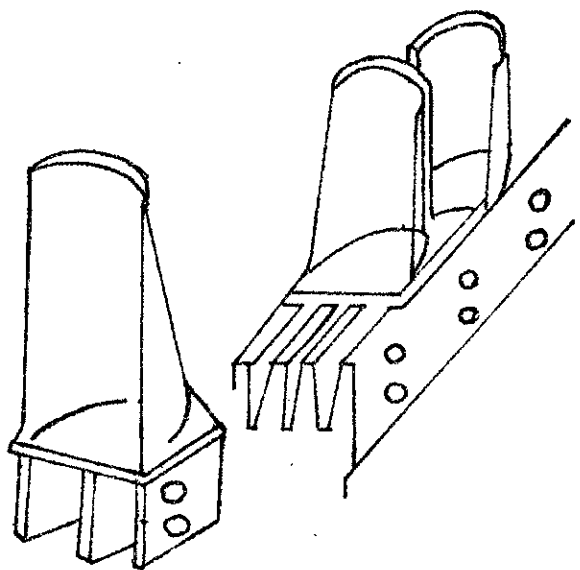
Fig(4,7): Montage des ailettes  
Oerlikon.



Fig(4,8) Montage des ailettes  
à réaction Westinghouse.



Fig(4,9): Aubes emmanchées en  
Sapin



Fig(4,10): Montage en  
peigne avec goupilles.



les aubes sont de plus en plus importantes, pour les éviter on procède à un système de refroidissement.

La température de la vapeur à l'entrée de la turbine est de l'ordre de  $330^{\circ}\text{C}$  ainsi un refroidissement à air suffit largement pour que l'aube maintient sa résistance.

L'air est injecté dans des canaux parallèles puis récupéré par une canalisation le long de l'axe de la turbine.

On évite le mélange de l'air avec la vapeur pour ne pas causer une perte d'enthalpie supplémentaire.

Le système de refroidissement a des avantages de perfectionnement de la turbine comme il a des inconvénients tels la complexité de fabrication et les pertes d'enthalpies dues au refroidissement du fluide moteur au cours de la détente.

# CHAP. V CALCULS DE LA TURBINE

## I. Calcul des débits de vapeur.

On a désigné par :

$\dot{m}_0$  : débit de vapeur pour fonctionnement sans soutirage.

$\dot{m}_a$  : débit de vapeur pour fonctionnement équivalent avec soutirage.

$\dot{m}_s$  : débit de vapeur soutiré.

$\dot{m}_c$  : débit de vapeur au condenseur.

Les équations (2, 8), (2, 9) et (2, 10) appliquées à trois soutirages donnent :

$$\begin{cases}
 \dot{m}_a = \dot{m}_0 (1 - \beta_1) \dot{m}_{s1} + (1 - \beta_2) \dot{m}_{s2} + (1 - \beta_3) \dot{m}_{s3} \\
 \dot{m}_c = \dot{m}_0 - \beta_1 \dot{m}_{s1} - \beta_2 \dot{m}_{s2} - \beta_3 \dot{m}_{s3} \\
 \dot{m}_{s3} W_3 = (\dot{m}_a - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2} - \dot{m}_{s3}) \Delta h_3 \\
 \dot{m}_{s2} W_2 = (\dot{m}_a - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2}) \Delta h_2 \\
 \dot{m}_{s1} W_1 = (\dot{m}_a - \dot{m}_{s1}) \Delta h_1 \\
 \dot{m}_c = \dot{m}_a - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2} - \dot{m}_{s3}
 \end{cases}$$

Le tableau donnant les paramètres  $\beta_i$ ,  $\Delta h_i$  et  $W_i$  avec  $i = 1, 2, 3$ , au Chap III permet d'exprimer numériquement ce système.

Après calcul on trouve :

$$\dot{m}_c = 0,89 \dot{m}_0$$

$$\dot{m}_a = 1,1240 \dot{m}_0$$

$$\dot{m}_{s1} = 0,0883 \dot{m}_0$$

$$\dot{m}_{s2} = 0,0784 \dot{m}_0$$

$$\dot{m}_{s3} = 0,0672 \dot{m}_0$$

Calcul de  $\dot{m}_0$  : En admettant un rendement de

L'alternateur égal à 0,97. La puissance sur l'arbre sera:

$$P_{\text{arbre}} = \frac{P}{0,97} = \frac{18}{0,97} = 18,6 \text{ MW.}$$

La chute indiquée d'enthalpie est  $h_i = 737 - 545 = 192 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$

$$\text{soit } h_i = 805 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Le débit de vapeur pour un fonctionnement sans soutirage est :

$$\dot{m}_0 = \frac{P_{\text{arbre}}}{h_i} = \frac{18600 \cdot 10^3}{805 \cdot 10^3} = 23,10 \text{ kg/s}$$

Finalement on écrira les différents débits résumés sous forme de tableau.

Débits	kg/seconde	tonnes/heure
débit de vapeur pour un fonctionnement sans soutirage: $\dot{m}_0$	23.10	83.16
débit de vapeur pour un fonctionnement équivalent avec soutirage: $\dot{m}_a$	26	93.6
premier débit de vapeur soutiré: $\dot{m}_{s1}$	20.56	74.01
deuxième débit de vapeur soutiré: $\dot{m}_{s2}$	2.039	7.34
troisième débit de vapeur soutiré: $\dot{m}_{s3}$	1.811	6.52
débit de vapeur au condenseur: $\dot{m}_c$	1.552	5.58

## II Calcul thermodynamique de l'étage à action

La chute d'enthalpie dans la roue mobile placée en tête de la turbine peut atteindre une valeur nettement élevée, c'est pour cela qu'elle est couramment considérée comme partie haute pression d'une turbine à moyenne ou grande puissance. L'avantage ne vient pas de son rendement mais en ce qu'elle permet de réduire le nombre d'étages de l'ensemble de la turbine et de diminuer de façon sensible le débit de fuite au press garniture et les pertes par frottement des disques.

En se basant sur un précalcul entraînant des vitesses non supersoniques, on estimera une chute adiabatique au niveau de l'étage à action égale à 19 kcal/kg.

### 21 Triangles des vitesses.

#### 2.1.1 Vitesse absolue à la sortie de la roue: $V_1$ .

En considérant la vitesse à l'entrée du distributeur nulle on aura d'après la formule (4, 7, 12):

$$V_1 = \varphi \sqrt{2g \Delta H_{ad}} = 91,5 \varphi \sqrt{\Delta H_{ad}}, \Delta H_{ad} \text{ en } \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Le coefficient  $\varphi$  varie entre 0,94 et 0,97 pour les turbines à action modernes [1] on adoptera  $\varphi = 0,95$ .

$$\text{d'où } V_1 = 0,95 \cdot 91,5 \sqrt{19} = 379 \text{ m/s}$$

$$V_1 = 379 \text{ m/s.}$$

#### 2.1.2 Vitesse d'entraînement $U$ .

La relation (4, 6, 16) donne la valeur de  $\frac{U}{V_1}$  correspondant au rendement optimum d'un étage à action:

$$\frac{U}{V_1} = \frac{\cos d_1}{2}$$

Dans l'industrie moderne la valeur courante de  $d_1$  est  $17^\circ$

$$\text{d'où } \frac{U}{V_1} = 0,478 \quad [1].$$

Par raison de construction on choisit une valeur de  $\frac{U}{V_1}$  inférieure à celle qui correspond au rendement optimum [4].

L'adoption d'une valeur de  $\frac{U}{V_1}$  plus réduite entraîne un accroissement de la vitesse périphérique  $U$  et la chute d'enthalpie par étage, par conséquent le nombre d'étages (ou le diamètre des roues) diminue.

On note aussi selon [3] que les pertes par frottement du fluide et ventilation font diminuer  $\frac{U}{V_1}$  optimal d'une valeur importante.

Partant de ces principes, on adoptera une valeur

$$\text{de } \frac{U}{V_1} = \xi = 0,37$$

$$\text{d'où } U = 0,37 V_1 = 140,2 \text{ m/s}$$

$$U = 140,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

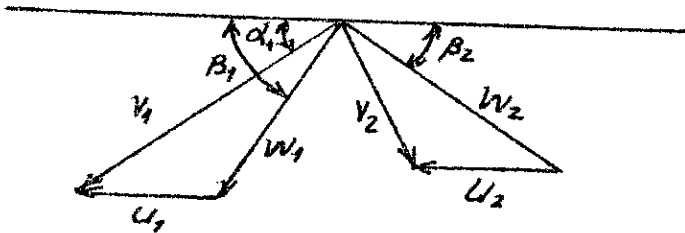
on calculera le diamètre moyen de la roue:

$$D_m = \frac{60U}{\pi N} = \frac{60 \cdot 140,2}{\pi \cdot 3000} = 0,890 \text{ m.}$$

$$D_m = 0,89 \text{ m.}$$

### 2.2.3 Autres paramètres des triangles des vitesses:

Les aubes sont généralement symétriques:  $\beta_1 = \beta_2$  [1].



$$\text{On a: } U_1 = U_2 = 140,2 \text{ m/s. ; } d_1 = 17^\circ ; \beta_1 = \beta_2.$$

- Vitesse relative à la sortie de la roue  $W_1$ :

$$W_1 = \sqrt{V_1^2 + U^2 - 2UV_1 \cos \alpha_1} = \sqrt{379^2 + 140,2^2 - 2 \cdot 379 \cdot 140,2 \cos 17}$$

$$W_1 = 248,5 \text{ m/s.}$$

$$W_1 = 248,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Angles  $\beta_1$  et  $\beta_2$ :

$$\text{On a } V_1 \sin \alpha_1 = W_1 \sin \beta_1$$

$$\Rightarrow \sin \beta_1 = \frac{V_1 \sin \alpha_1}{W_1} = \frac{379 \sin 17}{248,5}$$

$$\Rightarrow \beta_1 = 26,48^\circ = 26^\circ 29'$$

- Vitesse relative  $W_2$  et absolue  $V_2$ .  $\beta_1 = \beta_2 = 26^\circ 29'$

$W_2 = \psi W_1$ , le coefficient de ralentissement  $\psi$  est fonction de  $\beta_1 + \beta_2$  [1].

$$\beta_1 + \beta_2 = 53^\circ \Rightarrow \psi = 0,88.$$

$$\text{d'où } W_2 = \psi W_1 = 0,88 \cdot 248,5 = 218 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$W_2 = 218 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_2 = \sqrt{U^2 + W_2^2 - 2UW_2 \cos \beta_2}$$

$$V_2 = \sqrt{140,2^2 + 218^2 - 2 \cdot 140,2 \cdot 218 \cos 26,48}$$

$$V_2 = 112 \text{ m/s.}$$

$$V_2 = 112 \text{ m/s.}$$

- Angle  $\alpha_2$ :

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

$$\alpha_2 = 60,21^\circ = 60^\circ 12'$$

$$\alpha_2 = 60^\circ 12'$$

On récapitule les résultats obtenus dans le tableau suivant:

Paramètres	entrée roue	sortie roue
vitesse d'entraînement ( $\frac{m}{s}$ )	$U = 140,2$	$U = 140,2$
vitesse absolue ( $\frac{m}{s}$ )	$V_1 = 379$	$V_2 = 112$
vitesse relative ( $\frac{m}{s}$ )	$W_1 = 248,5$	$W_2 = 218$
Angle $\alpha$ ( $^\circ$ )	$\alpha_1 = 17$	$\alpha_2 = 60^\circ 12'$
Angle $\beta$ ( $^\circ$ )	$\beta_1 = 26^\circ 29'$	$\beta_2 = 26^\circ 29'$

## 22. Caractéristiques de la vapeur à la sortie de l'étage.

### 221. Chute de température totale

D'après la relation (4,4,3) on a  $\Delta H_{ad} = \bar{C}_p \Delta T_0$

Selon les valeurs expérimentales rapportées par [6] on estime son  $C_p$  moyen ( $\bar{C}_p$ ) de la vapeur de

$$\bar{C}_p = 0,5435 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \text{ soit } \bar{C}_p = 2271,83 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$$

$$\text{d'où } \Delta T_0 = \frac{19.04180}{2271,83} = 34,95^\circ\text{K}$$

$$\text{On adopte } \Delta T_0 = 35^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_0 = 35^\circ\text{K}$$

### 222. Températures totale et statique

La température totale à la sortie de l'étage à action est:

$$T_{02} = T_{01} - \Delta T_0 = 328 - 35 = 293^\circ\text{C}$$

$$\text{Soit } T_{02} = 566^\circ\text{K}$$

$$T_{02} = 566^\circ\text{K}$$

Sur le diagramme (H, S) on lit  $T_{02} = 295^\circ\text{C}$

$$\text{Soit } T_{02} = 568^\circ\text{K}$$

La température statique est donnée en écrivant l'équation d'énergie:  $\bar{C}_p T_{02} = C_p T_2 + \frac{1}{2} V_2^2$  - ceci entraîne que

$$T_2 = T_{02} - \frac{1}{2 \bar{C}_p} V_2^2$$

$$T_2 = 566 - \frac{1 \cdot 112^2}{2 \cdot 2271,83} = 563^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 563^\circ\text{K}$$

223. Calcul du coefficient polytropique  $K$ .

Il est donné par la formule (4,4,6)

$$\frac{K-1}{K} = \eta_p \frac{\gamma-1}{\gamma} ; \gamma = 1,3 \text{ pour la vapeur surchauffée [1]}$$

Pour les turbines modernes le rendement polytropique varie de 0,83 à 0,89, on adopte pour nos calculs une valeur moyenne  $\eta_p = 0,86$ .

$$\text{d'où } \frac{K-1}{K} = 0,86 \frac{1,3-1}{1,3} \Rightarrow K = 1,247 \quad K = 1,247.$$

## 224 Taux de détente

La relation (4,4,7) donne :

$$\tau = \left(1 - \frac{\Delta T_0}{T_{01}}\right)^{\frac{K}{K-1}} = \left(1 - \frac{35}{601}\right)^{\frac{1,247}{0,247}}$$

$$\tau = 0,738 \quad \tau = 0,738.$$

## 225 Pressions totale et statique

La pression totale est donnée directement par :

$$\tau = \frac{P_{02}}{P_{01}} \Rightarrow P_{02} = \tau P_{01} = 0,738 \cdot 21,6$$

$$P_{02} = 15,95 \text{ bars.} \quad P_{02} = 15,95 \text{ bars.}$$

Sur le diagramme  $(H, S)$  on lit  $P_{02} = 15,6 \text{ bars.}$

- Calcul du nombre de Mach à la sortie de l'étage :

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} ; a_2 = \sqrt{\gamma \cdot T_2} : \text{vitesse locale du son juste à la sortie de l'aubage.}$$

$$\bar{C}_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} r \Rightarrow r = \frac{\gamma-1}{\gamma} \bar{C}_p = 2271,83 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$r = 524,26 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad r = 524,26 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\text{d'où } M_2 = \frac{112}{\sqrt{1,3 \cdot 524,26 \cdot 563}} = 0,180.$$

Vérification : En utilisant l'expression (4,4,8) on obtient

$$M_2 = \left[ \left( \frac{T_{02}}{T_2} - 1 \right) \left( \frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} = \left[ \left( \frac{566}{563} - 1 \right) \left( \frac{1,3}{0,3} \right) \right]^{\frac{1}{2}} = 0,18$$



La pression statique est donnée par l'expression (4,4,9)

$$P_2 = P_{02} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_2 = 15,95 \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot 0,18^2 \right)^{-\frac{1,247}{0,247}} = 15,56 \text{ bars}$$

$$P_2 = 15,56 \text{ bars.}$$

226. Masse volumique et hauteur de l'aube.

- L'équation des gaz parfaits permet d'écrire :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} = \frac{15,95 \cdot 10^5}{524,26 \cdot 563} = 5,42 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_2 = 5,42 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

- L'équation de continuité donne :

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \pi D_m h_2 V_a \text{ avec } V_a = V_1 \sin \alpha_1$$

$$\text{d'où } h_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 D_m V_1 \sin \alpha_1} = \frac{26 \cdot 10^3}{0,89 \pi \cdot 5,42 \cdot 379 \sin 17}$$

$$h_2 = 16 \text{ mm}$$

$$h_2 = 16 \text{ mm.}$$

Tableau récapitulatif

Paramètres	Unités	Entrée rotor	Sortie rotor
Température totale	°K	$T_{01} = 601$	$T_{02} = 566$
Température statique	°K	$T_1 = 601$	$T_2 = 563$
Pression totale	bars	$P_{01} = 21,6$	$P_{02} = 15,95$
Pression statique	bars	$P_1 = 21,6$	$P_2 = 15,56$
Taux de détente	-	-	0,738
Le nombre de Mach	-	-	0,18
Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>	6,855	5,42
hauteur de l'aube.	mm	16	16

## 23 Calcul des pertes à travers l'étage à action.

### 231 Pertes dans l'injecteur.

Les pertes dans l'injecteur sont exprimées par la relation (4,5,2)  $h'_1 - h_1 = (1 - \psi^2) \Delta H_{ad}$ .

$$\psi = 0,95 ; \Delta H_{ad} = 19 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{D'où } h'_1 - h_1 = 0,95 \cdot 19 = 1,85 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

### 232 Pertes dans la roue.

Elles sont données par la relation (4,5,5)

$$h_2 - h'_1 = (1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2g}$$

$$\text{On a } \beta_1 + \beta_2 = 53^\circ \Rightarrow \psi = 0,88 [3].$$

$$h_2 - h'_1 = \frac{1}{4,27} (1 - 0,88^2) \frac{248,5^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_2 - h'_1 = 1,662 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

### 233 Pertes par fuites internes

Ces pertes sont estimées égales à 5% de la chute totale d'après la référence [1]. Si on adopte cette valeur on aura :

$$h'_2 - h_2 = 19 \cdot 0,05 = 0,95 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

### Tableau récapitulatif

chute adiabatique d'enthalpie	vitesse absolue à l'entrée de la roue	vitesse relative à l'entrée de la roue	pertes dans la roue	pertes dans l'injecteur	pertes par fuites internes.
$\Delta H_{ad}$ (Kcal/kg)	$v_1$ (m/s)	$w_1$ (m/s)	$(1 - \psi^2) \frac{w_1^2}{2g}$ (Kcal/kg)	$(1 - \psi^2) \Delta H_{ad}$ (Kcal/kg)	$0,05 \Delta H_{ad}$ (Kcal/kg)
19	379	248,5	1,662	1,85	0,95

## 24. Calculs des travaux et rendements

### 24.1. Calcul des travaux

- Travail théorique : C'est la chute adiabatique d'enthalpie

$$W_{th} = h_0 - h_1 = \Delta H_{ad} = 19 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad (4,6,4).$$

- Travail utile :  $W_u = h_0 - h_2 = \delta(h_0 - h_1) - (h_2 - h_1) \quad (4,6,5).$

$$W_u = 19 - (1,662 + 1,83) = 15,49 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}.$$

- Travail indiqué :  $W_i = h_0 - h'_2 \quad (4,6,6).$

$$W_i = (h_0 - h_1) - (h'_2 - h_1) = 19 - (1,662 + 1,83 + 0,95)$$

$$W_i = 14,54 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}.$$

### 24.2. Calcul des rendements

- Rendement utile :  $\eta_u = \frac{W_u}{W_{th}} = \frac{15,49}{19} = 0,81$

- Rendement indiqué :  $\eta_i = \frac{W_i}{W_{th}} = \frac{14,54}{19} = 0,77 \quad (4,6,9)$

- Rendement global : Selon (4,6,11) on a :

$\eta = \frac{W_e}{W_{th}}$  ; Or le travail effectif est donné par la formule (4,6,10).

$W_e = W_i - p_{ext}$  - pertes externes. Les pertes externes, pour les turbines modernes, ne dépassent pas 0,5% de la chute totale [3]

$$\text{d'où } p_{ext} = 19 \cdot 0,05 = 0,95 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}.$$

$$W_e = W_i - p_{ext} = 14,54 - 0,95 = 13,59 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{d'où } \eta = \frac{13,59}{19} = 0,715 \approx 0,72.$$

### Tableau récapitulatif

travail utile (kcal/kg)	travail indiqué (kcal/kg)	travail effectif (kcal/kg)	rendement utile -	rendement indiqué -	rendement global -
15,49	14,54	13,59	0,81	0,77	0,76

### III Calcul thermodynamique des étages à réaction.

Les paramètres caractérisant l'entrée des étages à réaction sont :

Taux de détente.....  $\tau = 0,738$

Nombre de Mach.....  $M_2 = 0,18$

Masse volumique de la vapeur.....  $\rho_2 = 5,42 \text{ kg/m}^3$ .

Température totale.....  $T_{02} = 566^\circ \text{K}$

Température statique.....  $T_2 = 563^\circ \text{K}$

Pression totale.....  $P_{02} = 15,95 \text{ bars}$

Pression statique.....  $P_2 = 15,56 \text{ bars}$ .

La vitesse absolue d'entrée.....  $\vec{V}_e = \vec{V}_2 = 112 \text{ m/s}$ .

La chute adiabatique d'enthalpie...  $\Delta H_2 = 212 \text{ kcal/kg}$ .

Considérons que les chutes d'enthalpie sont réparties également entre les étages de la turbine (partie à réaction).

La chute d'enthalpie dans un étage sera donc

$$\Delta H_{2,e} = \frac{212}{15} = 14,13 \text{ kcal/kg}$$

Par raison de symétrie et de construction le degré de réaction est choisi égal à 0,5 [4].

$$\text{d'où } \Delta H_{2,e} = \Delta H' + \Delta H'' = 2\Delta H' = 2\Delta H''$$

$\Delta H'$  : chute adiabatique d'enthalpie dans le stator.

$\Delta H''$  : chute adiabatique d'enthalpie dans le rotor.

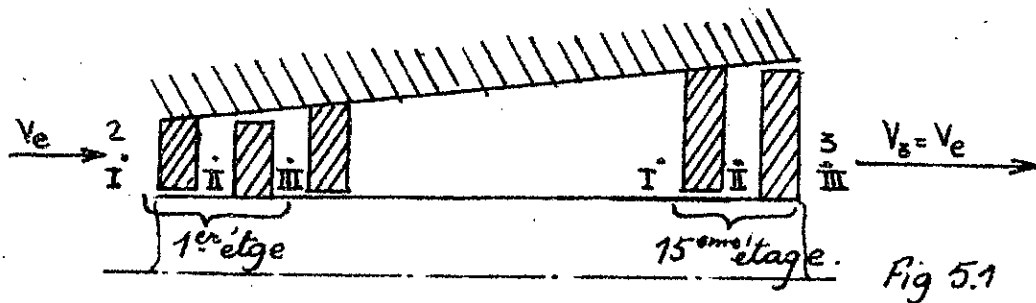
$$\Delta H' = \Delta H'' = \frac{\Delta H_{2,e}}{2} = 7,065 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$\Delta H' = \Delta H'' = 7,065 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

## 31 Triangles des vitesses

La vitesse d'entrée des étages à réaction et la vitesse résistante  $V_2$  de l'étage à action [2]

$$V_e = V_2 = 112 \text{ m/s.}$$



La vitesse absolue à la sortie du distributeur (entrée roue) donnée par la formule (4,7,12)

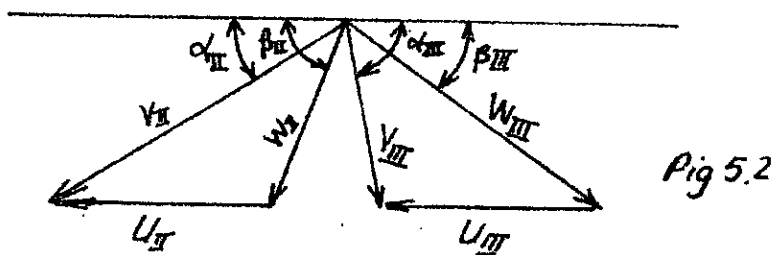
$$V_{II} = \varphi \sqrt{\frac{2g\Delta H'}{A} + V_e^2} \text{ on adopte } \varphi = 0,91$$

$$V_{II} = 0,91 \sqrt{2,9,81 \cdot 427,7,065 + 112^2}$$

$$V_{II} = 243 \text{ m/s}$$

$$V_{II} = 243 \text{ m/s.}$$

Comme indiqué ci-dessus,  $\epsilon = 0,5$  entraîne des triangles de vitesses d'entrée et de sortie égaux :



On en déduit que

$$\bar{W}_{II} = \bar{V}_{III} ; \bar{W}_{II} = \bar{V}_e \text{ d'après [1]}$$

$$\bar{U}_{II} = \bar{U}_{III} = \bar{U} ; \alpha_{III} = \beta_{II} ; \alpha_{II} = \beta_{III}$$

Ainsi on aura :

$$\bar{W}_{II} = \bar{V}_{III} = \bar{V}_e = 112 \text{ m/s.}$$

$$\bar{V}_{II} = \bar{W}_{III} = 243 \text{ m/s}$$

$$\bar{U}_{II} = \bar{U}_{III} = \bar{U} = 140,2 \text{ m/s} ; \varphi = 0,91$$

Calcul de  $\alpha_{II}$ :

D'après la figure 5,2 on aura:

$$\cos \alpha_{II} = \frac{V_{II}^2 + U_{II}^2 - W_{II}^2}{2 V_{II} U_{II}} = \frac{243^2 + 140,2^2 - 112^2}{2 \cdot 243 \cdot 140,2}$$

$$\Rightarrow \alpha_{II} = 14^\circ$$

$$\alpha_{II} = 14^\circ$$

Calcul de  $\beta_{II}$ :

$$\text{On a } \cos(\beta_{II} - \alpha_{II}) = \frac{V_{II}^2 + W_{II}^2 - U_{II}^2}{2 V_{II} \cdot W_{II}} = \frac{243^2 + 112^2 - 140,2^2}{2 \cdot 243 \cdot 112}$$

$$\beta_{II} - \alpha_{II} = 21,21^\circ \Rightarrow \beta_{II} = 35,21^\circ$$

$$\beta_{II} = 35^\circ 12'$$

Tableau récapitulatif:

Paramètres	entrée-roue	sortie-roue
Vitesse relative (m/s)	$W_{II} = 112$	$W_{III} = 243$
Vitesse d'entraînement (m/s)	$U_{II} = 140,2$	$U_{III} = 140,2$
Vitesse absolue (m/s)	$V_{II} = 243$	$V_{III} = 112$
Angle $\alpha$ ( $^\circ$ )	$\alpha_{II} = 14^\circ$	$\alpha_{III} = 35^\circ 12'$
Angle $\beta$ ( $^\circ$ )	$\beta_{II} = 35^\circ 12'$	$\beta_{III} = 14^\circ$

### 3.2 Calcul des pertes

#### 3.2.1 Pertes par frottement dans le stator

$$p_{r_s} = (1 - \varphi^2) \left( \Delta H'' + A \frac{V_{II}^2}{2g} \right) \left( \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right) \text{ d'après (4, 5, 3)}$$

$$p_{r_s} = (1 - 0,91^2) \left( 7,065 + \frac{1}{427} \frac{112^2}{2 \cdot 9,81} \right) = 1,47 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$p_{r_s} = 1,47 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

#### 3.2.2 Pertes dans le rotor

$$p_{r_r} = (1 - \psi^2) \left( \Delta H' + A \frac{W_{II}^2}{2g} \right) \text{ d'après (4, 5, 5)}$$

Le coefficient de ralentissement  $\psi$  est donné par

$$\text{l'abaque [1]. } \beta_{II} + \beta_{III} = 49,21^\circ \Rightarrow \psi = 0,89$$

$$p_{r_r} = (1 - 0,89^2) \left( 7,065 + \frac{112^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} \right) = 1,780 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

### 3.23. Pertes par vitesses restantes

En considérant un coefficient de récupération  $m=0,85$

On aura d'après la formule (4,5,1):

$$p_{v.r.} = A(1-m) \frac{V_{III}^2}{2g} = \frac{1}{427} (1-0,85) \frac{112^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$p_{v.r.} = 0,22 \text{ Kcal/kg}$$

$$p_{v.r.} = 0,22 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Au niveau du dernier étage le coefficient de récupération est nul ( $m=0$ ), toute l'énergie cinétique résiduelle

est perdue.  $p_{v.r.}_{16} = \frac{1}{427} \frac{V_{III}^2}{2g} = \frac{1}{427} \frac{112^2}{2 \cdot 9,81}$

$$p_{v.r.}_{16} = 1,49 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$p_{v.r.}_{16} = 1,49 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

### 3.24. Pertes totales dans la partie à réaction

Les pertes dans les étages à réaction sont identiques car on a considéré une même chute d'enthalpie à travers chaque étage et on a pris des aubages symétriques ( $\epsilon=0,5$ ).

$$p_E = 15(p_{r.1} + p_{r.2} + p_{v.r.}) + p_{v.r.}_{16}$$

$$p_E = 15(1,47 + 1,78 + 0,22) + 1,49$$

$$p_E = 53,54 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Remarque: On n'a tenu compte que des pertes importantes qui peuvent influencer grandement sur le rendement afin de pouvoir présenter l'évolution d'enthalpie dans cette partie de turbine sur le diagramme (H,S).

On envisagera dans ce qui suit, les autres pertes pour calculer la puissance développée par chaque étage.

### 33 Représentation des évolutions d'enthalpies sur diagramme (H,S)

La représentation des chutes d'enthalpie au niveau de chaque étage se fera en tenant compte des pertes calculées en (3,2), ce qui donnera des chutes d'enthalpies variant en croissance d'un étage à l'autre à cause de la divergence des isolobares. voir fig (5,3).

En se basant sur la formule (4,7,12), on calculera les vitesses absolues à l'entrée de chaque roue :

$$V_{II} |_i = \varphi \sqrt{\frac{1}{427} \cdot 2g \Delta H'' + V_e^2} \quad \text{avec } \varphi = 0,91 \text{ et } V_e = 112 \text{ m/s.}$$

De même on déterminera tous les paramètres caractérisant la vapeur à la sortie de chaque étage.

Les résultats trouvés sont récapitulés sur le tableau (5,1)

où  $\Delta H_{oe}$  : chute d'enthalpie totale dans un étage

$\Delta H_{ei}$  : chute d'enthalpie indiquée dans un étage.

$$\Delta H_{ei} = \Delta H_{oe} - p_{t,e} \quad \text{avec } p_{t,e} \text{ pertes totales dans un étage.}$$

$x$  : titre de la vapeur.

$v_s$  : volume massique de la vapeur donné par :

- le tableau rapporté par [6] pour la vapeur saturante
- l'équation des gaz parfaits  $v = \frac{RT}{P}$  pour la vapeur saturée ( $x > 1$ ).

### 34 Calcul des diamètres moyens des roues.

Pour le premier étage à réaction, on garde le même



$h$  (kcal/kg)

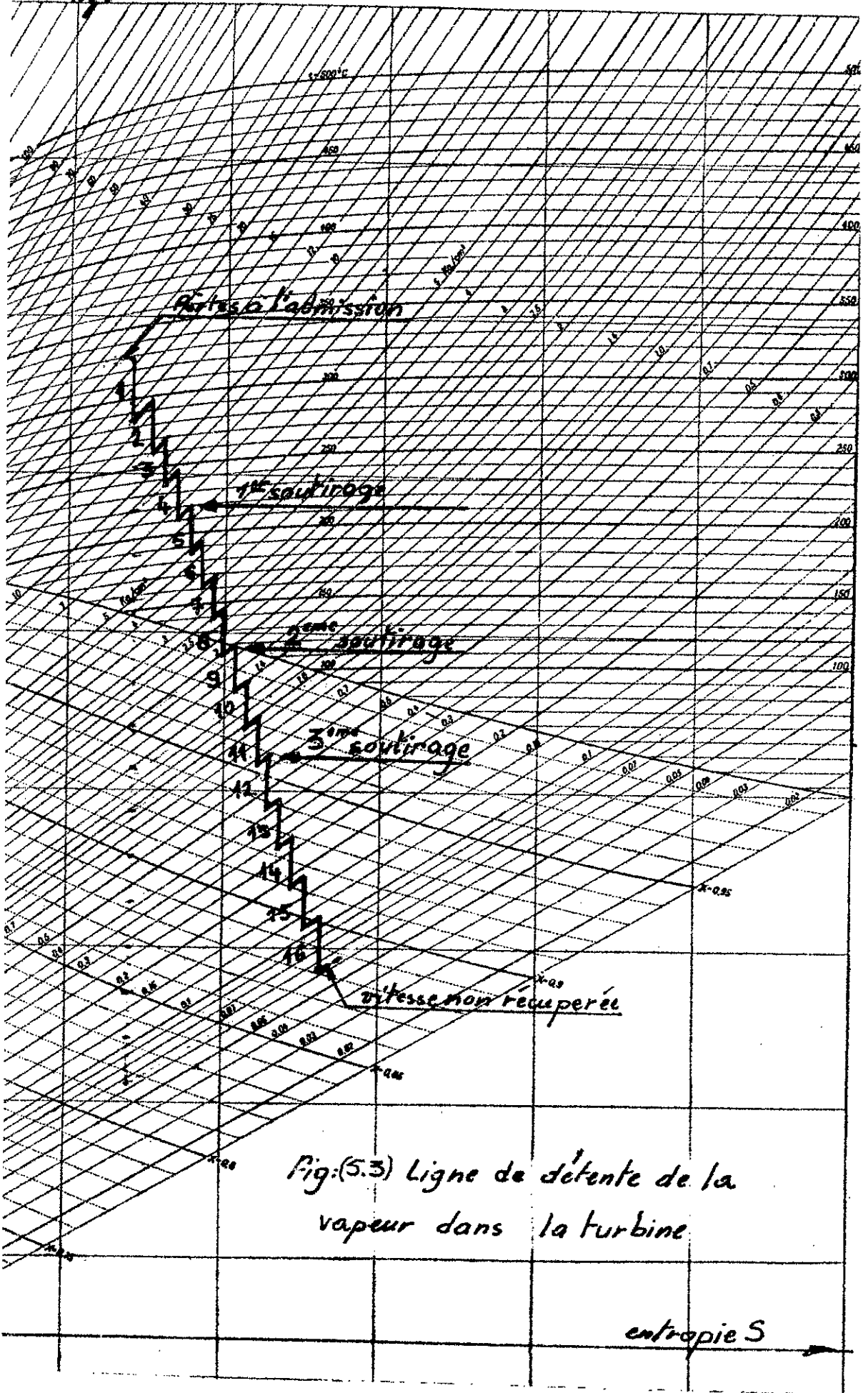


Fig:(5.3) Ligne de détente de la vapeur dans la turbine

entropie S

Tableau (5.1)

Paramètres Etagés	$\Delta H_{oel_i}$	$\Delta H_{sij_i}$	$h_{si}$	$t_{os_i}$	$P_{os_i}$	$X$	$v_s$
	Kcal/kg			°C	bars	-	m <sup>3</sup> /kg
1	19	14.54	722.5	296	15.6		
2	14.2	10.73	711.7	270	11.4		
3	14.31	10.84	701	244	8.7		
4	14.48	11.01	690	218	6.6		
5	14.65	11.18	679	194	4.9		
6	15.00	11.53	667.5	168	3.6		
7	15.35	11.88	656	142	2.75		
8	15.35	11.84	644	118	2		
9	15.54	12.09	632	108	1.4	0.985	1.220
10	15.70	12.23	620	99	0.98	0.974	1.653
11	15.86	12.51	608	89	0.67	0.960	2.304
12	16.10	12.63	595.5	76	0.42	0.942	3.785
13	16.20	12.75	585	68	0.28	0.930	4.994
14	16.90	14.05	570	57	0.18	0.915	7.173
15	17.25	14.15	556	46	0.11	0.902	12.718
16	17.60	13.64	542	37	0.065	0.882	19.492

diamètre que pour l'étage à action.

d'où  $D_{m_1} = 0,890 \text{ m}$ .

Calcul du diamètre du dernier étage :

On commence par tracer la courbe  $\eta_u = f(\xi)$  d'équation

$$\eta_u = \frac{(2 \cos \alpha_2 - \xi) \xi}{(2 \cos \alpha_2 - \xi) \xi + \frac{1 - \varphi^2}{\varphi^2}} \quad \text{donnée par la formule (4,6,16).$$

dans notre cas  $\varphi = 0,91$  ;  $\alpha_2$  adopté égal à  $17^\circ$ .

pour le tracé voir la courbe (5,3).

On lit un rendement optimum  $\eta_{u \text{ opt}} = 0,82$  pour

$$\xi_{\text{opt}} = 0,95.$$

Pour tenir compte des frottements du fluide et ventilation, on doit prendre une valeur de  $\xi$  inférieure à

$\xi_{\text{opt}}$ . On adopte  $\xi = 0,92$  : valeur choisie pour ne pas avoir un diamètre excessif de la roue, ni un nombre d'étages trop réduit.

Soit  $U_s$  la vitesse d'entraînement à la sortie, on aura

$$\text{Donc : } \frac{U_s}{V_{II} s} = \xi = 0,92 \Rightarrow U_s = 0,92 V_{II} s = 0,92 \cdot 272$$

$$U_s = 250,24 \text{ m/s.}$$

$$U_s = 250,24 \text{ m/s}$$

$$\text{Finalement on aura : } D_s = \frac{60 U_s}{\pi N} = \frac{60 \cdot 250,24}{\pi \cdot 3000}$$

$$D_s = 1,59 \text{ m}$$

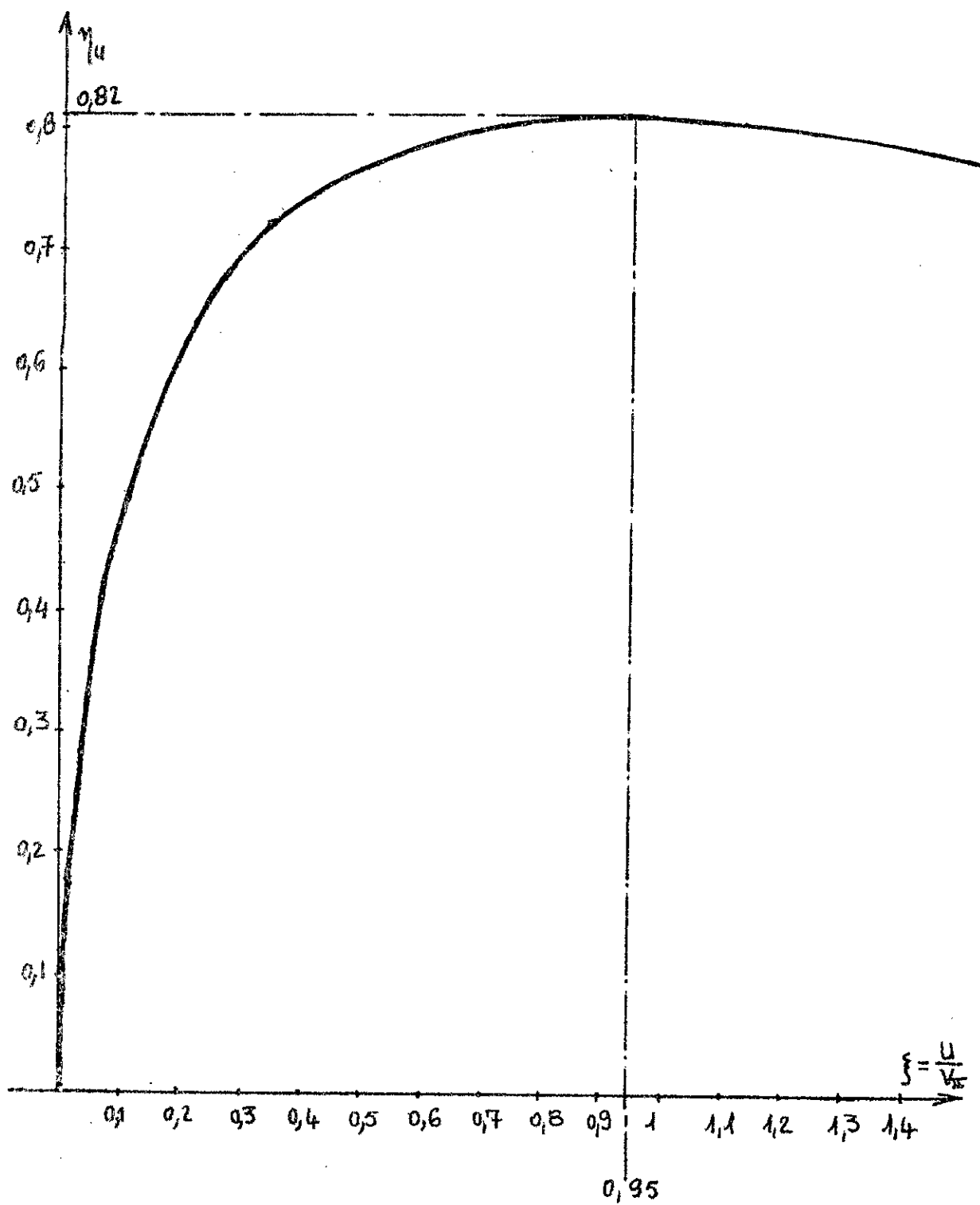
$$D_s = 1,59 \text{ m.}$$

On répartit les diamètres des étages en progression géométrique de raison  $k$  [1]. Ceci permet une similitude des triangles de vitesses aux divers étages d'où l'utilisation de ailettes de profils identiques.

$$\text{On écrit alors : } \frac{U_s}{U_{II}} = k^{n-1} \Rightarrow k = \left( \frac{U_s}{U_{II}} \right)^{\frac{1}{n-1}}$$

$$n = 15 \text{ étages d'où } k = \left( \frac{1,59}{0,89} \right)^{\frac{1}{14}} = 1,043.$$

$$k = 1,043.$$



fig(5,3) : Courbe représentative de  $\eta_u = f(\xi)$   
 pour  $\psi = 0,91$  et  $\alpha_y = 17^\circ$ .

Le diamètre de l'étage d'ordre  $i$  est donné par l'expression

$$D_{m,i+1} = 1,043 D_{m,i}$$

Les diamètres moyens de chaque étage ainsi calculé (voir tableau (5,2)) permettent de recalculer exactement les vitesses d'entraînement  $(U_{II})_i$  par la formule  $(U_{II})_i = \frac{\pi D_{m,i} N}{60}$  ainsi que les angles  $\alpha_{II,i}$  donnés par

$$\text{l'équation } \alpha_{II,i} = \frac{V_{II,i}^2 + (U_{II})_i^2 - v_{II,i}^2}{2(U_{II})_i V_{II,i}} \quad (\text{voir Fig(5,2)})$$

Les paramètres calculés sont présentés dans le tableau(5,2).

### 35 Caractéristiques de la vapeur à la sortie de chaque étage.

#### 351 Chute de températures totale et statique

L'équation d'énergie appliquée entre l'entrée (I) de l'étage et la sortie (III) (fig(5.1)) donne :  $\Delta H_{oe} = \Delta H_e + \frac{1}{2}(V_{III}^2 - V_I^2)$ .

Or pour un étage périodique  $V_I = V_{III}$ . D'où  $\Delta H_{oe} = \Delta H_e$ .

$\Delta H_{oe}$  : chute d'enthalpie totale par étage.

$\Delta H_e$  : chute d'enthalpie statique par étage.

$$\text{d'où } \bar{C}_p \Delta T_{oe} = \bar{C}_p \Delta T_e \Rightarrow \Delta T_{oe} = \Delta T_e = \frac{\Delta H_{oe}}{\bar{C}_p}$$

$$\text{Soit } \Delta T_{oe} = \Delta T_e = \frac{14,13.4190}{2271,83} = 26^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{oe} = \Delta T_e = 26^\circ\text{K}$$

On déduit la température statique à la sortie de

$$\text{l'étage } i : T_{III,i} = T_{III,i-1} - \Delta T_e$$

#### 352 Nombre de Mach.

Le nombre de Mach à la sortie de l'étage  $i$  est donné

$$\text{par la relation } M_{III,i} = \frac{V_{III,i}}{a_{III,i}} = \frac{V_{III,i}}{\sqrt{\gamma_r T_{III,i}}}$$

$$V_{III,i} = 112 \text{ m/s} ; \gamma_r = 524,26 \text{ J/kg}^\circ\text{K} ; \gamma = 1,3 \text{ pour la}$$

Tableau (5,2)

Diamètre Etages	$\gamma_{II}$	$\Delta H_{oe, II}$	$V_{II}$	$D_{mi}$	$U_{II}$	$\alpha_{II}$
	$kg/m^3$	Kcal	m/s	m	m/s	(°)
1	26.6	19	379	0.89	140.2	17
2	26.3	14.2	243	0.89	140.2	14
3	//	14.31	247.7	0.93	146.0	14
4	//	14.48	248.9	0.93	152.4	17
5	24.26	14.65	250	1.00	157.0	18
6	//	15.00	252.5	1.04	164.9	20
7	//	15.35	255	1.10	172.8	21
8	//	15.35	255	1.15	180.6	23
9	22.45	15.54	256.4	1.20	188.5	23
10	//	15.70	257.4	1.25	196.3	24
11	//	15.86	258.6	1.30	204.2	24.5
12	20.9	16.10	260	1.36	212.0	24.5
13	//	16.20	261	1.42	223.0	25
14	//	16.90	265.5	1.48	232.5	25
15	//	17.25	268	1.54	241.9	25
16	//	17.6	272	1.60	251.4	25

vapeur sèche.

### 3.5.3 Pression statique et masse volumique

- La relation (4,4,9) donne  $P_{(III)} = P_{(0,III)} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{(III)}^2\right)^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}}$   
avec  $\gamma = 1,247$ .

- L'équation de Poisson donne  $\rho_{(III)} = \frac{P_{(III)}}{r T_{(III)}}$

$$r = 524,26 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$$

Remarque importante.

Il est à noter que les lois thermodynamiques appliquées à la vapeur sèche (ou surchauffée) qui est un gaz compressible ne sont pas applicables pour la vapeur humide où on a  $x$  vapeur et  $(1-x)$  eau.

Dans notre cas la coexistence de la vapeur sèche et des gouttelettes d'eau ( $x < 1$ ) qui commence à partir du 9<sup>ème</sup> étage rend l'usage de ces lois pratiquement difficile, on recourt donc au diagramme (H,S) qui permet de donner directement certaines caractéristiques du fluide à la sortie de chaque étage.

On récapitule les résultats trouvés dans le tableau (5,3)

### 3.6 Calcul des hauteurs d'aubes

L'équation de continuité donne :

$$\dot{m}_i = \rho_i \cdot 2\pi r_{m_i} \cdot h_i \cdot V_a$$

$$\dot{m}_i = \rho_i \pi D_{m_i} \cdot h_i \cdot V_{(II)_i} \cdot \sin \alpha_{(II)_i}$$

$$\Rightarrow h_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \cdot D_{m_i} \cdot V_{(II)_i} \cdot \sin \alpha_{(II)_i}}$$

Tableau (5,3)

Parameters Echelle	$t_{(II)}i$	$P_{(II)}i$	$t_{(I)}i$	$M_{(III)}i$	$P_{(I)}i$	$\rho_{(II)}i$
	°C	bars	°C	—	bars	kg/m <sup>3</sup>
1	296	15.6	563	0.180	15.56	5.13
2	270	11.4	537	0.185	11.70	3.92
3	244	8.7	511	0.189	8.46	3.146
4	218	6.6	485	0.194	6.41	2.511
5	194	4.9	459	0.200	4.75	1.966
6	168	3.6	433	0.206	3.48	1.527
7	142	2.75	407	0.212	2.65	1.237
8	118	2	381	0.219	1.92	0.957
9	108	1.4	—	—	—	—
10	99	0.9	—	—	—	—
11	89	0.67	—	—	—	—
12	76	0.42	—	—	—	—
13	68	0.28	—	—	—	—
14	57	0.18	—	—	—	—
15	46	0.11	—	—	—	—
16	37	0.065	—	—	—	—



Tableau (5, 4)

Paramètres Echelles	$m_i$	$v_s$	$\rho_{(II)}i$	$v_{II}i$	$\alpha_{II}i$	$h_{III}i$
	kg/s	m <sup>3</sup> /kg	kg/m <sup>3</sup>	m/s	(°)	mm
1	26.6	0.194	5.13	379	17	17
2	26.3	0.295	3.92	243	14	40
3	11	0.317	3.146	247.7	14	46
4	11	0.398	2.511	248.9	17	47
5	24.26	0.508	1.966	250	18	50
6	11	0.654	1.527	252.5	20	55
7	11	0.808	1.237	255	21	62
8	11	1.044	0.9576	255	23	63
9	22.45	1.220	0.819	256.4	23	73
10	11	1.653	0.604	257.4	24	90
11	11	2.304	0.434	258.6	24.5	118
12	20.9	3.785	0.264	260	24.5	173
13	11	4.994	0.200	261	25	212
14	11	7.173	0.139	265.5	25	288
15	11	12.718	0.0786	268	25	489
16	11	19.492	0.051	272	25	700

### 3.7 Calcul de la puissance fournie par étage.

Elle est exprimée selon [1] par la relation :

$$P_e = \dot{m}_i \Delta H_{e,i} (1 - m_f) (1 - p_h)$$

la puissance fournie par l'étage de rang  $i$  est :

$$P_{e,i} = \dot{m}_{i,i} \Delta H_{e,i} (1 - m_{f,i}) (1 - p_{h,i})$$

où  $\dot{m}_{i,i}$  : débit masse traversant l'étage  $i$  en  $\text{kg/s}$ .

$\Delta H_{e,i}$  : chute d'enthalpie indiquée en  $\frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$ .

$m_f$  : le débit des fuites internes en %.

$p_h$  : les pertes par humidité en %.

#### 3.7.1. Calcul des fuites internes.

La formule (4, 5, 6) donne  $\dot{m}_f = \frac{j'}{h_i + j'}$

$h_i$  : hauteur de l'aube de la roue d'indice  $i$ .

$j' = k_j$  : jeu corrigé

$j$  : jeu radial variant de 0,5 à 5mm, on adopte  $j = 0,5 \text{ mm}$

selon [1]

$k_e$  : coefficient fonction de  $d_{II}$  donné par l'abaque [1].

#### 3.7.2. Calcul des pertes par humidité de vapeur

La chute du rendement  $\Delta \eta$  par suite de l'humidité de vapeur  $(1-x)$  est donnée par l'abaque  $\Delta \eta = f\left(\frac{v_i}{v}\right)$  [1]

$$p_h = \Delta \eta$$

Les résultats sont récapitulés dans le tableau (5, 7).

### 3.8. Calcul des consommations

Consommation de vapeur par  $\text{kwh}$  aux bornes :

$$C_v = \frac{\dot{m}}{P} = \frac{93600}{18000} = 5,2 \text{ kg/kwh.}$$

Tableau (5.5)

Paramètres Etagés	$m_i$	$\Delta H_{o,i}$	$1 - m_i f$	$1 - f h$	$P_i$
	Kg/s	Kcal/Kg	—	—	KW.
1	26.6	14.54	—	—	1616.6
2	26.3	10.73	0.970	—	1144.2
3	"	10.84	0.974	—	1160.7
4	"	11.01	0.975	—	1180.2
5	24.26	11.18	0.976	—	1106.5
6	"	11.53	0.978	—	1143.5
7	"	11.88	0.981	—	1182
8	"	11.84	0.981	—	1178
9	22.45	12.09	0.983	0.985	1098.5
10	"	12.23	0.986	0.974	1102.2
11	"	12.51	0.989	0.955	1109
12	20.90	12.63	0.993	0.940	1030
13	"	12.75	0.994	0.930	1029.7
14	"	14.05	0.996	0.920	1124.7
15	"	14.15	0.997	0.905	1115.4
16	"	13.64	0.998	0.885	1052.5
		$\Sigma \Delta H_{o,i}$ 196.45			$\Sigma P_i$ 18374

- Consommation de chaleur (aux bornes) par kWh avec réchauffage :

$$C_{c,r} = \frac{\eta_i \Delta H}{P}$$

où  $\Delta H$ : enthalpie vapeur vive - enthalpie eau d'alimentation =  $737 - 164 = 573 \text{ Kcal/kg}$ .

$$C_{c,r} = \frac{93600 \cdot 573}{18000} = 2980 \frac{\text{Kcal}}{\text{kWh}}$$

- Consommation de chaleur sans réchauffage.

$$C_c = \frac{\eta_{i0} \Delta H}{P}$$

$\eta_{i0}$ : débit de vapeur pour fonctionnement sans soutirage.

$\Delta H$ : Enthalpie entrée de la turbine - enthalpie à la sortie.

$$\Delta H = 737 - 37 = 700 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$C_c = \frac{83160 \cdot 700}{18000} = 3240 \frac{\text{Kcal}}{\text{kWh}}$$

## 39 Vérification des résultats.

### 391 Vérification de l'économie.

théoriquement l'économie réalisée par les trois soutirages est :

$$E = \frac{C_c - C_{c,r}}{C_c} = \frac{3240 - 2980}{3240}$$

$$E = 8,03\% \text{ valeur très proche à celle}$$

trouvée graphiquement au chapitre III  $E_g = 8,15\%$ .

### 392 Vérification de la puissance.

La puissance totale fournie par la turbine est la somme des puissances fournies par les étages.

$$P_t = \sum_{i=1}^{16} P_i = 18374 \text{ kW} = 18,374 \text{ MW}$$

Or, en supposant un rendement de l'alternateur égal

à 0,97, la puissance sur l'arbre devrait être égale à

$$P_{\text{arbre}} = \frac{18}{0,97} = 18,6 \text{ MW.}$$

Pour remédier à cette différence il suffira d'augmenter sensiblement les débits dans le rapport:  $\frac{18600}{18374} = 1,012$ .

Le résultat obtenu prouve que le choix des coefficients fut convenable et les calculs établis sont acceptables avec les approximations qu'on a faites.

### 393\_Vérification du coefficient manométrique.

Le coefficient manométrique est exprimé par:

$$\mu = \frac{\Delta H_0}{\eta U^2} \quad \text{où } \Delta H_0: \text{ la chute totale d'enthalpie}$$

$U$ : vitesse d'entraînement moyenne.

$$U_m = \frac{\sum_{i=1}^n U_i}{n} = 188 \text{ m/s.}$$

$n$ : le nombre d'étage.

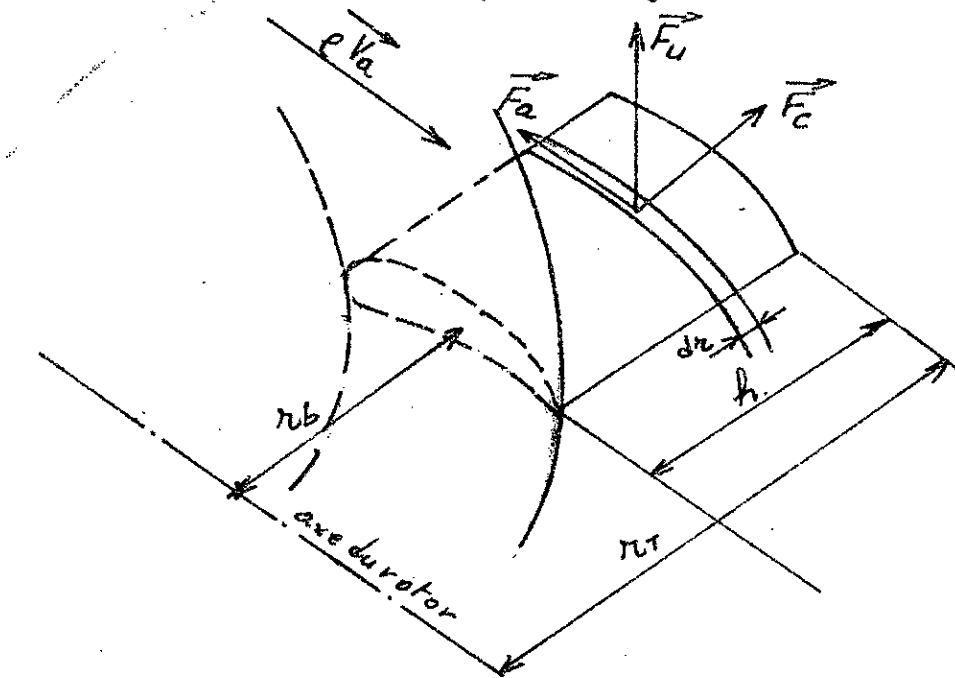
$$\text{on aura donc: } \mu = \frac{237.4180}{16.(188)^2} = 1,70.$$

La valeur de ce "coefficient manométrique" trouvée est inférieure à la valeur limite recommandée pour les turbines à vapeur  $\mu_{\text{max}} = 2$ ; ce qui traduit que les étages sont normalement chargés et leur nombre est convenablement choisi.

## CHAP VI CALCUL DYNAMIQUE DE LA TURBINE.

L'écoulement de la vapeur et l'effet de rotation des aubages exercent des efforts importants sur les aubes de la turbine. La force dynamique agissant sur un élément de surface d'une aube en mouvement de rotation a trois composantes :

- Force tangentielle  $F_u$ .
- Force axiale  $F_a$ .
- Force centrifuge  $F_c$ .



### 6.1 Force tangentielle.

La variation de la vitesse tangentielle engendre une force tangentielle  $dF_u$  agissant sur l'élément de l'aube.

Elle est exprimée par  $dF_u = \dot{m} (V_{3u} - V_{2u})$ .

Le débit massique relatif à un élément d'aube est donné par l'équation de continuité.  $\dot{m} = \rho ds \cdot V_a$ .

$$\dot{m} = \rho 2\pi r dr V_a.$$

L'équation d'Euler permet d'écrire :  $V_{3u} - V_{2u} = C_p \frac{\Delta T_{0e}}{U}$ .

La force tangentielle agissant sur  $Z$  aubes est donnée

$$\text{par : } Z F_u = \int_{r_b}^{r_T} \rho \cdot 2\pi r dz V_a \cdot \frac{C_p \Delta T_{oe}}{U} ; U = \omega r.$$

$$Z F_u = \int_{r_b}^{r_T} \frac{2\pi \rho V_a C_p \Delta T_{oe}}{\omega} dz = \frac{2\pi}{\omega} \rho V_a C_p \Delta T_{oe} \cdot h.$$

Le débit totale traversant les aubes est donné par l'équation de continuité  $m = 2\pi \rho r_m V_a \cdot h$ .

$$Z F_u = \frac{2\pi \rho h V_a C_p \Delta T_{oe}}{\omega} = \frac{m}{\omega r_m} C_p \Delta T_{oe} = \frac{m \Delta H_{oc}}{U}$$

## 62 Force axiale

La force axiale est due à la variation de pression statique à travers une grille d'aubes mobiles et fixes. Elle agit dans un sens contraire à celui de l'écoulement.

Pour un élément  $dz$  on a :

$$Z dF_a = \Delta P \cdot 2\pi r dz \text{ où } \Delta P : \text{variation de la pression.}$$

En intégrant sur l' hauteur de l'aube.

$$Z F_a = \int_{r_b}^{r_T} \Delta P \cdot 2\pi r dz = \Delta P \cdot 2\pi \frac{r_T^2 - r_b^2}{2}$$

$$Z F_a = \pi \Delta P (r_T - r_b) (r_T + r_b)$$

$$Z F_a = \pi \Delta P h \cdot 2r_m = 2\pi \Delta P h r_m = \pi \Delta P h D_m.$$

La Force axiale totale agissant sur  $n$  grilles d'aubes

$$\text{est } Z F_{at} = \sum_{i=1}^n \pi \Delta P_i h_i D_{mi}.$$

## 63 Force centrifuge.

La force centrifuge dépend essentiellement de la vitesse de rotation et de la masse de l'aube.

La force agissant sur un élément d'aube est égale à :

$$dF_c = \omega^2 r dm = \omega^2 r \rho_m dV$$

$$dF_c = \omega^2 r \rho_m S dz \text{ avec :}$$

$\omega^2 r$  : accélération normale

$\rho_m$ : masse volumique du matériau constituant l'aube.

$S$ : section droite de l'aube.

En intégrant sur toute l'aube on aura:

$$F_c = \int_{r_b}^{r_t} \rho_m \cdot S \omega^2 r \, dr = \frac{1}{2} \rho_m S \omega^2 (r_t - r_b)(r_t + r_b)$$

$$F_c = \rho S \omega^2 h r_m.$$

$S$  est obtenue par planimétrie de la section d'aube fig(1,1) on obtient alors  $S = 15,4 \text{ cm}^2$ .

On choisit comme matériau un alliage au Nickel de masse volumique  $\rho_m = 8800 \text{ kg/m}^3$ .

Finalement pour une aube d'ordre  $i$  on a:

$$\sum F_{u_i} = \frac{m_i \Delta H_{oe_i}}{U_i}; \quad m_i, \Delta H_{oe_i} \text{ et } U_i \text{ sont donnés par le tableau (5,2)}$$

$$\sum F_{a_i} = \pi \Delta P_i h_i D_{m_i}; \quad h_i, D_{m_i} \text{ et } \Delta P_i \text{ sont donnés par les tableaux (5,2), (5,3) et (5,4)}$$

$$F_{c_i} = 8800 \cdot 15,4 \cdot 10^{-4} (100\pi)^2 \cdot 10^{-3} h_i r_{m_i}$$

$$F_{c_i} = 1337,52 h_i r_{m_i} \text{ (KN)}; \quad h_i \text{ et } r_{m_i} \text{ sont donnés par les tableaux (5,2) et (5,4).}$$

On figurera les résultats obtenus sur le tableau (5,6).

Conclusion:

Le choix provisoire du matériau des aubes fait que le calcul des forces centrifuges n'est définitif que dans le but de donner l'ordre de grandeur seulement. Pour une étude aérodynamique complète certains paramètres telle que la pression statique seront déterminés par une théorie plus compliquée et exhaustive afin de pouvoir calculer les forces axiales dans tous les étages.



Tableau (5,6)

Axe Etagés	$\Delta H_{ei}$	$D_{mi}$	$U_{mi}$	$f_{III i}$	$P_{III i}$	$\Delta P_{III i}$	$F_{Ci}$	$\Sigma F_{U_i}$	$\Sigma F_{A_i}$
	Kcal/kg	m	m/s	mm	bars	bars	KN	KN	KN
1	14.54	0.89	140.2	17	15.22	6.38	9.80	11.54	30.32
2	10.73	0.89	140.2	40	11.1	4.12	23.78	8.42	46.07
3	10.84	0.93	146	46	8.46	2.64	42.78	8.15	35.48
4	11.01	0.97	152.4	47	6.41	2.05	30.13	7.94	29.36
5	11.78	1.00	157	50	4.75	1.66	33.40	7.22	26.07
6	11.53	1.04	164.9	55	3.48	1.27	38.21	7.09	22.82
7	11.88	1.10	172.8	62	2.65	0.83	45.55	6.96	17.78
8	11.84	1.15	180.6	63	1.92	0.73	52.24	6.64	16.62
9	12.09	1.20	188.5	73	-	-	58.52	6.01	-
10	12.23	1.25	196.5	90	-	-	75.15	5.84	-
11	12.51	1.30	204.2	118	-	-	102.47	5.74	-
12	12.63	1.36	212.0	173	-	-	157.16	5.20	-
13	12.75	1.42	223.0	212	-	-	201.10	5.00	-
14	14.05	1.48	232.5	288	-	-	284.72	5.27	-
15	14.15	1.54	241.9	489	-	-	503	5.10	-
16	13.64	1.60	257.4	700	-	-	748.16	4.74	-
							$\Sigma F_{C_i}$ 2406.2	$\Sigma \Sigma F_{U_i}$ 107	

## Conclusion.

Basée sur la théorie d'optimisation, du bénéfice obtenu par soutirage de vapeur cette étude a permis d'abord d'explicitier point par point les méthodes graphiques et approximatives d'optimisation (non disponible dans la documentation à notre niveau). Ensuite l'extension et l'application de ces méthodes à un, trois, cinq, sept et neuf soutirages ont permis de voir l'effet de plusieurs soutirages sur le bénéfice total.

La deuxième partie a présenté une étude énergétique assez complète d'une turbine à vapeur à condensation avec trois soutirages. Les résultats obtenus sont de première approximation car un calcul exact reposerait essentiellement sur une somme de données pratiques cumulées durant des années de recherches. Cependant de nombreux précalculs et les directives inspirées des ouvrages [1] et [4] ont beaucoup aidé à obtenir des résultats compris dans les intervalles recommandés.

Il reste dans le calcul et la construction de la turbine à vapeur de nombreux problèmes à résoudre telle que une étude aérodynamique complète qui sont à la fois délicats mais nécessaires et relevant de toutes les spécialités de l'ingénieur.

## BIBLIOGRAPHIE

- 1\_Turbines à vapeur et à gaz\_Lucien.Vivier\_
- 2\_Éléments de construction\_G.Lemasson\_  
\_AL.Tourancheau\_
- 3\_Les turbines \_Paul.Chambadal\_
- 4\_Equipement thermique des usines généra-  
trices d'énergie électrique\_J Ricard\_
- 5\_Encyclopédie pratique \_Quillet\_
- 6\_Thermodynamique technique \_M.Bailly\_
- 7\_Revue Brown Bovri.jan77. tome64  
\_Badenlsuin\_

