

P/700 8/93

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE  
ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

المركز الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE HYDRAULIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ANALYSE DES PERFORMANCES  
D'UNE POMPE CENTRIFUGE  
- TYPE N.V.A -

Proposé Par:

O. KHOUDJET

Etudié Par:

A.HATTABI  
A. MAHDANI

Dirigé Par:

M.BERKANI  
O.KHOUDJET

PROMOTION 1992 - 1993

E.N.P. 10, Avenue Hacem Badi El-Harrach - ALGER

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE  
ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE HYDRAULIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

ANALYSE DES PERFORMANCES  
D'UNE POMPE CENTRIFUGE  
- TYPE N.V.A -

Proposé Par:

O. KHOUDJET

Etudié Par:

A.HATTABI  
A.MAHDANI

Dirigé Par:

M.BERKANI  
O.KHOUDJET

PROMOTION 1992 - 1993

E.N.P. 10, Avenue Hacem Badi El-Harrach - ALGER

المقدمة

المختص:

الهدف من هذا الملخص هو التذكير والتدقيق بالأسس العامة و

المفاهيم الأساسية للمضخات المركزية، قبل الشروع

في دراسة تأثير السرعة الدورانية وقطر العجلات على

مميزات هذه الأخيرة.

Summary:

This summary has to call back and to state precisely the general principles and fundamental notions of the centrifugal pumps. Before study the rotational speed influence and the wheels' diameter on their performances.

RESUMÉ:

Ce résumé a pour but de rappeler et de préciser les principes généraux et les notions fondamentales dont relèvent les pompes centrifuges avant d'entamer l'étude de l'influence de la vitesse de rotation et du diamètre des roues sur les performances de ces dernières.

## Dedicaces



## Dedicaces

- A la mémoire de ma grande-mère:Aicha  
je dédie ce modeste travail
- A mes parents
- A mon frère (MOHAMED) qui a fait beaucoup de sacrifices  
a fin que je réalise ce travail en me portant  
soutien moral et matériel .
- A ma belle soeur a qui je dois estime et respect..
- A tous ceux qui me sont chères.
- A mes freres.

H. AHMED.

## Dedicaces

- A mon père et a ma mère
- A la mémoire de mes grand-parents
- A toute la famille
- A tous les amis

Je dédie ce modeste travail

M.ALI

## REMERCIEMENTS

-Nous tenons beaucoup a remercier notre promoteur MR:O.KHODJET pour nous avoir fait l'honneur de diriger notre travail et a qui nous exprimons toute notre gratitude et tout notre respect .

Et nous tenons a remercier l'ensemble des professeurs et enseignants de l'U.S.T.H.B ,et E.N.P ,et toute personne ayant contribue de près ou de loin a notre formation .

On remercie vivement MR:TITOUH .KAMEL et ses collègues de l'ORSOFT pour leur accueils chaleureux et leur disponibilité .

Nous tenons a exprimer aux agents de l'ORSOFT, toute notre reconnaissance pour avoir mis a notre disposition le matériel nécessaire a la réalisation de notre travail .

**SOMMAIRE**

Première partie.

page

**Chapitre I: ETUDE THEORIQUE DES POMPES CENTRIFUGES**

- Introduction ..... 6
- I-1 - Domaines d'utilisation des pompes centrifuges ..... 8
- I-2 - Les differents types de pompes centrifuges ..... 9
  - I-2-1 - machines axiales
  - I-2-2 - machines helico-centrifuges
  - I-2-3 - machines radiales
- I-3 - Principe de fonctionnement des pompes centrifuges ..... 11
- I-4 - Diagramme des vitesses ..... 14
- I-5 - Demonstration de l'equation d'Euler ..... 15
- I-6 - Construction theorique de la courbe  
 caracteristique ( $H=f(Q)$ ) ..... 18
  - I-6-1-caracteristique d'une pompe ideal
  - I-6-2-caracteristique d'une pompe centrifuge  
 a nombre d'aubes finis
- I-7 - Caracteristique d'une pompe centrifuge reelle ..... 22
  - I-7-1-pertes de charge
    - I-7-1-a pertes par frottement
    - I-7-1-b pertes par chocs
  - I-7-2-pertes par fuites
  - I-7-3-pertes mecaniques
  - I-7-4-Conclusion
- I-8- Les pompes NVA ..... 29
  - I-8-1-Utilisation des pompes NVA
  - I-8-2-Materiaux utilises pour la fabrication des  
 pompes NVA
  - I-8-3-Presentation d'une coupe de pompe NVA avec le  
 role de chaque organe
- I-9 -Lois de similitude des pompes centrifuges ..... 34
  - I-9-1.Generalites -Essais sur modele
  - I-9-2-Rappel sur les lois generales de similitude
    - I-9-2-a-Similitude geometrique
    - I-9-2-b-Similitude cinematique
    - I-9-2-c-Similitude dynamique
  - I-9-3-Coefficients de Rateau
  - I-9-4-Effet d'echelle ..... 37
  - I-9-5-Vitesse specifique d'une pompe centrifuge ..... 38

**Chapitre II: ETUDE GEOMETRIQUE -ANALYTIQUE  
 DES POMPES CENTRIFUGES**

- II-1-Introduction ..... 60
- II-2-Courbes caracteristiques des pompes centrifuges ..... 60
  - II-2-1.Courbe: hauteur-debit
  - II-2-2-courbe:puissance-debit
  - II-2-3-Courbe rendement-debit
  - II-2-4-courbe N.P.S.H
  - II-2-5-Conclusion ..... 64
- II-3-Facteurs qui influent sur le fonctionnement  
 d'une pompe centrifuge ..... 66
  - II-3-1-Influence de la vitesse de rotation
  - II-3-2-Influence du diametre exterieur
  - II-3-3-Influence de l'angle de sortie ( )
- II-4-Reseau de caracteristiques d'une pompe centrifuge ..... 47
- II-5.Conclusion ..... 48

Deuxieme partie.

Chapitre III: ETUDE EXPERIMENTALE DES POMPES CENTRIFUGES

III-1-Essai des pompes centrifuges	50
III-2-Objet et description du banc d'essai de l'E.N.S.H:	
III-3-Mode operatoire	53
III-3-1-Accordement au reseau electrique	
III-3-2-Amorçage de la pompe	
III-3-3-Mise en marche et verification	
III-3-4-Couple a l'arbre de la pompe	
III-3-5-Debit de l'eau	
III-4-Travail de laboratoire	56
III-4-1-Mesure de hauteur totale	
III-4-2-Mesure de la puissance	
III-4-3-Moteur d'entraînement	
III-5-Interpretation et analyse des resultats	59
III-5-1-Interpretation des resultats des essais de l'E.N.S.H	
III-5-2-Interpretation des resultats des essais de l'E.N.P.M.H	
III-5-3-Critique du banc d'essai de l'E.N.S.H	

Chapitre.IV: SIMULATION DES PERFORMANCES DES POMPES CENTRIFUGES TYPE(100-NVA-250-10)

IV-1-But	72
IV-2-Resultats de la simulation	
IV-2-1-Dans le cas de la variation de la vitesse de rot	
IV-2-2-Dans le cas de la variation du diametre exterieur de la roue	
IV-2-3-Dans le cas de la variation de la vitesse de rotation et du diametre exterieur de la roue	

\*\*--RECOMMANDATIONS ..... 76

\*\*-- CONCLUSION GENERALE ..... 77

PARTIE ANNEXES

Annexe chapitre II	79
Annexe chapitre IV	80

- Introduction :

Depuis longtemps l'homme cherche a faciliter les nécessités de sa vie courante, parmi lesquelles on distingue ,le transport des choses, en particulier celui des fluides .

Le transport de ces derniers a été rendu facile grace a l'invention de la pompe .

Par définition une pompe est un appareil qui aspire un fluide d'une région a basse pression pour le refouler vers une région a plus grande pression .

Ainsi d'après cette définition ,on peut dire que le role de la pompe consiste a augmenter la pression du fluide.l'augmentation de la pression liquide véhiculé par la pompe a lieu a la suite de la transformation de l'énergie mécanique fournie par un moteur entraînant cette pompe en une augmentation de l'énergie hydraulique qui est acquise par le liquide entre l'entree et la sortie de la pompe .

sulvant les modes de déplacements des liquides a l'interieur des pompes on classe ces derniers en deux grandes familles :

- Les pompes volumétriques (ou a déplacement ) .
- les turbopompes .

Les pompes centrifuges les plus universellement utilisées , laissent volontairement de coté les pompes volumétriques ou pompes a piston.

Le développement des pompes centrifuges a été très rapide grace aux progrès réalisés dans l'emploi de la



force motrice électrique.

Accouplées aux moteurs électriques elles constituent des groupes légers , peu encombrants, peu coûteux et d'un très bon rendement.

C'est pour cette raison que nous avons fait le choix d'étudier les pompes centrifuges type NVA , dans le but d'améliorer leurs performances en variant soit la vitesse de rotation soit le diamètre extérieur de la roue.

## Chapitre I: ETUDE THEORIQUE DES POMPES CENTRIFUGES

### I-1) Domaines d'utilisation des pompes centrifuges:

Les pompes centrifuges se présentent sous différents types. Grâce à leurs variétés qui se distinguent principalement par la capacité de fournir un certain refoulement de débit sous une certaine charge, ces pompes sont utilisées dans de nombreux domaines tel que:

- 1)\_ L'hydraulique, qui se résume dans:
  - a) L'alimentation des agglomérations.
  - b) L'irrigation (l'agriculture).
  - c) L'assainissement.
- 2)\_ Le pompage des produits de grandes viscosités (les hydrocarbures).
- 3)\_ L'industrie chimique (produits de sucreries et produits chimiques corrosifs).

Par rapport à d'autres types de pompes, les pompes centrifuges sont les plus récemment utilisées cela est du surtout aux avantages techniques par lesquels leurs utilisations devient facile, et qui s'expliquent par les critères suivants:

- L'interchangeabilité des pièces.
- La facilité de démontage et d'entretien.
- La visite du palier et du mobile sans démontage des tuyauteries.
- Leur facilité d'adaptation aux moteurs électriques de vitesse élevée et aux turbines à vapeur.
- Avoir le minimum de parties mobiles.
- Leur faible taille et prix modéré relativement au volume du liquide déplacé.

## I-2) Les différents types de pompes centrifuges:

Les pompes centrifuges sont des appareils qui transforment de l'énergie mécanique reçue par un moteur (électrique, thermique) en énergie hydraulique (pression) pour un fluide donné. Le transfert de l'énergie se fait entre le fluide et la roue, suivant l'écoulement du fluide dans la roue. On distingue (3) types de machines:

### I-2-1) Machines axiales:

Ce sont des pompes à hélices, dont les veines liquides au refoulement sont parallèles à l'axe de la machine. Elles représentent une faible hauteur d'élevation et un grand débit, la vitesse spécifique ( $n_s$ ) est très grande elle est approximativement comprise entre:

( 160 - 350 Tr/min ) Voir Fig(1)

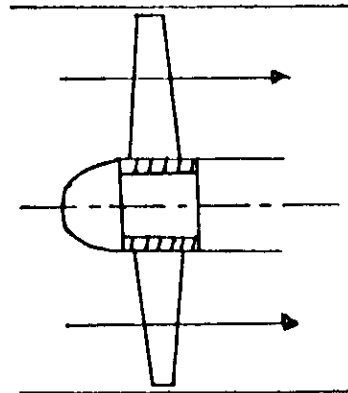


Fig.1 Coupe transversale d'une roue de pompe axiale.

### I-2-2) Machines helico-centrifuges:

Ce sont des pompes dans lesquelles l'écoulement est semi-axiale, c'est à dire les veines liquides se déplacent avec une certaine inclinaison par rapport à l'axe de rotation de la roue .

la vitesse spécifique (ns) de ces pompes est approximativement comprise entre (90 tr/mn et 180tr/mn) voir figure (2)

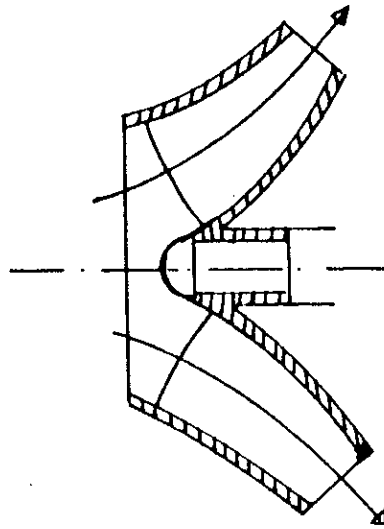


fig (2): coupe transversale d'une pompe hélico-centrifuge

I- 2-3)-machines radiales :

ce sont des machines a roues dans lesquelles les veines liquides circulent radialement, c'est a dire perpendiculaire a l'axe de rotation de la roue , ce sont des pompes centrifuges proprement dites .

elles fournissent une grande hauteur d'élevation a faible débit par rapport aux précédentes , la vitesse spécifique de ces pompes est comprise entre (20 100tr/mn) voir figure (3):

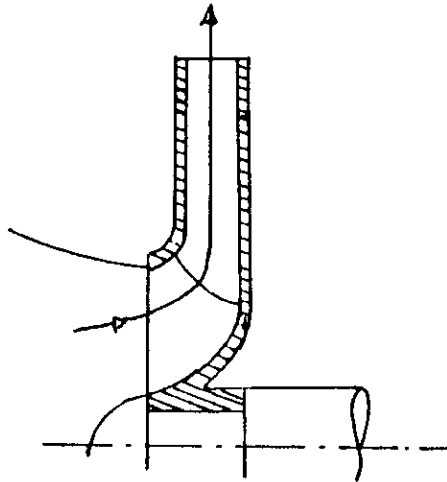


fig (3) coupe d'une roue de pompe centrifuge radiale

les donnees qui aident a déterminer le type de machine la plus convenable sont :

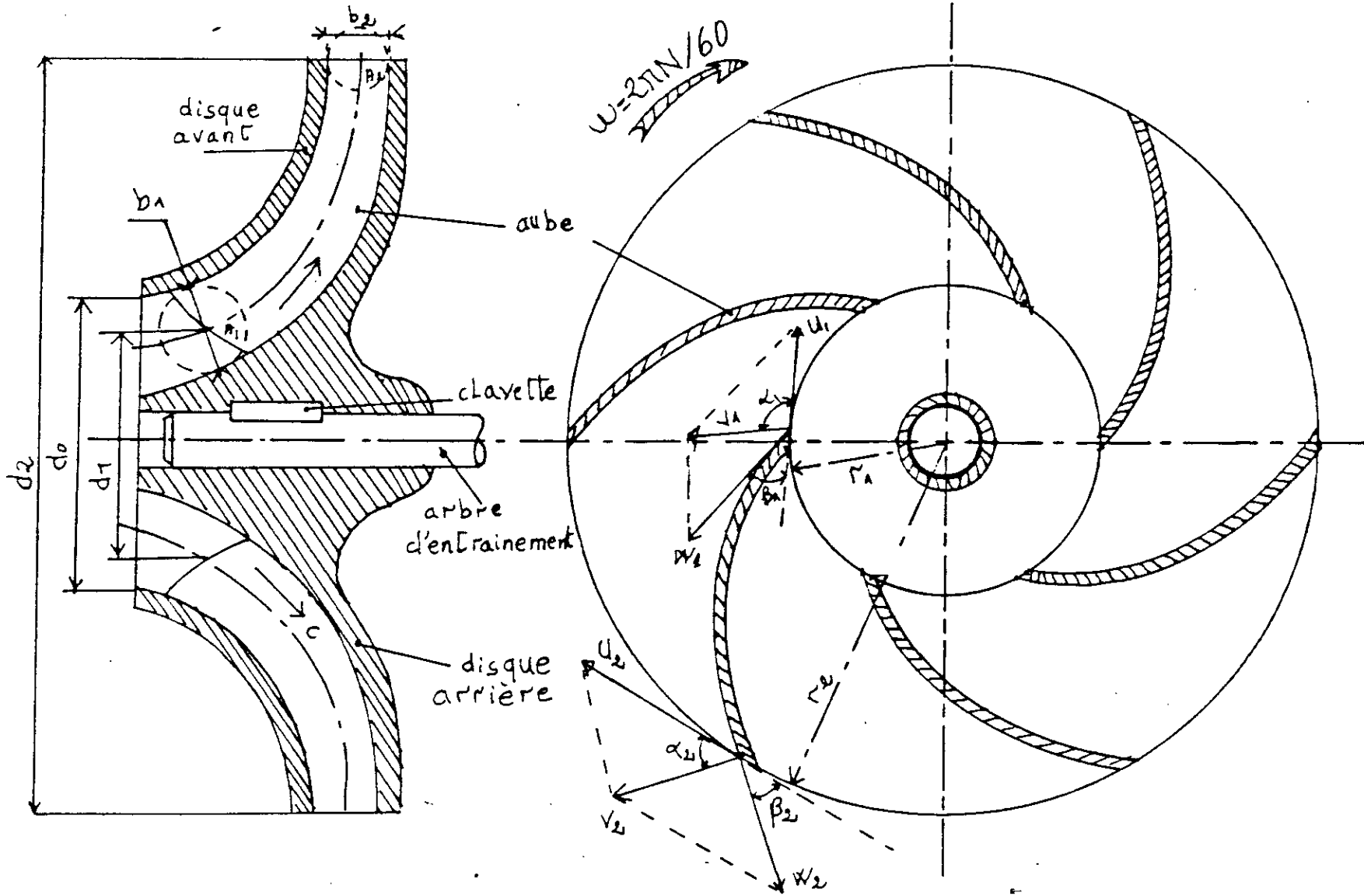
- le nombre de tours (ns).
- la hauteur d'aspiration .
- le débit et la hauteur de refoulement .
- le rendement.

Conclusion:

Ces appareils ont une très grande importance dans la pratique on les trouve presque dans tous les domaines donc il faut prendre le soin de bien les étudier pour améliorer leurs caractéristiques de base.

### I -3)-principe de fonctionnement des pompes centrifuges

Le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge , consiste a transformer l'énergie mécanique reçue par un



= organe mobile =

Fig 4

moteur (électrique, thermique) en énergie hydraulique transmet au liquide par l'intermédiaire de la roue.

supposons que le corps de la pompe est plein d'eau jusqu'à ce que la roue soit totalement immergée, de ce fait la rotation du moteur entraîne la rotation de la roue, et par l'action des aubes sur le fluide en rotation continu, il y a création d'une dépression dans le sens de l'entrée vers la sortie de la roue.

cette diminution de pression se transforme en une augmentation de l'énergie cinétique, qui fait circuler le fluide de la conduite de forte pression (aspiration) vers la conduite de faible pression (refoulement). Voir Fig. 4

#### I-4)-diagramme des vitesses:

Si on considère une particule fluide traversant la roue, le mouvement de liquide entre deux aubes consécutives peut-être décomposé en deux mouvements distincts:

-un mouvement d'entraînement caractérisé par la vitesse d'entraînement  $u$ .

-un mouvement relatif : déplacement du liquide par rapport aux aubes caractérisé par la vitesse  $w$ .

-la vitesse absolue  $c$  d'une particule liquide qui glisse entre deux aubes est égale à la somme vectorielle de la vitesse d'entraînement  $u$  et la vitesse relative  $w$ .

pour l'étude de ce mouvement à l'intérieur de la roue on supposera que l'allure des lignes de courant

dans les différents canaux du rotor sont parfaitement identiques, cette supposition repose

sur un fait vérifié expérimentalement .

l'analyse du mouvement dans la roue lors de la circulation du fluide permet de trouver a chaque instant et en chaque point la relation vectorielle suivante:

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U}$$

avec

$$U = W \cdot r$$

w: vitesse instantané de rotation de la roue

r: distance de la particule a l'axe de rotation

de ce fait ,on est ainsi amené a construire le diagramme des vitesses (triangle des vitesses) d'une particule aux cours de son mouvement .

-les composantes radiales et circonferentielles des vitesses absolues jouent un role important dans l'étude des turbo-machines elles sont définies comme suit:

cu: -composantes tangentiels(circonferentielle) de la vitesse absolu .

cr:-composante radiale ou méridienne (cm) de la vitesse absolue elle est appelée aussi vitesse débitante .

d'ou le triangle des vitesses:(Fig5)

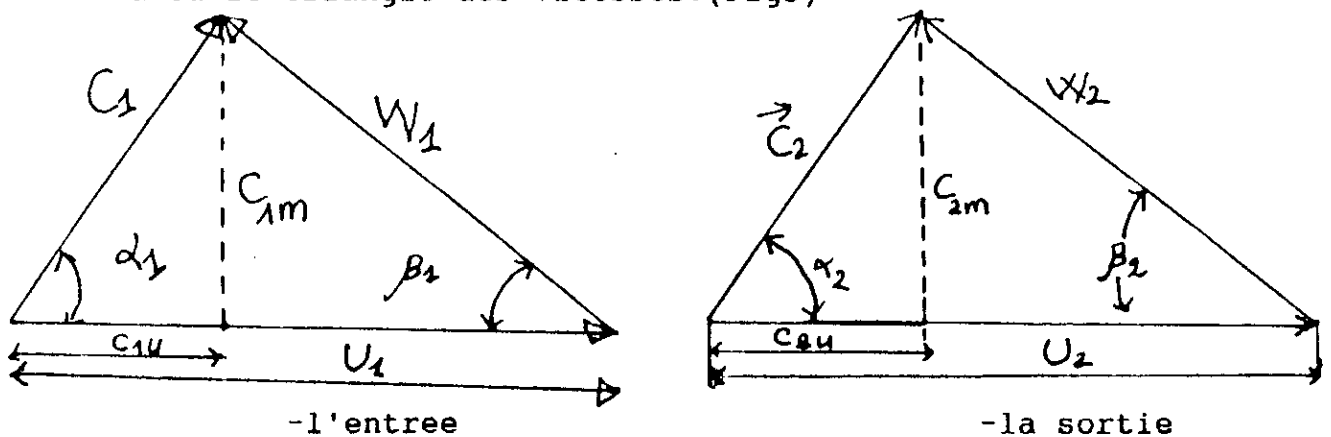


Fig5



## I-5) - DEMONSTRATION DE L'EQUATION D'EULER:

### -HYPOTHESES:

Pour faciliter l'étude analytique du fluide a l'intérieur de la roue, Euler a suppose que:

- 1) L'écoulement absolu est permanent.
- 2) l'écoulement est axisymétrique a l'entrée de la roue.
- 3) on admet un fluide parfait.
- 4) la vitesse de rotation de la roue est constante.
- 5) on néglige l'influence de pesanteur et les forces de frottements.

la démonstration de cette équation est élaborée du principe de la conservation de la quantité de mouvement et du moment cinétique.

### - PRINCIPE DE CONSERVATION DE LA QUANTITE DE MOUVEMENT

On a:

$$\frac{d(m\vec{c})}{dt} = \sum \vec{F}_{ext} \quad (\text{forme vectorielle})$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{c} dv = \int_V \rho \vec{g} dv + \int_S d\vec{f} + \int_S -p ds$$

d'après la dérivée d'une intégrale on a:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{c} dv = \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{c} dv + \int_S \rho \vec{c} C_n ds$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{c} dv = 0 \quad (\text{fonctionnement permanent}).$$

$$\text{D'ou} \quad \int_S \rho \vec{c} C_n ds = \int_V \rho \vec{g} dv + \int_S d\vec{f} + \int_S -p ds$$

avec

$$\int_S \vec{c} (\rho C_n ds): \text{variation de la quantité de mouvement.}$$

$\int_V \rho \vec{g} dv$ : forces de gravites.

$\int_S \vec{df}$  : forces de frottements.

$\int_S -p ds$  : forces de pressions

On définit le moment cinétique par le produit de  $\vec{r}$  par la variation de la quantité de mouvement:

$$\int_V \vec{r} \wedge \vec{c} (\rho \vec{c} ds) = \int_V \vec{r} \wedge \vec{g} dv + \int_S \vec{r} \wedge \vec{df} + \int_S \vec{r} \wedge -p ds$$

d'ou

$$\frac{d(m\vec{c})}{dt} = \int_S \rho \vec{c} \vec{c} ds = \int_S -p ds$$

$$\int_S \vec{r} \wedge \vec{c} \rho \vec{c} ds = - \int_S \vec{r} \wedge p ds$$

on a:

$$|\vec{r} \wedge \vec{c}| = r c \sin(\vec{r}, \vec{c}) \quad \text{Voir(Fig.6)}$$

$$= r c \cos(\alpha) \quad (\text{avec } \alpha = \frac{\pi}{2} - (\vec{r}, \vec{c}) ).$$

$$= r Cu$$

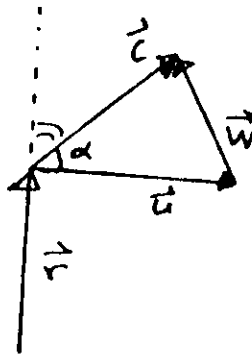


figure.6

d'ou

$$\int_S r Cu \rho \vec{c} ds = - \int_S \vec{r} \wedge \vec{p} ds$$

$$\text{avec } r Cu \int_S \rho \vec{c} ds = [m r Cu]_e^s = - \int_S \vec{r} \wedge \vec{p} d\vec{\xi}$$

m: debit massique.

e : entree de la roue.

s : sortie de la roue.

$$r Cu \int_S \rho \vec{c} ds = [m r Cu]_e^s = Mth \quad \text{Voir(Fig.7)}$$

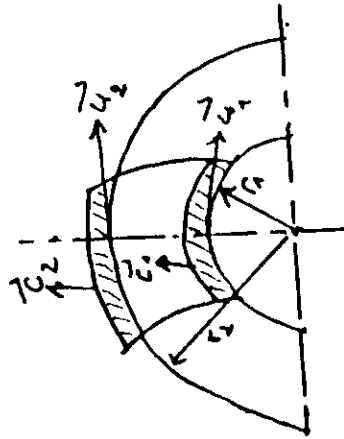


figure.7

donc :

$$[ m' r Cu ]_{e=1}^{e=2} = [ m' r_2 Cu_2 - m' r_1 Cu_1 ] = M_{th}$$

avec:

$$P = w M_{th}$$

$$P = \rho g H_{th} Q$$

en fin:

$$H_{th} = \frac{Cu_2 u_2 - Cu_1 u_1}{g}$$

C'est l'equation d'Euler pour une pompe radiale.  
dans le cas d'une machine axiale on a:

$$r_1 = r_2 = r \quad , \quad u_1 = u_2 = u$$

L'expression de  $H_{th}$  se reduit a:

$$H_{th} = \frac{u}{g} (Cu_2 - Cu_1)$$

#### I- 6) - CONSTRUCTION THEORIQUE DE LA COURBE CARACTERISTIQUE.

Dans ce qui suit nous allons voir comment se fait la construction d'une courbe caracteristique ( H - Q ) d'une pompe centrifuge .

Pour cela nous etudierons le cas d'une pompe ideale et celle d'une pompe reelle.

### I-6-1) CARACTERISTIQUE D'UNE POMPE IDEAL

Une pompe idéal est une pompe qui possède une roue a nombre d'aubes infinis et qui ne présente aucune perte et l'écoulement dans les canaux formes par les aubes du rotor est a filets liquides.

La forme de tous les filés liquides dans leurs mouvements relatifs sont identiques et correspondent exactement a la forme des aubes, tandis que les vitesses ne dépendent que du rayon.

Le rendement de cette pompe est de cent pour cent (ren = 1 ) c'est à dire qu'il ne se produit aucune perte d'énergie et par conséquent toute l'énergie dépensée pour faire tourner le rotor est transmise intégralement au liquide.

D'après Euler la hauteur théorique de cette pompe est donnée par la formule suivante:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 C_{u2\infty} - u_1 C_{u1\infty}}{g}$$

Et comme  $C_{u1}$  influe d'une manière négative sur la valeur de  $H_{th}$ , en pratique afin d'annuler cet inconvenient on fait concevoir la roue de tel façon que le fluide pénètre a peu près perpendiculairement a  $u_1$  et par conséquence est très voisin de  $(90^\circ)$  d'ou  $C_{u1} = 0$  la formule précédente devient:

$$H_{th\infty} = \frac{u_2 C_{u2\infty}}{g}$$

Et d'après le triangle des vitesses (Fig.8) on a :

$$\operatorname{Tg}(\beta_{2\infty}) = \frac{C_{m2\infty}}{u_2 - C_{u2\infty}}$$

$$C_{u2\infty} = u_2 - \frac{C_{m2\infty}}{\operatorname{Tg}(\beta_{2\infty})}$$

Le débit à la sortie de la roue est donné par :

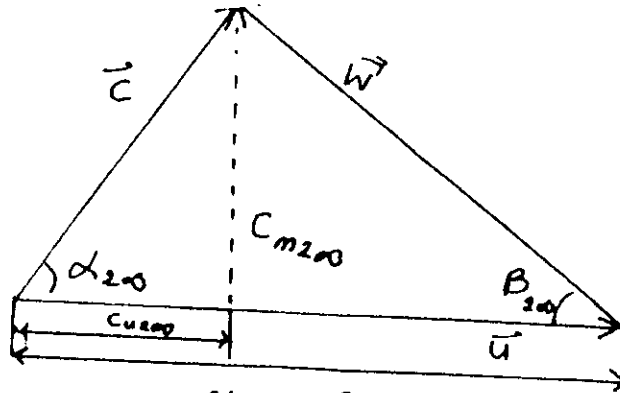


figure.8

$$Q = 2\pi \cdot b_2 \cdot \frac{D_2}{2} \cdot C_{m2\infty}$$

En combinant ces relations on trouve que :

$$H_{th\infty} = \frac{u_2}{g} \left( u_2 - \frac{C_{m2\infty}}{\operatorname{Tg}(\beta_{2\infty})} \right)$$

d'où :

$$H_{th\infty} = \frac{(u_2)^2}{g} - \left( \frac{u_2}{g \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2 \operatorname{Tg}(\beta_{2\infty})} \right) Q$$

Cette courbe est de la forme :

$$H_{th\infty} = A - B Q$$

avec

$$A = \frac{(u_2)^2}{g}, \quad B = \frac{u_2}{g \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2 \operatorname{Tg}(\beta_{2\infty})}$$

Donc c'est une droite dont la pente est:

$$\text{Tg}(\alpha) = -B$$

A debit nul on a:  $Q = 0$   $H_{th\infty} = \frac{(u_2)^2}{g}$

Pour  $H_{th_0} = 0$  on a :  $Q = \frac{A}{B} = \pi \cdot b_2 \cdot d_2 \cdot C_{2m\infty}$

I-6-2) - CARACTERISTIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE A NOMBRE D'AUBES FINIS.

Dans une roue a nombre d'aubes finis la hauteur  $H_{thz}$  ( ou  $z$  est le nombre d'aubes ) est inférieure a celle d'une roue a nombre d'aubes infinis  $H_{th\infty}$ , cela est du par l'influence des aubes.

Donc

$$H_{thz} = \mu H_{th\infty}$$

Avec

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{z(1 - (\frac{d_1}{d_2})^2)}}$$

$$\psi = 0.6 + 0.6 \sin(\beta_2)$$

En fin on a:

$$H_{thz} = \mu \left[ \frac{u_2^2}{g} - \left( \frac{u_2}{g d_2 \pi b_2 \text{Tg}(\beta_{2\infty})} \right) Q \right]$$

Cette equation est de la forme :

$$H_{thz} = \mu ( A - B Q )$$

Donc c'est l'equation d'une droite dont la pente est:

$$\text{Tg}(\alpha) = -\mu B.$$

I-7) CARACTERISTIQUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE REELLE:  
( Voir Fig.14 )

En réalité tout appareil qui reçoit de l'énergie sous une certaine forme le cède sous une autre forme avec une certaine perte.

Pour traiter le problème de ces pertes dans le cas des pompes centrifuges, on ne peut calculer que celles qui sont causées par le fonctionnement normal de celle ci c'est-à-dire qu'elles ne peuvent pas être supprimées totalement, mais seulement diminuées dans des conditions favorables.

En général le motif de mauvais fonctionnement d'une machine hydraulique ( manque de débit, de pression ou de rendement) ne doit pas être recherché dans les valeurs exagérées de ces pertes inévitables, c'est plutôt l'influence des différents éléments de la machine qui modifié l'écoulement prévu, on oublie trop souvent qu'une pompe est un ensemble comprenant une partie d'admission et une partie de refoulement de même, l'influence des conduites ne peut pas être négligé.

Parmi les différentes pertes on a :

- Les pertes de charges.
- Les pertes par fuites.
- Les pertes mécaniques.

I-7-1) Pertes de charges :

Ces pertes sont appelées aussi des pertes hydrauliques et ont deux origines principales qui sont :

- Les pertes par frottement avec les parois mobiles et immobiles de la pompe.
- Les pertes chocs, provoquent le décollement des filets liquides autour des aubes.

Ces pertes ont une influence sur le rendement hydraulique que l'on définit par:

$$\eta_h = \frac{H}{H + \sum h_{1,2}}$$

ou les indices 1 et 2 indiquent respectivement l'aspiration et le refoulement de la pompe.

I-7-1-a) Pertes par frottement:

De toutes les pertes extérieures les pertes par frottement du disque sont les plus importantes, elles sont calculées à partir de la formule suivante:

$$P_a = K \cdot n^3 \cdot D^5$$

avec  $P_a$ : puissance absorbée par le frottement du disque

$K$ : facteur expérimental (tenant compte des unités utilisées)

$n$ : nombre de tours par minutes.

$D$ : diamètre du disque en metre.

Les valeurs de  $K$  sont données par la courbe de la figure.9 suivante:

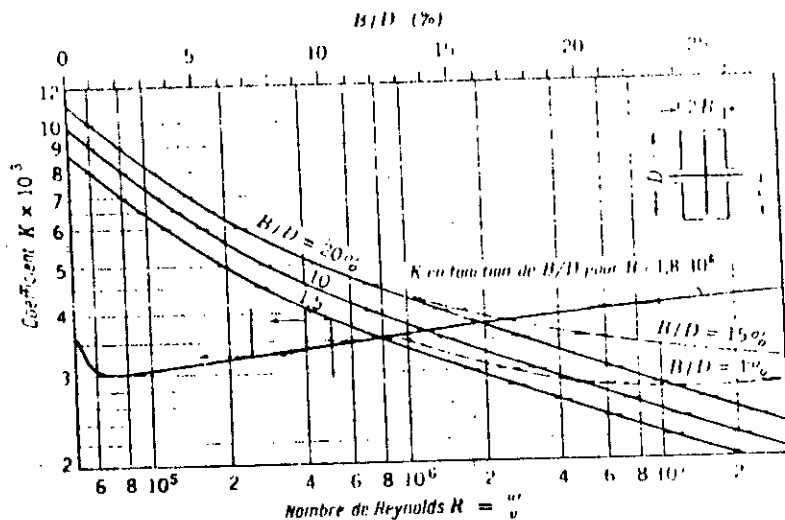


Fig.9 Coefficient du frottement en fonction du nombre de Reynolds;  
disque lisse entrants plein, disque rugueux en pointille.



Les valeurs de K sont données en fonction du rapport B/D et de la valeur du nombre de Reynolds.

D'une façon générale on résume ces pertes dans la formule suivante:

$$h = K_1 Q^2$$

I-7-1-b) Pertes par chocs:

Ces pertes sont causées par les contournement des arrêtes d'entres des aubes ou par la diminution de vitesse transporté sur l'extrados des aubes.

Ces pertes sont exprimées par la formule suivante:

$$h_2 = K_2 \left( 1 - \frac{Q}{Q_0} \right)^2$$

avec  $K_2 = \frac{\varphi}{2g} \left( u_1^2 + \frac{u_1^2}{(1+p)^2} \right)$

$$\varphi = 0,3 + 0,6 \frac{B_2}{60}$$

$$p = \frac{\pi \sin \beta_2}{2 \left( 1 - \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right)}$$

I-7-2) Pertes par fuites:

C'est une perte de débit a travers les jeux du corps de pompe cette perte a une influence sur le rendement volumique:

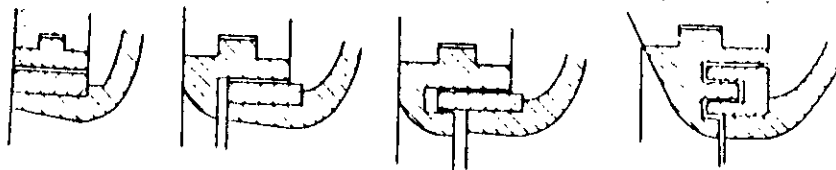
$$nv = \frac{Q}{Q + Q_f}$$

Donc pour avoir un bon rendement volumetrique il faut minimiser le jeu entre le rotor et le stator, pour cela on a fixé sur le rotor et le stator des bagues d'étanchiéte.

Celon chaque pompe on a un type de bague:  
d'ou la figure(10).



- Dispositions de joints a haute pression



- Types de bagues d'étanchéité

Fig.10

L'etude expérimentale montre que les bagues qui sont munies des gorges , reduisent le débit de fuite de 20% a 30% d'ou la figure(11) donne la perte par fuite en pour cent du debit nominal a differentes vitesse.

FUITES, FROTTEMENT DE DISQUE, PERTES MÉCANIQUES

		a mm	b mm	Fuite (%) à la vitesse de			
				1400	1700	2000	2500
1		0,30	28	1,52	1,80	2,00	2,18
2		0,30	28	2,85	3,32	3,52	3,70
3		0,30	17,5	3,52	4,03	4,33	4,50
4		0,4	17,5	6,06	6,65	6,70	6,70
5		0,51	17,5	7,92	8,62	8,86	8,90
6		0,74	17,5	13,2	13,9	14,0	14,0
7		0,99	17,5	18,7	19,6	19,8	20,0
8		0,43	17,5	4,83	5,38	5,58	5,52
9	Gorge circulaire 1,5-1,5 mm Frottement 1 mm	0,74	17,5	12,7	13,5	13,7	13,6
10		0,28	17,5	3,18	3,68	3,94	4,08
11		0,53	17,5	8,53	9,04	9,15	9,19
12		0,28	17,5	2,52	2,88	2,92	2,98
13	Gorge en spirale 1,5-1,5 mm	0,53	17,5	6,24	6,68	6,89	6,82
14		0,25	17,5	2,55	2,83	3,28	3,44
15		0,25	17,5	2,07	2,34	2,45	2,52

Figure 11

### I-7-3) Pertes mecaniques:

La cause principale de ces pertes est provoquée par paliers et les presse-étoupes.

Ce sont de petites pertes et difficiles à mesurer dans les installations usuelles.

Les pertes par frottement dans les presse-étoupes sont de plus modifiées par de nombreux facteurs par exemple:

La dimension et la profondeur du presse-étoupe, la vitesse de rotation, la pression, la méthode de réalisation de l'étanchéité et du graissage de sorte que toute valeur physique serait représentative que dans un certain type d'application de presse-étoupe seulement.

Les figures (12 et 13) donnent les pertes de puissance dans les presse-étoupes obtenues par MICKRIDGE.

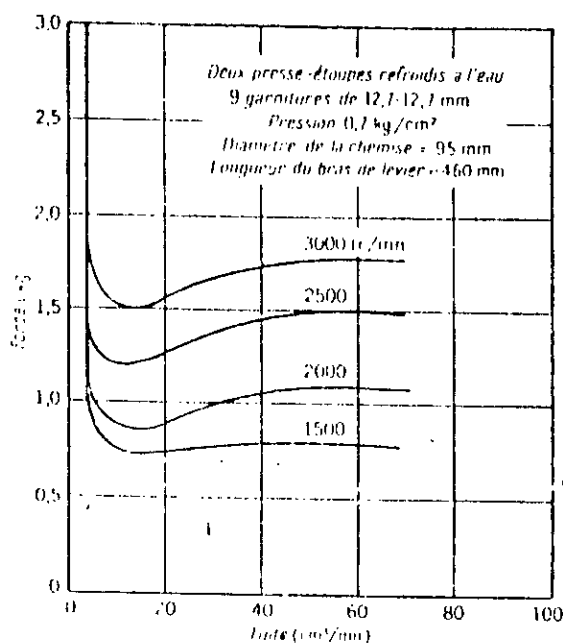
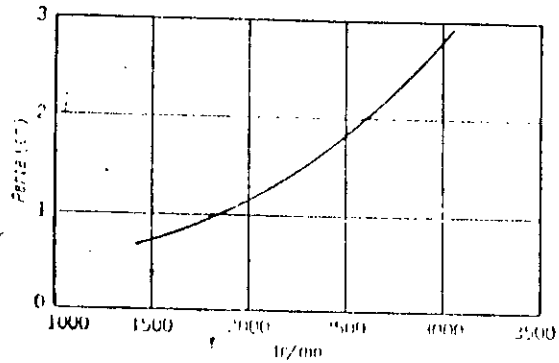


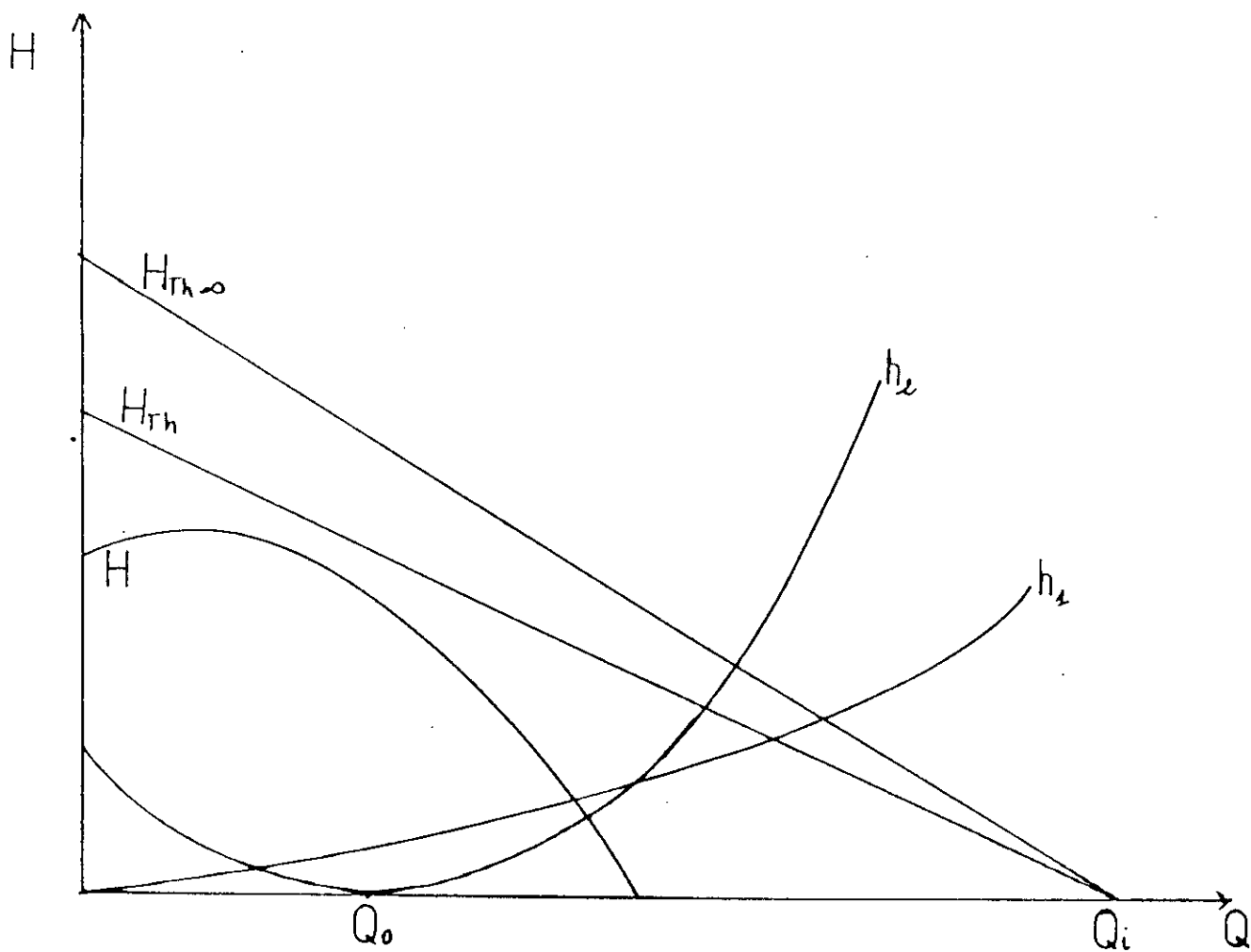
Fig (12) perte par frottement dans la presse étoupe.



fig(13):perte par frottement dans la presse etoupe

I-7-4) CONCLUSION:

Pour améliorer le fonctionnement de ces pompes il faut tenir compte de toutes les pertes citées précédemment, c'est à dire , utiliser les matériaux qui ont une surface lisse avec un minimum de jeu entre les parties mobiles et fixes.



courbes caracteristiques

## I-8) LES POMPES N V A:

La pompe centrifuge employée aux essais est une pompe monocellulaire horizontale (NVA) de production nationale (ou NVA est une désignation Tcheque). C'est une pompe de type centrifuge (radiale) elle est munie d'une seule roue de type fermée qui est montée en porte-à-faux l'aspiration se fait suivant l'axe de la pompe. Dans ce qui suit, les pompes NVA sont l'objet de notre étude.

### I-8-1) Utilisation des pompes NVA:

Les pompes NVA se distinguent par leur conception modernes simples et légères, ainsi que par leurs caractéristiques hydrauliques excellentes assurant un fonctionnement économique et sûr, elles sont utilisées dans les domaines suivants:

- Agriculture pour l'irrigation.
- Alimentation en eau potable ou industrielle.
- Réseau de lutte contre l'incendie.

Ces pompes sont conçues pour refouler des eaux ayant:

- Une teneur de 5% de matières en suspension (boues)
- Des additions mécaniques (sables) teneur de 2% et de granulométrie de 0,5mm.
- Une température pouvant aller jusqu'à 80° c.
- Une acidité de  $pH=6$ , calculée à 20° c

### I-8-2) Matériaux utilisés pour la fabrication des pompes NVA:

Pour la fabrication de ces pompes, le corps de la pompe, le couvercle d'aspiration et la roue centrifuge sont en fonte grise, l'arbre est en acier au carbone, le support est en fonte.

Les pompes NVA peuvent être accouplées à un moteur électrique, soit un moteur thermique, la plaque de base est en fonte dans le cas d'un accouplement électrique si non en mecano-soudé.

1-8-3) Présentation d'une coupe de pompe NVA avec le rôle de chaque organe:

La coupe de cette pompe est représentée sur la Fig. (15) avec la répartition des différents organes qu'elle possède. Le rôle de chaque organe est le suivant:

\* Corps de pompe: il dirige le liquide vers la roue et l'on éloigne à nouveau sous une plus haute pression et il comprend:

- Une tubulaire d'aspiration.
- Une tubulaire de refoulement.
- Des presse-étoupes au passage de l'arbre sur lesquels est montée la roue.
- Des bagues d'étanchiétés sont montées sur la roue et sur le corps de la pompe à fin de diminuer les fuites

\* Roue: (organe mobile) C'est un organe qui transforme l'énergie mécanique reçue par le moteur en énergie hydraulique.

\* Ecrou de roue centrifuge et clavette: leur rôle est de fixer la roue avec l'arbre pour transmettre la rotation.

\* L'arbre: C'est un organe qui fait transmettre le mouvement de rotation du moteur à la roue.

\* Garniture de presse-étoupe: Dispositif empêchant un fluide sous pression de s'échapper par les interstices d'un joint et d'assurer une certaine fuite.



\* Douille: Partie creuse qui protège le corps de la pompe et le frottement des tresses de coton avec l'arbre (pièce intermédiaire).

\* Couvercle de presse étoupe:

C'est un organe qui empêche le presse étoupe de translater et de procéder au réglage du débit de fuite.

\* Clavette d'accouplement: elle sert d'accoupler le moteur à l'arbre.

\* Roulement à bille: A pour rôle de minimiser les frottements mécaniques et centrer la rotation .

\* Corps de chevalet: Organe portant toutes les pièces de la pompe et constitue aussi un support de fixation.

\* Couvercle de palier: C'est un assemblage de pièces roulements, couvercles, cerclips, et vis de graissage.

\* Douille de protection: A travers laquelle pénètre l'arbre, son rôle est de protéger l'arbre contre les frottements.

\* Racleur: Organe de protection contre les objets provenant de l'extérieur.

# COUPE DE LA POMPE EXPERIMENTALE TYPE NVA

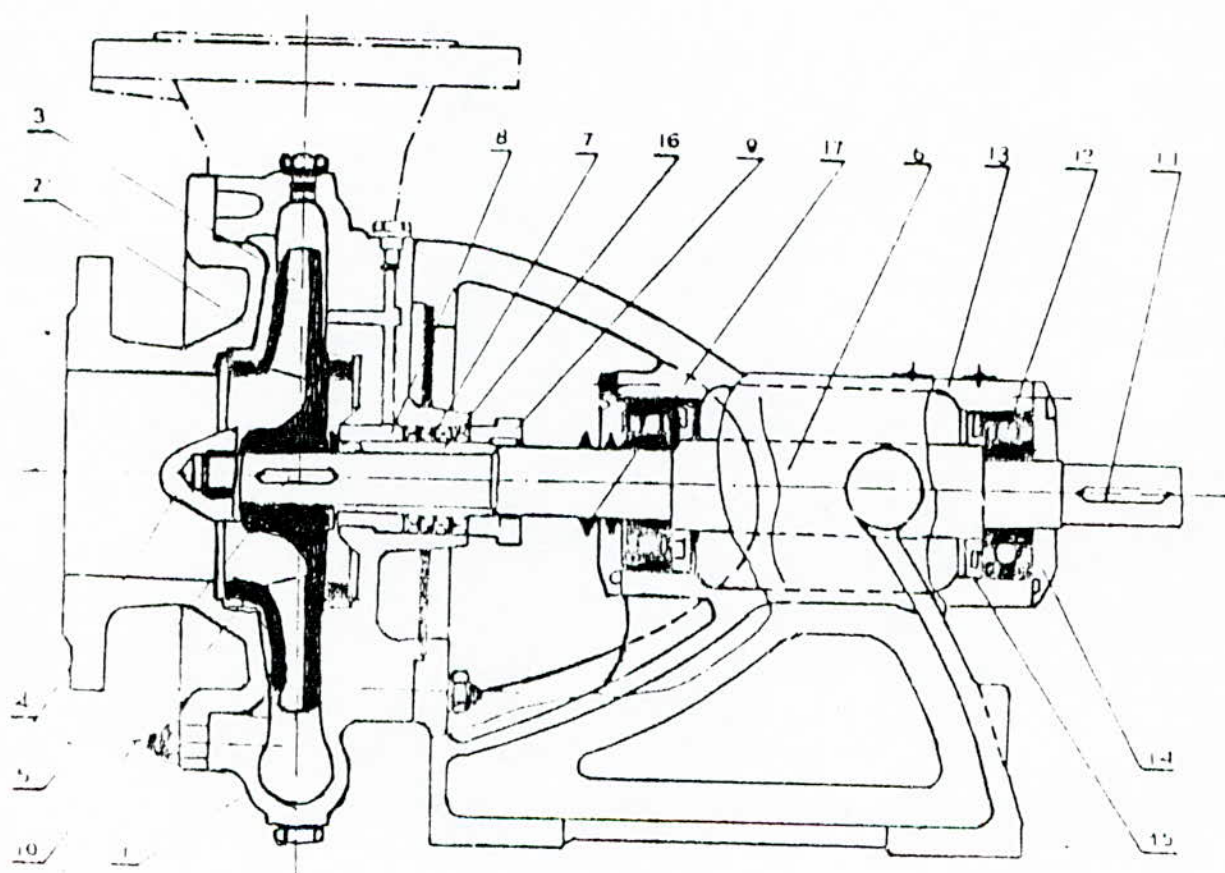


Fig. 16

- |                                 |                              |
|---------------------------------|------------------------------|
| 1 - Corps de pompe              | 10 - Bague d'étanchéité      |
| 2 - Couvercle d'aspiration      | 11 - Clavette d'accouplement |
| 3 - Roue centrifuge             | 12 - Roulement à billes      |
| 4 - Ecrrou de roue centrifuge   | 13 - Corps du chevalet       |
| 5 - Clavette de roue centrifuge | 14 - Couvercle de palier     |
| 6 - Arbre                       | 15 - Tole de recouvrement    |
| 7 - Garniture de presse-étoupe  | 16 - Douille de protection   |
| 8 - Douille                     | 17 - Racleur                 |
| 9 - Couvercle de presse-étoupe  |                              |

## I-9-) LOIS DE SIMILITUDE DES POMPES CENTRIFUGES:

### I-9-1) Généralités-essais sur modèles:

les essais sur modèle sont souvent le seul moyen possible d'étudier expérimentalement et de résoudre d'importants problèmes pratiques .

il est donc convenable d'expérimenter a echelle réduite dans le but d'essayer de voir en petit comme cela se passe en grand . cette methode permettant des gains de temps et de dépenses .

la maquette d'étude permet donc d'effectuer aisement de nombreuses expériences , de les répéter en cas de nécessité . en faisant varier dans tel sens , tel paramètre du problème d'ou la facilité des mesures a effectuer au laboratoire .

en d'autre termes la similitude joue un rôle important dans la simulation, qui consiste a remplacer un phénomène par un phénomène analogue sur modèle d'échelle réduit dans les conditions de laboratoire .

il en découle donc l'apparition d'un coefficient de similitude ou d'échelle qui permet d'obtenir les dimensions finales du dispositif en vrai grandeur, en multipliant les dimensions de la maquette par la valeur du facteur d'homothétie.

la réalisation de ces conditions dans le cadre de l'étude des pompes centrifuges conduit a l'application des lois de similitude qui resultent de répondre aux deux questions suivantes :

-comment varie le fonctionnement d'une pompe centrifuge lorsqu'on change la vitesse de rotation ?

-qu'elles sont les caractéristiques d'une pompe géométriquement semblable à une machine donnée ?

I-9-2) Rappel sur les lois générales de similitude:

Pour assurer la similitude mécanique, il est indispensable d'obtenir la similitude géométrique et cinématique et dynamique.

I-9-2-a) Similitude géométrique:

la similitude géométrique est le rapport des dimensions linéaires homologues du modèle et du prototype. en d'autres termes les machines sont géométriquement semblables c'est à dire :

les diamètres, largeur des roues...  
sont dans un même rapport ( $\lambda$ ) constant.

$$\frac{d_{0p}}{d_{0m}} = \frac{d_{1p}}{d_{1m}} = \frac{d_{2p}}{d_{2m}} = \frac{b_p}{b_m} = \lambda$$

ou

$d_{0p}$ ,  $d_{1p}$ ,  $d_{2p}$ ,  $b_p$  sont respectivement le diamètre intérieur, moyen, extérieur et la largeur de la pompe prototype.

$d_{0m}$ ,  $d_{1m}$ ,  $d_{2m}$ ,  $b_m$  sont respectivement : le diamètre intérieur, moyen, extérieur, et la largeur de la roue de la pompe modèle.

I-9-2-b)-similitude cinématique:

La similitude cinématique exige que la vitesse et l'accélération soient dans un rapport défini et constant en tous les points homologues du modèle et du prototype. c'est donc une similitude des triangles de vitesse construits pour les points homologues de la roue modèle.

et prototype .

I-9-2-c) Similitude dynamique:

Dans le cas des turbo-pompes ,l'ecoulement est en charge ,donc deux turbo-pompes assurent la similitude dynamique si leurs nombres de rynolds sont egaux.

I-9-3)-coefficients de rateau:

L'étude de l'analyse dimensionnelle permet de metre en évidence les coefficients de Rateau.

Rateau a montre que les coefficients adimensionnels suivantes restent constants pour toutes les pompes fonctionnant en similitude mécanique et pour toutes les vitesses de rotation considerées.

- coefficient de debit:

$$\phi = \frac{q}{u \cdot r^2}$$

r:dimension caracteristique d'une pompe de la famille .

- coefficient manometrique :

$$\psi = \frac{g \cdot h}{u^2}$$

h:hauteur manometrique de la pompe

-coeffiocient de puissance:

$$\tau = \frac{g \cdot P}{\bar{w} \cdot u^3 \cdot r^2}$$

- coefficient de couple :

$$k = \frac{q^m}{\bar{w} \cdot u^4 \cdot r^3}$$

u:vitesse tengentielle,caracteristique d'une pompe .

donc deux pompes sont en fonctionnement semblables si toutes les termes adimensionnelles sont égaux deux a deux :

$$\begin{aligned} \delta_m &= \delta_p \\ \nu_m &= \nu_p \\ \varepsilon_m &= \varepsilon_p \\ \kappa_m &= \kappa_p \end{aligned}$$

$$\frac{q}{q_m} = \left( \frac{n}{n_m} \right) \left( \frac{d}{d_m} \right)^3$$

$$\frac{h}{h_m} = \left( \frac{n}{n_m} \right)^2 \left( \frac{d}{d_m} \right)^2$$

$$\frac{p}{p_m} = \left( \frac{n}{n_m} \right)^3 \left( \frac{d}{d_m} \right)^5$$

cas particuliers:

- dans le cas d'un même fluide et même diamètre on a:

$$\frac{q}{q_m} = \frac{n}{n_m} = i$$

$$\frac{h}{h_m} = \frac{n}{n_m} = i^2$$

$$\frac{p}{p_m} = \frac{n}{n_m} = i^3$$

- dans le cas d'un même fluide et même vitesse de rotation:

$$\frac{q}{q_m} = \left( \frac{d}{d_m} \right)^3 = j^3$$

$$\frac{h}{h_m} = \left( \frac{d}{d_m} \right)^2 = j^2$$

$$\frac{p}{p_m} = \left( \frac{d}{d_m} \right)^5 = j^5$$

#### I-9-4)-Effet d'échelle:

Pour tout ce qui a été traité au préalable la viscosité du liquide a été négligé et qui lui correspond d'après le théorème de VASCHY, la variable réduite qui est le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{u d}{\nu}$$

u : vitesse périphérique  
d : diamètre de la roue

Le nombre de Reynolds influe dans le cas du modèle réduit par rapport au prototype, car les dimensions de ce dernier sont réduites c'est l'effet d'échelle qui apparaît .

L'influence de nombre de Reynolds s'exprime donc par la variation des pertes d'origine hydraulique . On constatera alors un léger déplacement de la courbe.

L'influence du nombre de Reynolds sur le rendement de la machine mérite une attention particulière car il est très important de comparer le rendement d'une maquette au rendement du prototype ,cette effet d'échelle est difficile à calculer puisque plusieurs formules ont été proposées dont nous présenterons la formule de STAUFFER:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_m} = \left( \frac{Re}{Re_m} \right)^{-\frac{1}{4}}$$

#### I-9-5 Vitesse spécifique d'une pompe centrifuge:

la notion de vitesse spécifique définit tout un groupe de pompes semblables , elle est définie comme suite:  
la vitesse spécifique est le nombre de tour par minute auquel devrait tourner la roue d'une pompe centrifuge qui débiterait (1m/s) à un mètre de hauteur.

elle est calculée pour le rendement maximale de l'engin ,donc pour un point correspondant a des valeurs de debit et hauteur bien définies et les mieux adoptés par la pompe ,en effet,sans cette condition il y' aurait une infinité de valeur de (ns).

sa valeur resulte des relations suivantes :

$$\frac{H}{h} = k \left( \frac{N}{n} \right)^2 \dots \dots \dots (1)$$

$$\frac{Q}{q} = k^3 \left( \frac{N}{n} \right) \dots \dots \dots (2)$$

$$\frac{Q^2}{q^2} = \frac{H^3}{h^3} \frac{N^4}{n^4}$$

$$\frac{N}{H^{3/4}} \frac{Q^{1/2}}{q^{1/2}} = \frac{n}{h^{3/4}} \frac{q^{1/2}}{q^{1/2}} = \text{const}$$

$$\text{ns} = \frac{N \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

avec:

n [tr/min]

q[m<sup>3</sup>/s]

h [m]

on en deduit :

-la vitesse specifique est la meme pour un groupe de pompes semblables entre eux .

-la vitesse specifique est independante de sa vitesse de rotation.

ces consederations montrent que ,pour le constructeur qui doit etablir un groupe de pompe devant satisfaire a un debit q(m<sup>3</sup>/s) ,a une hauteur h(m) , devant tourner a



une vitesse  $n$  (tr/min) , il suffit:

-de calculer la vitesse spécifique de l'engin demander par le client .

-de chercher dans la gamme des pompes fabriquées,celles dont la vitesse spécifique est la plus approchante .

certains constructeurs donnent a ( $n_s$ ) une autre definition :

-c'est le nombre de tour par minute auquel devrait tourner une pompe absorbant ( lch ) ,et refoulant a (lm) de hauteur dans ces conditions:

$$n_s = \frac{3.66 n q^{\frac{1}{2}}}{h^{3/4}}$$

en définitive il est a signaler a titre indicatif que la vitesse spécifique des roues des pompes centrifuges varie de 200 a 300 , elle dépend du débit , de la charge ,du diamètre extérieur de la roue et du diamètre d'aspiration .

les pompes peuvent être classe de la maniere suivante:

pompe a vitesse faible	$n_s \leq 60$	$\frac{d_2}{d_0} = 3$
pompe normale	$n_s = 70 \div 150$	$\frac{d_2}{d_0} \approx 2$
pompe rapide	$n_s = 150 \div 300$	$\frac{d_2}{d_0} \approx 1,6 \div 1,2$

## Chapire II) ETUDE GEOMETRIQUE- ANALYTIQUE

### II-1) Introduction:

les pompes centrifuges sont des appareils qui reçoivent de l'énergie afin de la restituer, au cours de ce transfert ces appareils présentent de pertes de différents origines. ces pertes ont une influence négative sur celle-ci, c'est à dire de diminuées le rendement globale.

Donc pour rendre ces appareils plus performantes, il faut améliorer leurs rendement cela n'est pas simple à effectuer, vu la multitude des paramètres qui rentrent en jeu (rugosité des conduites, frottement de l'arbre, vitesse de rotation...)

La variation de l'un de ces paramètres influe sur les caractéristiques de la pompe, parmi les quelle on a:

- courbe: débit-hauteur.
- courbe: débit-puissance.
- courbe: débit-rendement.

### II-2 ) Courbes caractéristiques des pompes centrifuges:

Toute pompe centrifuge présente des caractéristiques qui lui sont propre, ces performances sont exprimées par les courbes suivantes:

#### II-2-1) Courbe hauteur-débit:

Cette courbe représente la variation de la hauteur en fonction du débit.

D'après les essais expérimentaux cette courbe a l'allure d'une parabole, dont la construction se fait pour une vitesse de rotation constante, en relevant les points par les essais ou par simulation dans le cas d'une pompe inexistante.

en réalité cette courbe n'est exactement une parabole, elle varie un petit peu, à cause des imperfections de la pompe.

À débit maximum la pression est nulle (pas de charge) donc le rendement est faible, cette condition a lieu lors que la vanne est totalement ouverte, dans ce cas presque toute l'énergie reçue est transformée en énergie cinétique.

À débit nul (point de barbotage) c'est à dire toute l'énergie reçue se transforme en énergie de pression et cela correspond au cas où la vanne est fermée, ce cas présente un rendement nul.

donc on conclut qu'entre ces deux cas (vanne fermée / vanne totalement ouverte) il existe un point qui correspond au rendement maximum.

par conséquent la pompe est réalisée pour atteindre ce point avec un meilleur rendement possible.

#### II-2-2) Courbes puissances absorbées-débits:

Les pompes centrifuges absorbent de la puissance en fonction de leurs courbes caractéristiques  $H=F(Q)$  et  $\eta=F(Q)$ . la perte de cette puissance pour un débit et une hauteur donnée est d'autant plus faible pour les meilleurs rendements.

En fonction du débit la puissance absorbée a l'allure d'une branche de parabole avec une concavité vers le bas à la fin. cette courbe présente un maximum

dans la plage d'utilisation.

la formule qui permet de calculer cette puissance pour les différents débits et rendements est:

$$P_{abs} = \frac{Q \cdot H \cdot d}{75 \cdot n}$$

avec:

Q: débit en (l/s).  
H: hauteur en (m).  
d: densité du liquide pompe.  
n: rendement de la pompe pour le débit

considéré.

75: valeur en Kg-mètres désignant une puissance de 1ch.

L'étude théorique qui permet d'utiliser cette formule pour le tracer de la courbe, nous montre, que pour le débit nul la courbe passe par l'origine, mais pratiquement à l'origine la puissance n'est nulle (point de barbotage) elle est positive. cela est dû essentiellement aux pertes inévitables dans les joints et les paliers ainsi que les remous importants qui prennent naissance dans la roue et dans le diffuseur.

#### II-2-3) Courbe de rendements-débits:

le rendement d'une pompe centrifuge est lié directement à la réalisation pratique de celle-ci.

Cette courbe est une parabole qui présente un maximum correspond au rendement optimale, dont on veut fonctionner la pompe pour avoir le minimum de pertes.

Pour un débit nul le rendement est nul donc la courbe passe par l'origine.

Suivant les différentes pertes on a plusieurs rendements qui sont:

\* ) rendement mécanique :

$$N_m = \frac{P_i}{P_t}$$

$P_i$ : puissance interne.  
 $P_t$ : puissance totale.

Dans ce cas les pertes sont purement mécaniques .

\* ) Rendement volumétrique:

$$N_v = \frac{Q}{Q + Q_{int}}$$

$Q$  : débit util.  
 $Q_{int}$ : débit de fuite.

\*) Rendement hydraulique:

$$N_h = \frac{H}{H + h}$$

avec :

$h$ : hauteur utile.  
 $h$  : pertes de charges

\*) Rendement globale:

$$n = \frac{P}{P_t} = N_h \cdot N_v \cdot N_m \cdot (1 - V_{fd})$$

$V_{fd} = \frac{P_{fd}}{P_i}$  (coefficient de la perte de charge par frottement du disque)

Le rendement est exprimé en pourcentage par rapport au débit ,mais on peut le déterminer en fonction des hauteurs.

Toute fois cette méthode est rarement utilisée [p] a titre indicatif nous donnons sur le tableau ci-apres l'ordre de rendement optimal des pompes centrifuges [f]:

caracteristique	basse pression $h < 5m$		haute pression $h > 20m$			grande debits l/s		
	Q (L/s)	3	25	2	25	100	150	1000
$\eta$ %	0,56	0,53	0,53	0,81	0,84	0,86	0,90	0,91

#### II-2-4) Courbe de NPSH :

Afin d'assurer une longue vie de la pompe il faut éviter le phénomène de cavitation, pour cela on est amené a construire la courbe (NPSH)<sub>d</sub> et (NPSH)<sub>r</sub> ou NPSH désigne (" net positive section head ") ou bien ("charge net a l'aspiration") les indices (d) et (r) désignent respectivement 'disponible et requis'.

Pour échapper a ce phénomène, il faut qu'a la section d'aspiration la pression ne soit pas inférieure a la tension de vapeur. ainsi le constructeur de la pompe fourni la courbe de (NPSH)<sub>r</sub>, qui est une courbe caractéristique indépendante de l'installation de la machine.

Mais établie en fonction des conditions de débits et de vitesse données il dépend seulement de la construction interne de la pompe.

De même on définit la notion de NPSH disponible dont dispose la pompe par les conditions d'installation ( nature et pression du liquide, température, diamètre hauteur du niveau et formes des tuyauteries etc...).

En fin pour qu'une installation fonctionne correctement il est nécessaire que :

$$(NPSH)_d > (NPSH)_r$$

## II-2-5) Conclusion

Vu l'importance des pompes centrifuges dans l'utilisation pratique, nous avons fait le choix de les étudier a fin d'améliorer leurs performances.

## II-3) Facteurs qui influent sur le fonctionnement d'une pompe centrifuge.

parmi ces facteurs on distingue:

- la vitesse de rotation.
- le diametre de la roue.
- l'angle de sortie.

### II-3-1) Influence de la vitesse de rotation :

La variation de la vitesse de rotation a une influence sur la composante  $U$  (vitesse d'entraînement)  
En augmentant la vitesse de rotation,  $U$  augmente ce qui modifier les triangles des vitesses a l'entree et a la sortie de roue (fig16 )

De ce fait les caracteristiques de la pompe changent .

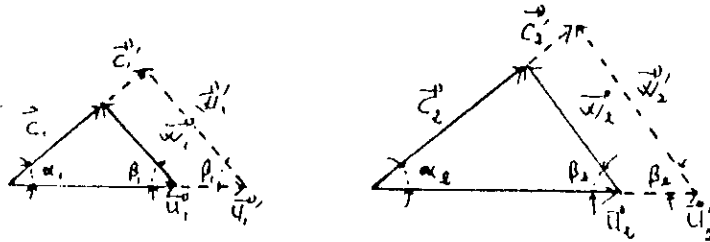


Fig.16

### II-3-2) Influence du diametre de la roue $D_2$ :

L'augmentation du diametre extérieur  $D_2$  entraine une augmentation de la charge et du débit.

considérons le triangle des vitesses suivant:

( fig 17)

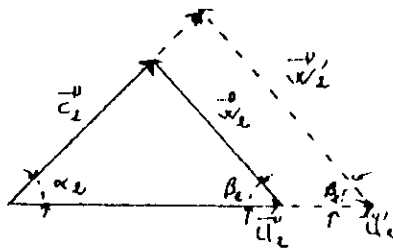


Fig.17

Lorsque on fait augmenter le diametre, la vitesse d'entrainement augmente ce qui entraine l'augmentation des performances de la pompe .

Mais en réalite on ne peut pas faire augmenter indéfiniment ce diametre.

### II-3-3) Influence de l'angle de sortie B2

La valeur de l'angle de sortie B2 exerce une influence décisive sur la hauteur et le rendement de la pompe.

D'après Euler , la charge d'une pompe centrifuge ou le fluide entre sans prentation est :  
(fig 18)

$$H_{th \omega} = \frac{C_u 2 u_2}{g}$$

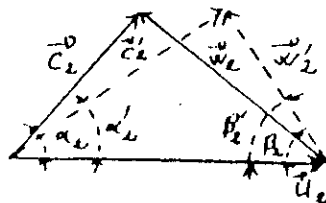
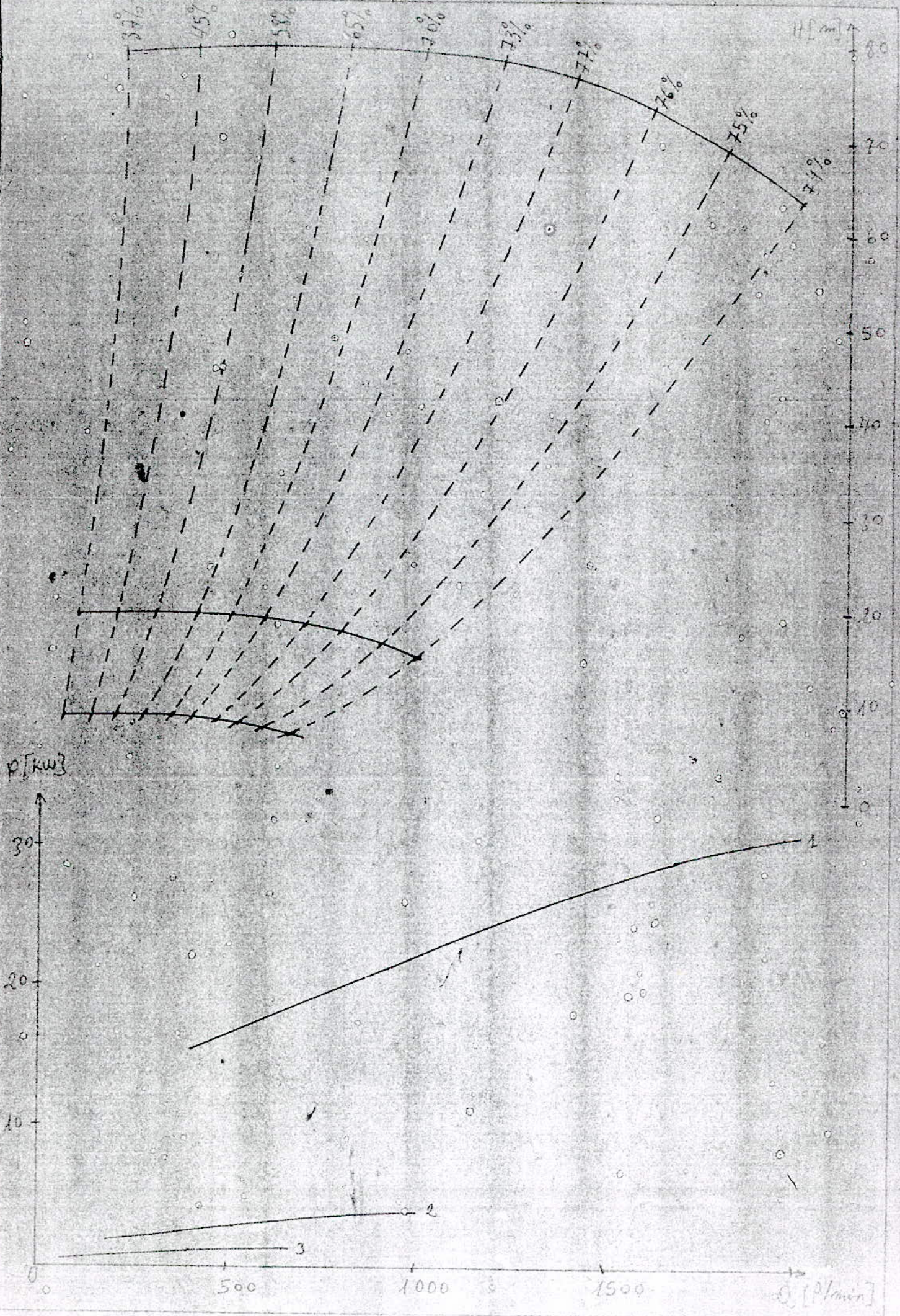


fig-18

L'augmentation de B2 entraine l'augmentation de la vitesse absolue ce qui rend la charge très importante mais la réalite n'est pas la, une augmentation forte de l'angle de sortie donne des inconvénients ailleurs.

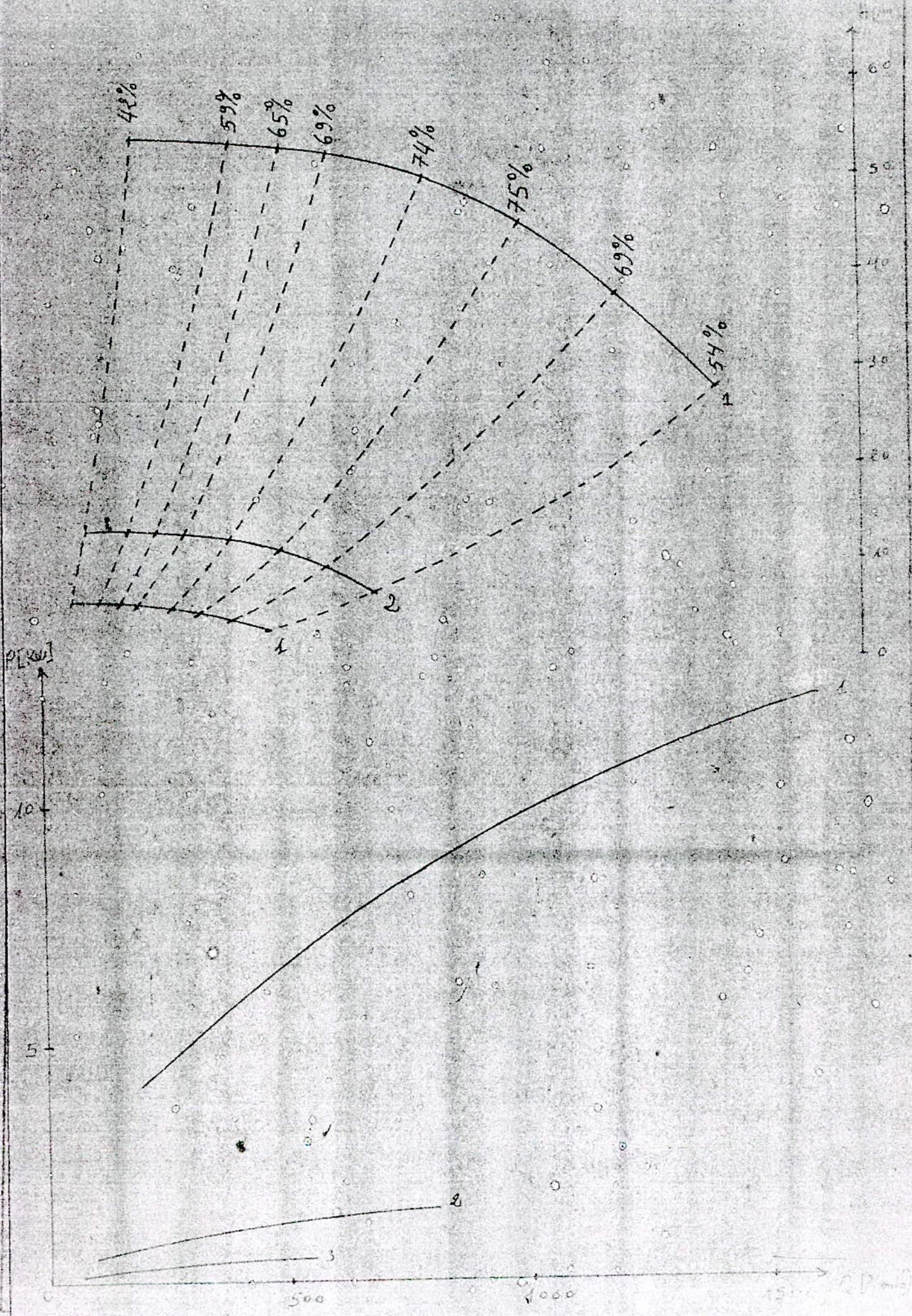
A l'heure actuelle , les pompes centrifuges sont construites exclusivement avec des aubes courbés vers l'arriere, avec des angles B2 compris entre (15° et 40° ).





2: n=1450 Tr/min					3: n=960 Tr/min				
nº	Q(l/min)	H(m)	P(kW)	$\eta$ %	nº	Q(l/min)	H(m)	P(kW)	$\eta$ %
0	0	19,75	1,31	0	0	0	8,66	0,38	0°
1	100	19,81	1,53	20	1	66	8,68	0,44	20
2	200	19,94	1,75	37	2	132	8,77	0,51	37
3	300	20,00	2,00	49	3	199	8,74	0,58	49
4	400	19,94	2,25	58	4	265	8,68	0,65	58°
5	500	19,81	2,5	65	5	331	8,63	0,73	65
6	600	19,67	2,75	70	6	397	8,41	0,79	70
7	700	19,19	3,00	73	7	463	8,03	0,87	73
8	800	18,31	3,19	77	8	530	7,59	0,93	77
9	900	17,31	3,36	76	9	596	7,01	0,98	76
10	1000	16,00	3,48	75	10	662	6,58	1,01	75

Type de pompe 100-NVA-250-10				
1:n=2900 Tr/min				
n°	Q(l/min)	H(m)	P(kW)	$\eta\%$
0	0	79	10,5	0
1	200	79,25	12,2	20
2	400	79,75	14,0	37
3	600	80,00	16,0	49
4	800	79,75	18,0	58
5	1000	79,25	20,0	65
6	1200	78,75	22,0	70
7	1400	76,75	24,0	73
8	1600	73,25	25,0	77
9	1800	69,25	27,0	76
10	2000	64	27,8	75



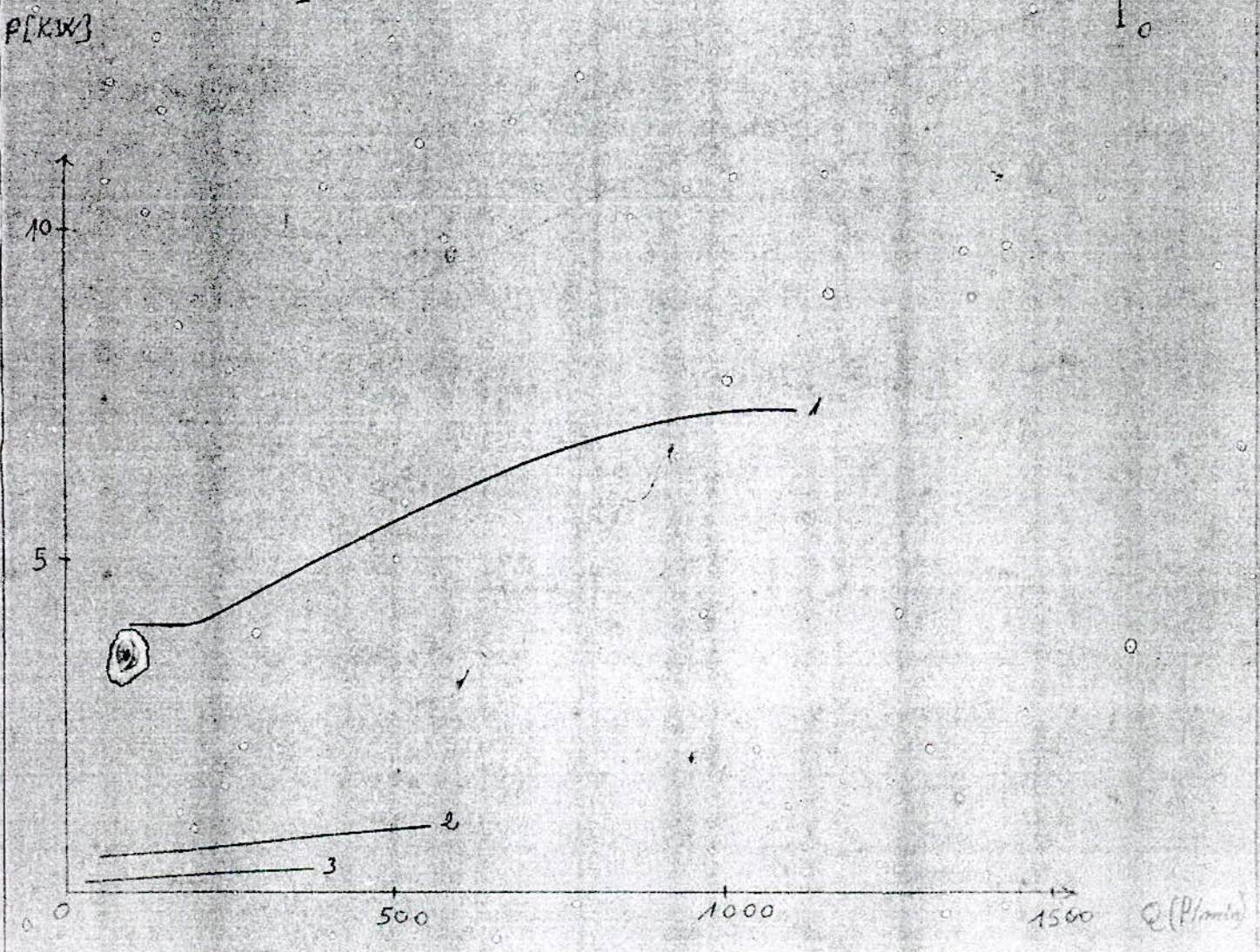
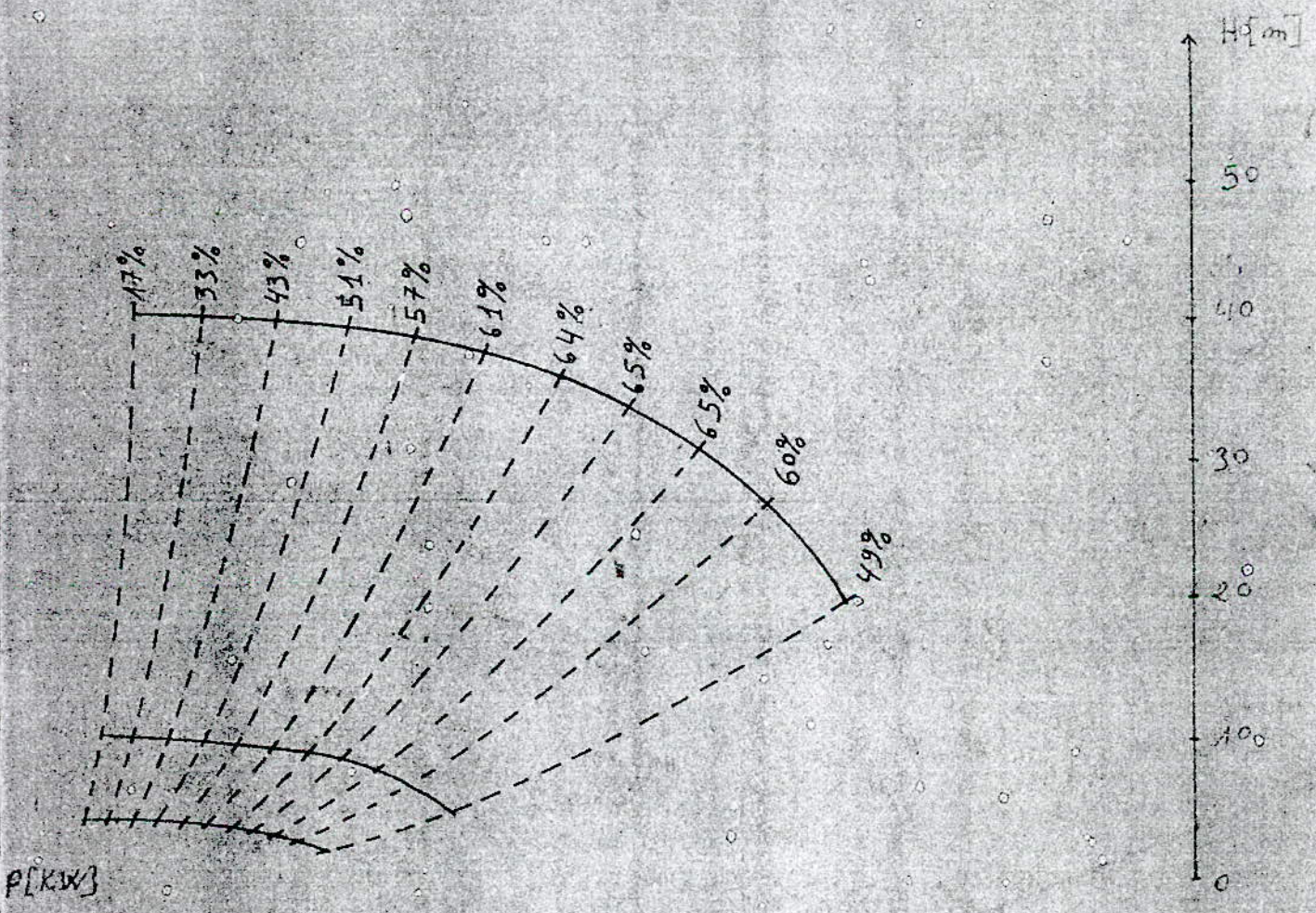
2: n=1450 Tr/min

n°	Q(l/min)	H(m)	P(kw)	$\eta\%$
0	0	13,63	0,30	0
1	100	13,44	0,53	42
2	200	13,41	0,75	59
3	250	13,31	0,84	65
4	300	13,13	0,94	69
5	400	12,50	1,10	74
6	500	11,25	1,23	75
7	600	9,44	1,35	69
8	700	6,88	1,45	54
9	800	3,00	1,53	27

3: n=960 Tr/min

n°	Q(l/min)	H(m)	P(kw)	$\eta\%$
0	0	6,00	0,09	0
1	68	6,20	0,16	42
2	135	6,14	0,23	59
3	189	6,08	0,26	65
4	203	6,00	0,29	69
5	270	5,71	0,34	74
6	338	5,14	0,38	75
7	406	4,31	0,42	69
8	473	3,14	0,45	54
9	541	1,32	0,47	27

Type de pompe 80-NVA-207-8				
1: n=2900 Tr/min				
n°	Q(l/min)	H(m)	P(kW)	$\eta\%$
0	0	54,50	2,38	0
1	200	54,25	4,2	42
2	400	53,75	6,0	59
3	500	53,25	6,7	65
4	600	52,50	7,5	69
5	800	50,00	8,8	74
6	1000	45,00	9,8	75
7	1200	37,75	10,8	69
8	1400	27,50	11,6	54
9	1600	12,00	12,2	27



Type de pompe 70-NVA-180-7				
1: n=2900 Tr/min				
no	Q (l/min)	H (m)	P (kW)	$\eta$ %
0	0	40,60	3,90	0
1	100	40,50	4,00	17
2	200	40,25	4,04	33
3	300	40	4,52	43
4	400	39,75	5,12	51
5	500	39	5,56	57
6	600	37,5	6,00	61
7	700	36	6,40	64
8	800	33,5	6,76	65
9	900	30,75	7,00	65
10	1000	26,5	7,20	60



2: $n=1450$ Tr/min					3: $n=960$ Tr/min				
$n$ :	$Q$ (l/min)	$h$ (m)	$P$ (kW)	$\eta$ %	$n$ :	$Q$ (l/min)	$h$ (m)	$P$ (kW)	$\eta$ %
0	0	10,15	0,49	0	0	0	4,50	0,14	0
1	50	10,13	0,50	17	1	33	4,44	0,15	17
2	100	10,06	0,51	33	2	66	4,41	0,15	33
3	150	10,00	0,57	43	3	99	4,38	0,16	43
4	200	9,94	0,64	51	4	132	4,36	0,19	51
5	250	9,75	0,70	57	5	166	4,27	0,20	57
6	300	9,38	0,75	61	6	199	4,11	0,22	64
7	350	9,00	0,80	64	7	232	3,95	0,23	64
8	400	8,38	0,85	65	8	265	3,67	0,25	65
9	450	7,69	0,88	65	9	331	3,37	0,25	65
10	500	6,63	0,90	60	10	364	2,90	0,26	60

## CHAPITRE -III-

### ETUDE EXPERIMENTALE

#### III-1-)essai des pompes centrifuges :

selon les cas on peut avoir a effectuer des essais complets et précis qui nécessitent une installation spéciale ( plate forme d'essai -laboratoire ) de tel essai peuvent être prescrits par le cahier de charge sous le terme ((essais ou réception en usines)) ,ou bien les essais seront exécutés sur l'installation de pompage complètement terminée ces essais de réceptions des travaux porteront sur l'ensemble de l'installation tout au point de vue mécanique qu'électrique ou hydraulique .

#### III-2-) Objet et description du banc d'essai d'une pompe centrifuge: Voir Fig.21

Cet équipement a été conçu pour permettre d'acquérir une expérience du fonctionnement des pompes centrifuges et d'étudier en détail les caractéristiques d'une de ces machines . celle-ci est une pompe centrifuge a un étage et une roue ouverte ,aubes incurvées vers l'arrière ayant un débit de (5l/s) a (3000tr/min) pour une hauteur manométrique totale de (22m) ,le nombre d'aubes est de (6).

Le diamètre extérieure de l'aubage est de (127mm) elle tourne dans une bache spirale ,le fluide entre axialement ,y suit une trajectoire en forme de spirale pour être projeté a la périphérie par la forme centrifuge vers la volute qui le dirige dans la conduite de refoulement.

II-4) Réseau de caractéristiques d'une pompe centrifuge a différentes vitesses de rotation.

Généralement les constructeurs fournissent pour une pompe donnée, le réseau des caractéristiques  $H(Q)$  et  $P(Q)$  pour toute une serie de vitesse  $N_1, N_2, N_3$ .  
voir( fig 19 -20 )

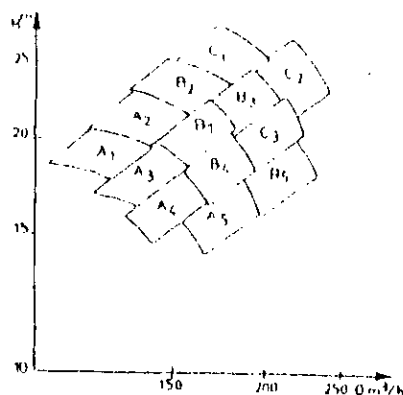


Fig. 19

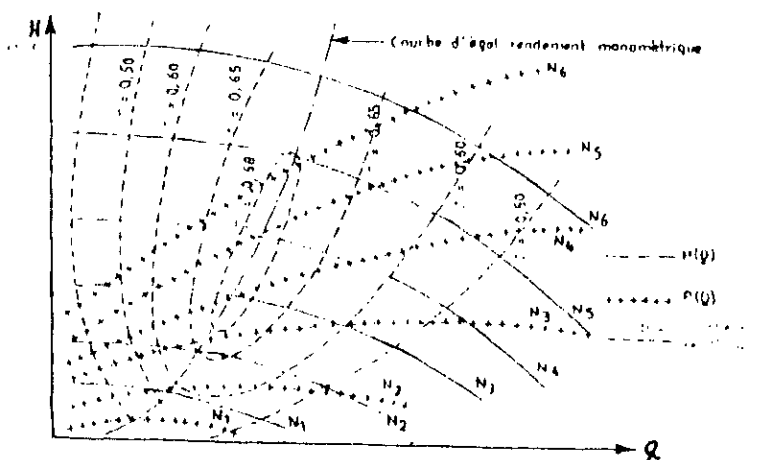


Fig. 20

Conformement aux lois de similitude, les points d'egal rendement manométrique sont telque:

$$\frac{Q}{N} = a \quad \frac{H}{N^2} = b \quad H = \frac{b}{a^2} Q^2$$

De la même manière on va étudier les courbes caractéristiques des pompes (NVA):

Le but de notre travail consiste à tracer pour chaque type de pompe les courbes caractéristiques avec trois vitesses de rotation précédentes, pour cela on a utilisé la similitude géométrique et cinématique.

Les étapes du tracer de ces courbes sont:

\*) Dans le catalogue les courbes sont représentées à une échelle réduite, le tracer directe nous induit à l'erreur.

Pour cela on a agrandie l'échelle en faisant une construction géométrique directe.

\*) De la construction géométrique des courbes on a obtenue les valeurs d'une façon analytique, puis on a remplie le tableau (voir planches) (Q, H, P, n) pour une vitesse de rotation:

$$n_1 = 2900 \text{ tr/min}; \\ n_2 = 1450 \text{ tr/min et } n_3 = 960 \text{ tr/min}$$

on a utilisé les lois de similitudes:

$$Q = Q_m i_d \quad , \quad H = H_m i_d^2 \quad , \quad P = P_m i_d^3$$

$$\text{et} \quad n = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{P}$$

En faisant le calcul on a obtenu les tableaux des

vitesse 1450 et 960 tr/min puis on a fait la construction géométrique des courbes d'une façon analytique.

Notre cas exige de prendre un rapport de:

$$\frac{D_2}{D_1} = 2,5$$

Du fait qu'on travaille sur un banc d'essai qui présente le rapport ci-dessus.

Donc pour cette raison on prend les trois types de pompes suivantes:

- 100 NVA-250-10
- 80 NVA-207-8
- 70 NVA-180-7

Remarque : Les courbes caractéristiques pour toutes les pompes type NVA sont représentées sur les figures annexe à ce chapitre .

#### II-5) CONCLUSION:

D'après l'étude théorique faite sur la similitude des courbes caractéristiques des pompes de types NVA on voit bien que les résultats obtenus vérifient la théorie.

Cela est vrai parce que dans la théorie on ne peut pas avoir les phénomènes qui causent des problèmes sur ces résultats.

En conclusion on doit avoir de bons résultats, le tracé de ces courbes nous montre que le rendement reste inchangé dans les trois types de pompes

En réalité cela n'est pas toujours vrai.  
(voir planches I, II, III).

Lorsque le fluide passe a travers les aubes fixes au rotor ,celle ci lui transmettent de l'énergie et il quitte la roue avec une pression et une vitesse .

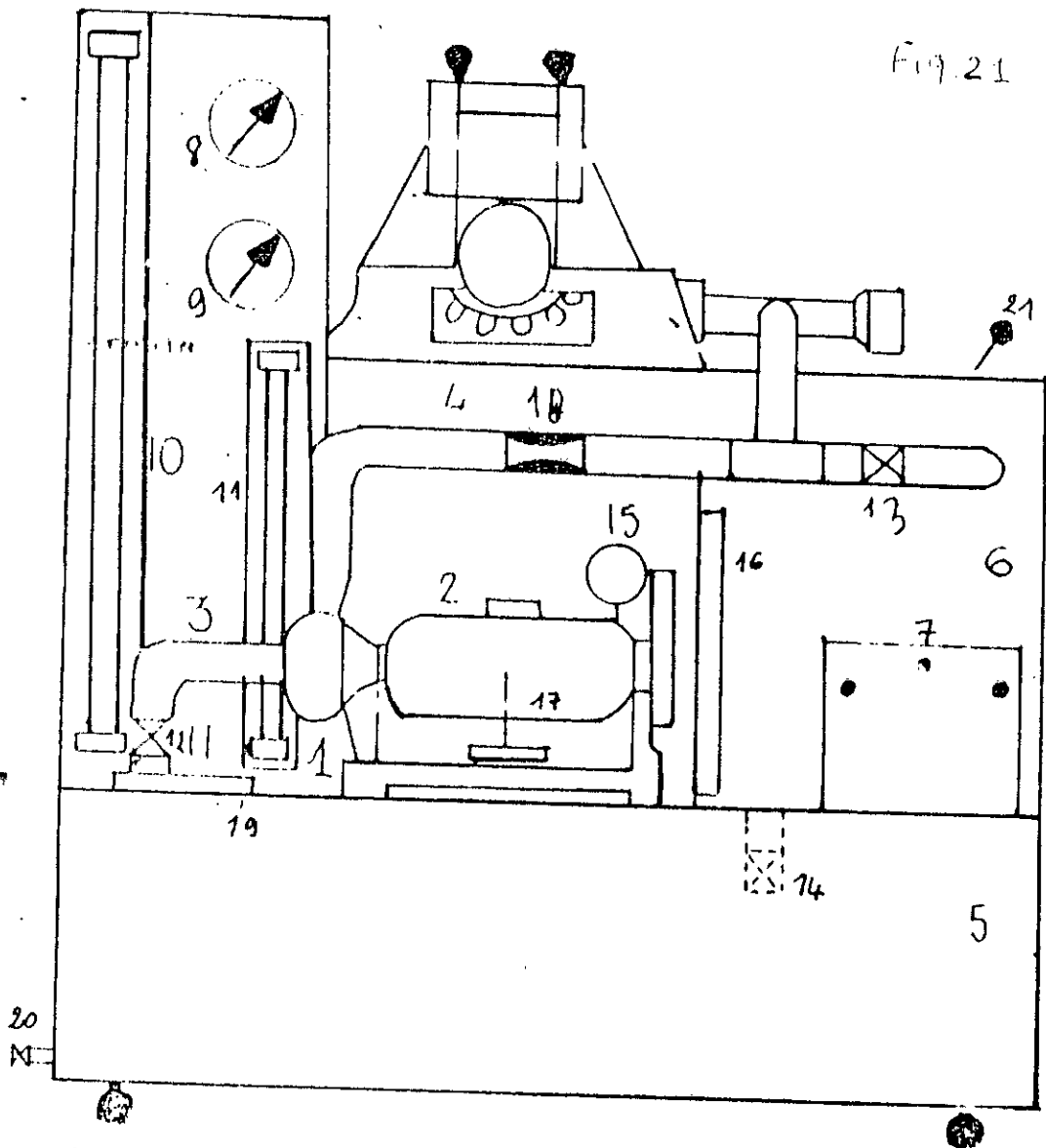
la pompe est entraînée par un moteur électrique (2) a courant continu monte sur les paliers flottants de (1.5wt) et a vitesse variable , l'ensemble moteur-pompe est monté sur une plaque de base .

l'équipement comprend un transformateur-redresseur(7) avec régulateur de vitesse jusqu'a (3000tr/min).sur le couvercle de la roue (cote d'aspiration) sont prévues des prises de pression sur les différents rayons(44 , 52 , 62 , 68 mm) a fin de pouvoir mesurer la variation de pression dans l'aubage .ces prises de pressions sont reliées a un collecteur(19) sur lequel des robinets permettent de sélectionner la pression désirée. le couvercle de la pompe est exécuté en matière plastique transparente permettant d'observer l'aubage ainsi que les prises de pressions sans démonter le flasque de diffuseur .

le moteur est monté en balance pour mesurer le couple au moyen d'un dispositif de mesure de couple (17), le rayon de bras de balance(20,3cm) .

le réservoir principal (5) est construit au tôle d'acier doux et est doté d'un robinet de vidange (20) sur ce réservoir est fixé l'unité de jaugeage volumétrique (6) qui est équipé d'un indicateur de niveau avec échelle graduée(16) ,un clapet de vidange a action rapide (14) ainsi qu'un trop plein sont également prévus ,un système de dérivation a commande manuelle (21) permet d'assurer l'eau soit dans l'unité de jaugeage (6) ,soit dans le réservoir principal (5),pour

schéma du banc d'essai universel:



- 1 - pompe    2 - moteur    3 - conduite d'aspiration  
 4 - Conduite de refoulement    5 - reservoir principale  
 6 - reservoir de jaugeage    7 - transformateur - redresseur  
 8 - manometre    9 - vacuometre    10-11 - manometre differentiel  
 12 - robinet-vanne d'aspiration    13 - robinet-vanne de refoulement  
 14 - clapet de vidange    15 - tachymetre    16 - indicateur de niveau  
 17 - dispositif de mesure du couple    18 - venturi    19 - collecteur de  
 Selection des pressions    20 - robinet de vidange    21 - Levier

pouvoir mesurer le débit un chronomètre est nécessaire se système permet de mesurer le niveau lorsque celui-ci s'est stabilisé.

La pompe aspire de l'eau grâce à une tuyauterie d'aspiration (3) équipée d'une prise de pression puis la refoule à travers le venturi en plexiglas dont le diamètre ( $d_v=38\text{mm}$ ) et celui au col ( $d_c=33.5\text{mm}$ ) est monté sur la conduite de refoulement (4). Pour la mesure des débits il fonctionne avec un manomètre différentiel à mercure (11) auquel il est relié par des tubes souples. Ces instruments permettent la mesure des débits jusqu'à (5 litres/s), la tuyauterie est fabriquée en PVC et équipée des vannes de réglage (12, 13), le diamètre de la conduite d'aspiration ( $d_a=51\text{mm}$ ) et celui de refoulement ( $d_r=38\text{mm}$ ). Un manomètre (8) et un vacuomètre (9) de type bourdon.

Sont installés avec des tubes flexibles et des robinets d'arrêt, permettant ainsi des mesures de pressions jusqu'à (25 mètres) et dépressions jusqu'à (5 mètres) un manomètre différentiel à mercure (10) est aussi disponible, la vitesse du moteur est mesurée par un tachymètre à affichage électrique (15)

### III-3) MODE OPERATOIRES:

#### III-3-1) Raccordement au réseau électrique :

Le raccordement de régulateur (7) du réseau doit être exécuté conformément au schéma de câblage, le régulateur lui-même est protégé par un fusible de (13A) contre des surcharges et des courts circuits en outre, il comprend un relais empêchant le démarrage de la pompe pour toute autre position que zéro



### III-3-2) Amorçage de la pompe :

Celle ci sera ancrée moyennement une poire d'aspiration , toutes les vannes et robinets doivent être fermés avant l'amorçage sauf celle d'aspiration . la poire sera utilisée au mieux en position verticale elle aura du être comprimée en un mouvement de pompage a a la main et l'eau s'élèvera dans le tuyau d'aspiration pour remplir le corps de la pompe ,le niveau étant visible par le fond transparent . lorsque le maximum possible d'air sera aspiré par cette méthode ,il voudra mieux déconnecter le raccord de la poire pour empêcher tout retour d'air dans la pompe.

### III-3-3) Mise en marche et vérification :

Lorsque la pompe est amorcée et le régulateur raccorde au réseau ,celle ci peut être mise en marche avec vanne de refoulement fermée ,la vitesse de rotation devra être lente au début . la vanne de refoulement pourra être alors ouverte ,simultanément pour permettre la circulation de l'eau et l'évacuation de l'air du système fermé ,ensuite la vanne (13) ,ouvrir les tubes de raccordement au manomètre a fin de les purger ,l'air étant évacuer de ces conduites ,amener la pompe a la vitesse maximum toujours avec vanne (13) fermée et inspecter le circuit hydraulique pour décaler d'éventuelles fuites

On remarquera que la pompe vibre mais ceci est tout a fait normal.la pompe fonctionne a (3000tr/min) et la vanne de refoulement étant fermer le manomètre (10) indiquera (22m) et le vacuomètre (11) (1m) ,si ces conditions ne sont pas remplies verifier que la pompe

soit bien amorcer.

Les conduites entre la pompe et les manomètres devant également être examinées et d'éventuelles bulles d'air éliminées.

#### III-3-4) Couple a l'arbre de la pompe :

Il est déterminé en mesurant la réaction du moteur sur son stator qui est monté sur palier flottant celui-ci est doté d'un bras avec plateau pour poids (17) ces derniers sont ajoutés jusqu'à ce que le stator soit en équilibre et le couple de réaction et ainsi mesurer directement. Il est important que le stator soit parfaitement équilibré à l'arrêt avant le début de l'essai.

#### III-3-5) Débit de l'eau :

Il est mesuré par voie volumétrique au moyen d'un réservoir de jaugeage et un système de dérivation. Le débit est dirigé vers le réservoir principal, le clapet de vidange du réservoir de jaugeage (14) étant fermé après quoi on pourra lire la lecture d'un niveau initial sur (16) une fois le régime permanent pour la mesure est atteint, l'eau est déviée dans (6) durant un temps bien déterminé. après avoir mesuré le niveau final et le niveau initial on peut déterminer le volume d'eau celui-ci divisant par le temps on obtient le débit.

#### III-4) TRAVAIL DE LABORATOIRE :

\_construction des courbes caractéristiques :

(  $H_Q$  ), (  $P_Q$  ), (  $REN_Q$  )

les courbes caractéristiques principales d'une pompe centrifuge qui expriment ces performances sont pour

une vitesse de rotation donnée au nombre de deux :

$n = 2900$  tours/min

$n = 1450$  tours/min

-courbe débit\_hauteur: qui exprime les variations des différentes hauteurs de relèvement en fonction du débit .

-courbes des puissances absorbées pour les différents débits.

- courbe de rendement pour les différents débits.

pour pouvoir tracer ces courbes caractéristiques en vertu des règles d'essais des pompes ,il faut un minimum de points de (8) points ,y compris le point de barbotage et celui qui correspond a la valeur maximale du débit (Q).

III-4-1) Mesure de la hauteur totale: Voir(Fig.22)

La pompe composant le banc d'essai est installée en dépression car son axe est situé au dessus du plan d'eau d'aspiration .

rappelons alors que la hauteur nette est égale a la différences de l'énergie mécanique totale par unite de poids du liquide a l'entrée et la sortie de de la pompe elle déduit :

-des mesures manométriques al'entrée et a la sortie de la pompe

-de la connaissance des vitesses absolues a l'entrée et a la sortie

- de la connaissance de dénivellation entre les prises des manomètres

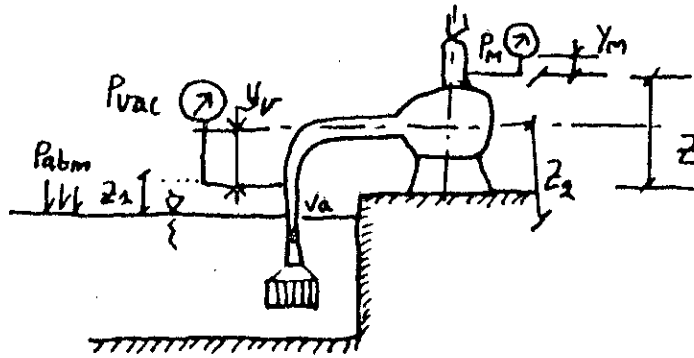


Fig. 22

La hauteur est éxprimé donc comme suit:

$$H = \left( \frac{P_r}{\bar{W}} + \frac{V_r^2}{2g} + z_2 \right) - \left( \frac{P_a}{\bar{W}} + \frac{V_a^2}{2g} + z_1 \right) ; \text{ ( METRES )}$$

avec:

$\frac{P_r}{\bar{W}}$  : prise de préssion coté refoulement ; ( METRES )

$\frac{P_a}{\bar{W}}$  : prise de préssion coté aspiration ; ( METRES )

$V_r$  : vitésse de l'eau dans la conduite de refoulement; (M/S)

$V_a$  : vitésse de l'eau dans la conduite d'aspiration; (M/S)

$z_2$  : distance vérticale entre le plan d'eau d'aspiration et la prise du manomètre; (M)

$z_1$  : distance verticale entre la prise du vacuomètre et le niveau d'eau dans le réservoir d'aspiration.

$\frac{V_a^2}{2g}$  : charge cinétique dans la conduite d'aspiration

$\frac{V_r^2}{2g}$  : charge cinétique dans la conduite de refoulement

-les termes des charges cinétiques sont faciles a déterminer ,connaissant ,le débit (Q),et les diamètres

d'aspiration et de refoulement .

En effet:

$$V_a = \frac{Q}{S_a} \quad \text{avec} \quad S_a = \frac{\pi D_a^2}{4}$$

$$V_r = \frac{Q}{S_r} \quad \text{avec} \quad S_r = \frac{\pi D_r^2}{4}$$

- de même les pressions a l'aspiration et au refoulement sont définies de la manière suivantes :

$$\frac{P_a}{\bar{W}} = \frac{P_{atm}}{\bar{W}} - \frac{P_v}{\bar{W}} - Y_v$$

$$\frac{P_r}{\bar{W}} = \frac{P_{atm}}{\bar{W}} + \frac{P_m}{\bar{W}} + Y_m$$

avec

$Y_v$  : distance verticale entre le point de la conduite d'aspiration ou est branché la prise du vacuomètre et l'axe de la pompe .

$Y_m$  : distance verticale entre le point de la conduite de refoulement ou est branché la prise du manomètre et le manomètre .

$\frac{P_v}{\bar{W}}$  : lecture de la pression sur le vacuomètre (M)

$\frac{P_m}{\bar{W}}$  : lecture de la pression sur le manomètre (M)

$\frac{P_{atm}}{\bar{W}}$  : pression atmosphérique pour l'altitude donnée (A)

$$\frac{P_{atm}}{\bar{W}} = 10.33 - 0.0012 A$$

$$A = 180 \text{ mètres}$$

### III-4-2) Mesure de la puissance:

Pour chaque couple (H-Q) correspond une puissance délivrée par le moteur de la pompe .

la puissance est calculée a l'aide du couple fournit par l'arbre muni d'un bras d'équilibre .

$$P_{abs} = \frac{2 \cdot T \cdot n}{60}$$

T : couple fourni par l'arbre

### III-4-3) Moteur d'entrainement :

La pompe est entrainee par un moteur a courant continu du type (SHUNT) a vitesse variable , ce dernier peut être accouple en triangle ou en étoile 220v/380v et dont les caractéristiques générales sont portées sur la plaque signalitique se trouvant au dos du moteur.

- puissance 1.5 kw
- vitesse de rotation : 0 - 3000tr/min
- alimentation : 220v/ monophasé / 50-60 hz .

### III-5) INTERPRETATION ET ANALYSE DES RESULTATS :

La serie d'essai realise sur la pompe centrifuge monocellulaire composant le banc d'essai de (E.N.S.H) permet de voir les modifications dans le fonctionnement en fonction de la variation de la vitesse de rotation .

- les tableaux (23), (24) , (25), (26) présentent les lectures et résultats des essais .
- les figures (27), (28) : montrent les différents courbes (H-Q ), (P- Q) , ( REN-Q)

tableau de synthèse Fig.29

Parametres vitesse	H (m)	Q (l/s)	P kw	$\eta_{opp}$	Q (l/s)	H (m) max	H (m) min
2900tr/min	15,93	6,66	1,87	56	0	24,08	5,67
1450tr/min	5,24	3,11	0,33	48	0	6,23	4,07

Fig.29

Feuille de lecture pour:  $n = 2900 \text{ Tr/min}$

lectures des appareils	Numero des essais							
	1	2	3	4	5	6	7	8
lecture du tachymetre	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900
lecture du vacuometre	0,10	0,15	0,30	1,00	1,45	1,55	1,60	1,70
lecture du manometre	23,1	19,8	17,1	14,6	12,4	7,2	3,9	0,6
Debits (l/s)	0	3,03	4,45	5,49	6,66	7,86	8,82	9,60
Poids (Kg)	1,49	2,32	2,60	2,80	3,08	3,12	3,07	3,02

Fig 23

Resultats des éssais pour:  $n=2900$  Tr/min

parametres a determiner	Numéro des éssais							
	1	2	3	4	5	6	7	8
debit [l/s]	0	3,03	4,45	5,49	6,66	7,86	8,82	9,60
$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ [m]	0	0,25	0,53	0,81	1,20	1,67	2,10	2,49
$P_e/g$ [m]	9,92	9,87	9,72	9,02	8,57	8,47	8,42	8,32
$P_e/g$ [m]	33,82	30,52	27,82	25,32	23,12	17,92	14,62	11,32
H [m]	24,08	21,08	18,81	17,29	15,93	11,30	8,48	5,67
$F = W \cdot g$ [N]	14,66	22,73	25,53	27,51	30,31	30,64	30,15	29,65
$T = F \cdot L$ [N.M]	2,97	4,61	5,18	5,58	6,15	6,22	6,12	6,02
$P_a = \frac{P \cdot n \cdot T}{30000}$ [kW]	0,90	1,40	1,57	1,69	1,87	1,89	1,86	1,83
$P_u = P \cdot g \cdot H \cdot \varphi$ [kW]	0	0,63	0,82	0,93	1,04	0,87	0,73	0,53
$\eta$	0	45	52	55	56	46	39	29

fig 24



Feuille de lecture pour:  $n=1450$  Tr/min

lectures des appareils	Numéro des essais							
	1	2	3	4	5	6	7	8
lecture du tachymetre	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
lecture du vacuometre	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80
lecture du manometre	5,1	4,7	4,3	4,00	3,7	3,5	2,1	1,9
Debits (l/s)	0	1,12	1,7	2,20	2,66	3,11	3,41	3,82
Poids (Kg)	0,750	0,960	0,960	1,010	1,050	1,11	1,17	1,24

Fig 25

Resultats des éssais pour:  $n=1450$  Tr/min

parametres a determiner	Numéro des éssais							
	1	2	3	4	5	6	7	8
debit [L/s]	0	1,12	1,7	2,20	2,66	3,11	3,41	3,82
$\frac{V_1^2 - V_0^2}{2g}$ , [m]	0	0,03	0,08	0,13	0,19	0,26	0,31	0,39
$P_0/g$ , [m]	9,77	9,70	9,67	9,62	9,52	9,42	9,32	9,12
$P_1/g$ , [m]	15,82	15,42	15,02	14,72	14,42	14,22	13,82	12,62
H, [m]	6,23	5,93	5,61	5,41	5,27	5,24	4,99	4,07
$F = w \cdot g$ , [N]	7,36	8,45	9,42	9,90	10,25	9,91	11,48	12,16
$T = F \cdot L$ , [N.m]	1,47	1,69	1,85	1,98	2,05	2,18	2,30	2,43
$P_0 = \frac{P_0 \cdot n \cdot T}{30000}$ [kW]	0,223	0,257	0,281	0,301	0,311	0,331	0,349	0,369
$P_0 = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$ [kW]	0	0,065	0,094	0,117	0,138	0,160	0,166	0,147
$\eta$ %	0	25	33	39	44	48	47	39

Fig-26

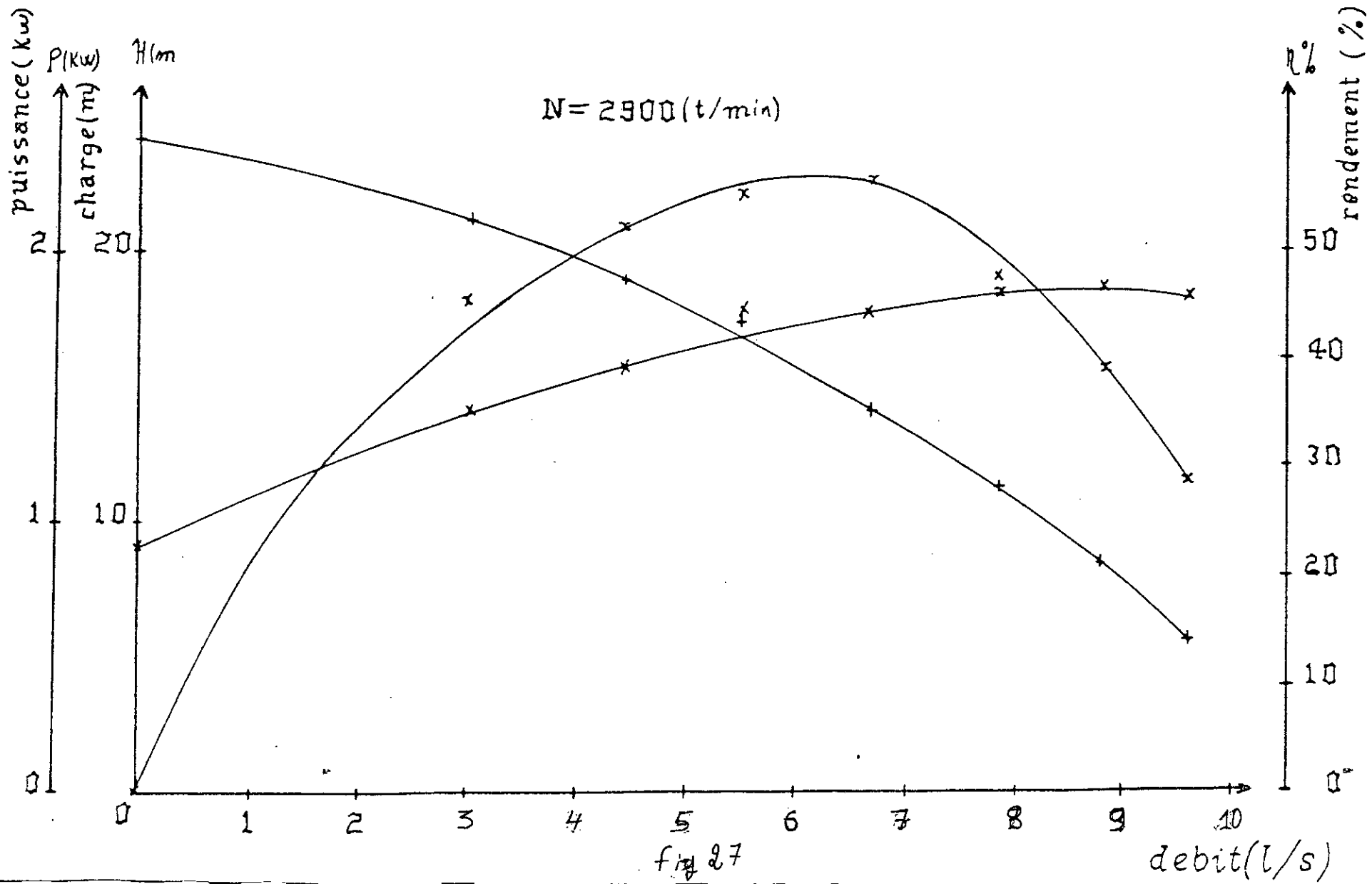


fig 27

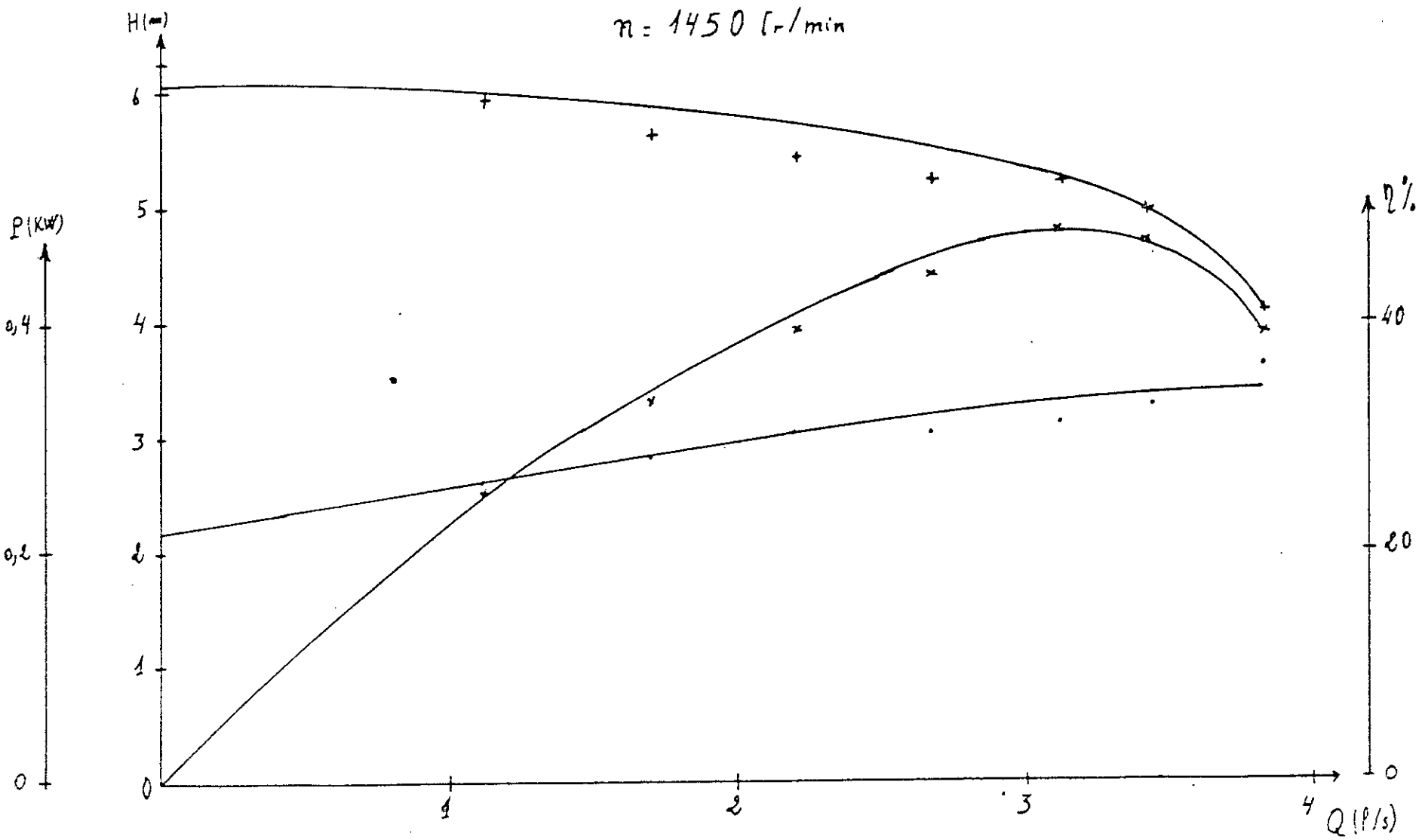


fig 28

Il est clair qu'en réduisant la vitesse de rotation on remarque que (fig 30):

- dans le point de fonctionnement optimale une diminution de pouvoir manométrique de (15.93 à 5.24) correspond à une différence de débit de (6.66 à 3.11 l/s)

- pour une vitesse maximum de 2900tr/min la pompe fournie une charge allant jusqu'à ( $h = 24.08$  m) pour le point de barbotage et ( $h = 5.67$  m) pour un débit maximum de ( $q = 9.60$  l/s)

correspond à un rendement de ( $REN = 29\%$ ).

-pour une vitesse de 1450tr/min la hauteur manométrique devient ( $h = 6.23$  m) pour le point de barbotage, et pour un débit maximal ( $q = 3.89$  l/s) correspond une charge minimale de ( $h = 4.07$  m) obtenu à un rendement  $REN = 29\%$ ).

-puisque on a obtenu pour une vitesse grande une hauteur manométrique grande et par conséquent un débit plus élevé, donc il est clair que cette pompe doit donc consommer plus d'énergie ce qui justifie que pour la vitesse de rotation ( $n = 2900$ tr/min) la courbe (P\_Q) (fig 31) est située en dessus de la courbe (P\_Q) obtenu pour ( $n = 1450$  tr/min).

-on constate également que l'écart entre les courbes (p-q) est faible à l'origine ce qui nous permet de dire que la pompe n'a pas encore atteint son régime de fonctionnement normal.

-on ce qui concerne les courbes de rendement (ren-q) (fig.32) on remarque qu'elles passent de (56% à 48%) lorsque la fréquence de rotation varie de (2900 à 1450 tr/min) et cela s'explique par les constatations précédentes.

-on conclut on peut dire que :

la vitesse de rotation influence d'une manière directe sur les performances d'une pompe centrifuge.

courbes debit-Hauteur pour :

1:  $n = 2900 \text{ Tr/min}$

2:  $n = 1450 \text{ Tr/min}$

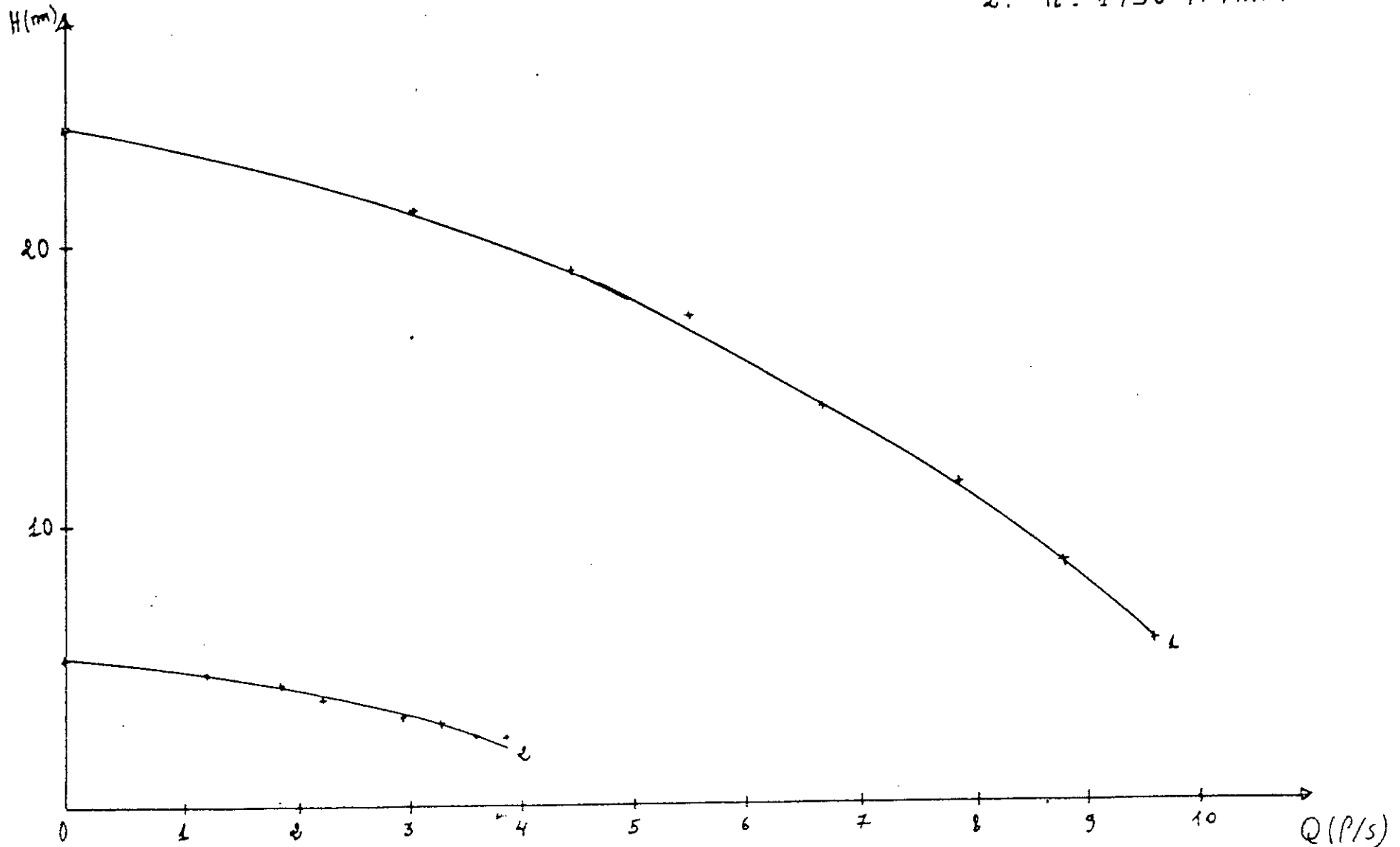


Fig 30

courbes - Puissances - débits : Pour : 1: 2900 Tr/min  
2: 1450 Tr/min

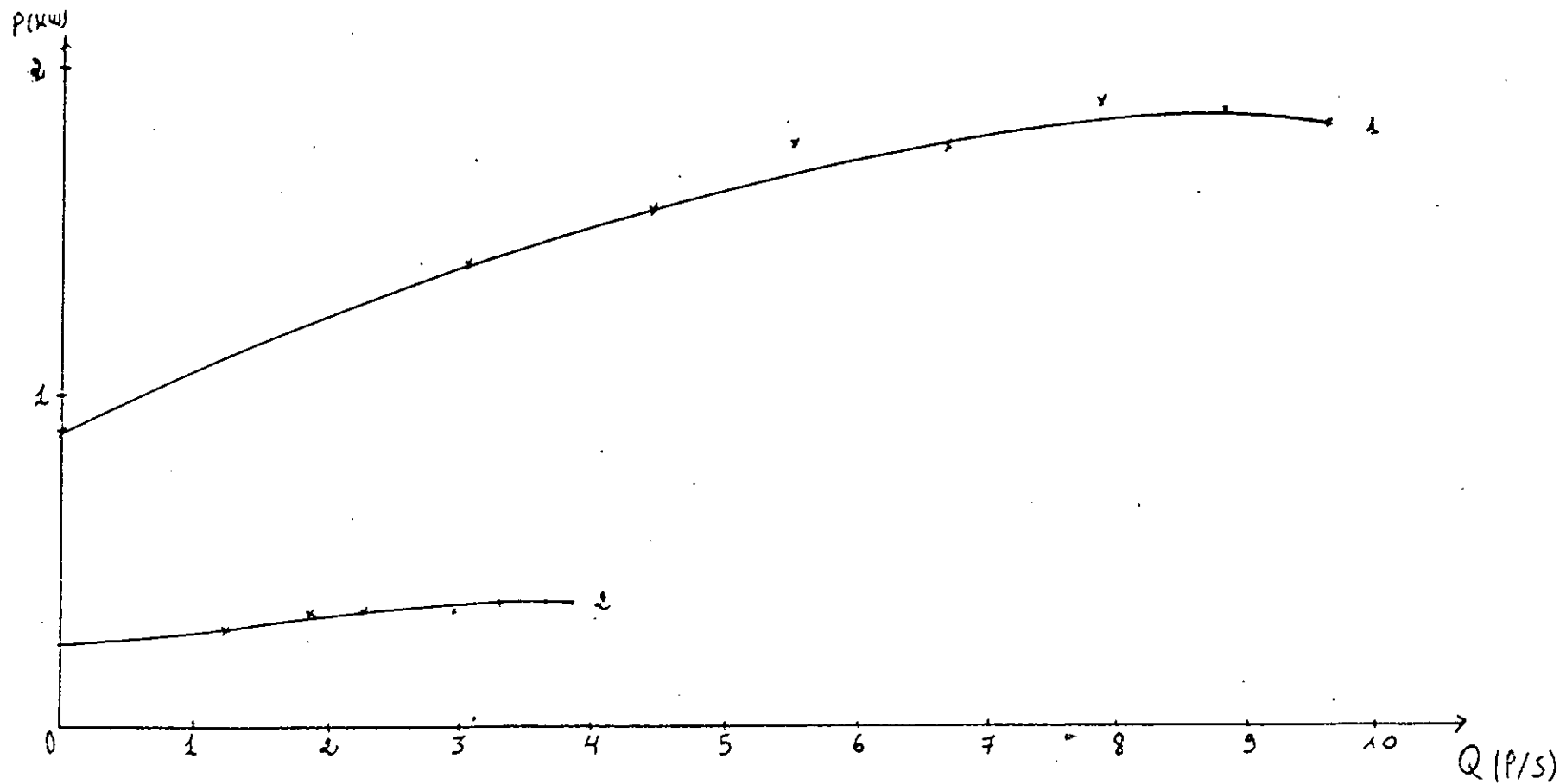


fig 31

courbes; Rendements- debits : pour

1: 2900 Tr/min

2: 1450 Tr/min

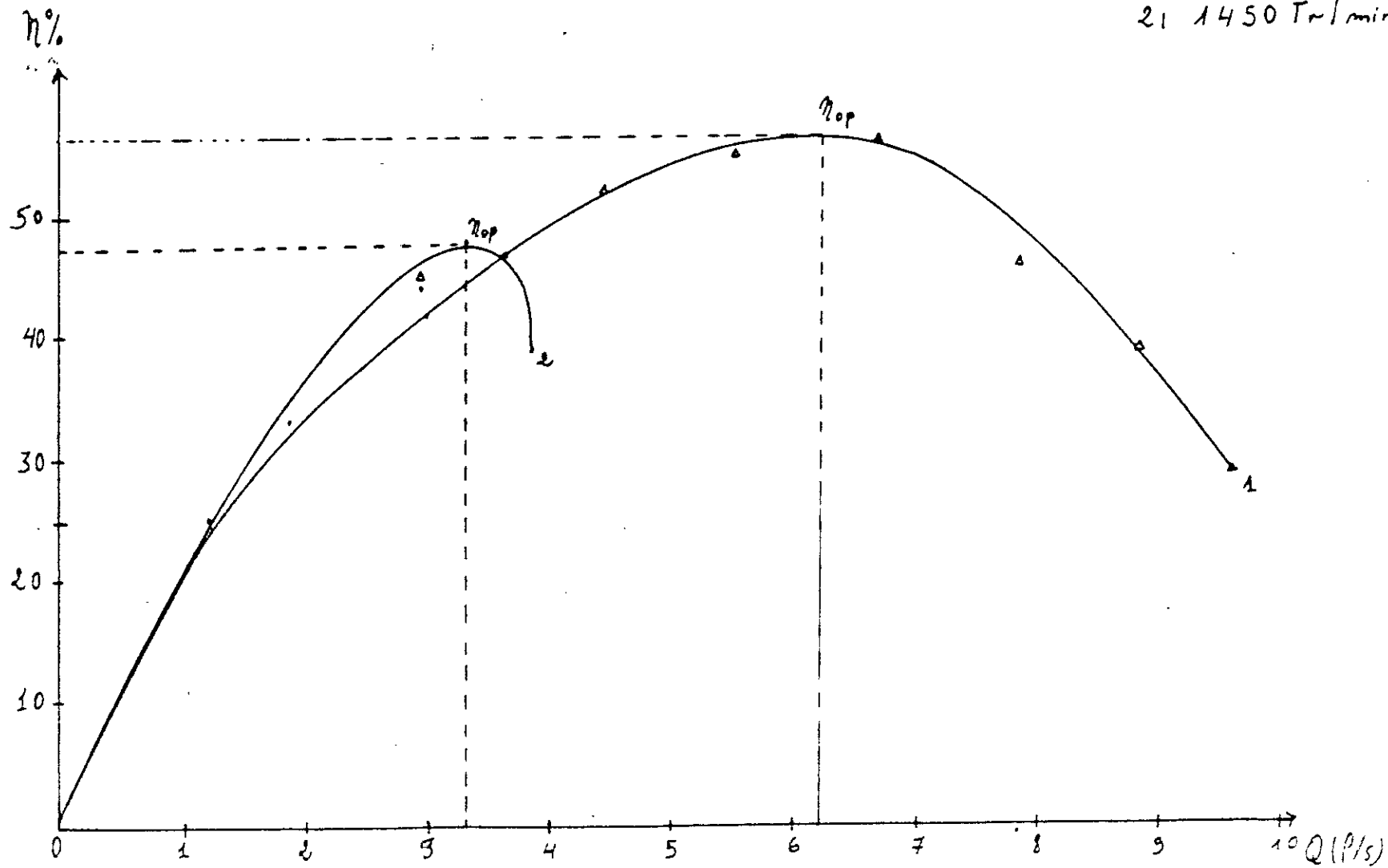


Fig 32



III-5-2)-INTERPRETATION DES RESULTATS DES ESSAIS DE L'ENPMH:

des éssais ont été realiseés a l'ENPMH (sonacome de berrouaghia ) en vue d'étudier les performances de la pompe centrifuge (100\_NVA\_ tournant a une vitesse constante ( n =2900tr/min ) pour des différents diamètres de la roue (265, 250 , 240 , 225 , 210 mm) .

-l'analyse des résultats sont regroupes dans le tableau suivant: (fig33 ) .

Diamètre Paramètre	265	240	250	225	210
$\eta_{op} \%$	72,5	74	73	71	71,5
H(m)	82	62	70	54	50
Q (m <sup>3</sup> /h)	115	97,5	102,5	90	85
P <sub>ab</sub> (KW)	36	24	26	20	16

-ce que nous devons retenir :

- la diminution du diamètre de la roue entraine une variation des caractéristiques (q , h , p , ren )

-cette variation apparait comme étant une chute des performances de la pompe (100\_NVA\_ ) ,ces chutes sont dues essentiellement a la modification de la géométrie du rotor .

-la chute des performances ne sont pas importantes pour des faibles débits et sa s'explique par le fait que la vitesse d'écoulement n'a pas encore atteint une valeur importante .

-on remarque que pour un diamètre (d =240mm ) corréspond le plus grand rendement ce qui nous conduit de dire que la pompe fonctionne mieux avec ce diamètre .

III-5-3)-CRITIQUE DU BANC D'ESSAI DE L E.N.S.H :

-L'erreur dans la lecture des valeurs ,car ces derniers ne sont pas affichées dans un dispositif spécialement conçu .mais plutôt lue directement sur les appareils de mesure.

-Le mauvais équilibrage du moteur électrique peut entraîner a des erreurs dans le calcul de la puissance absorbée ,et par conséquent l'essai ne sera pas représentatif .

-Il faut souligner aussi qu'il arrive que la pompe se désamorce en marche ,il y'a donc entrée de l'air .

## chapitre IV

### SIMULATION DES PERFORMANCES DES POMPES CENTRIFUGES TYPE (100-NVA- )

#### IV-1)-BUT:

LE but de cet étude c'est de déterminer une plage de fonctionnement sans avoir à effectuer des essais ,pour cela nous avons simulés les performances de la pompe (100-NVA-250-10 ) .

ces performances changent selon le cas ou l'on fait varier :

- Soit la vitesse de rotation
- Soit le diamètre extérieur de la roue
- Soit encore les deux

Pour ce faire nous avons élaboré un programme informatique (langage pascal) pour:

- a) -Différentes vitesses de : (3200tr/min ,3000tr/min  
2900 tr/min , 2000tr/min ,1450tr/min ,960 tr/min )
- b)-Différents diamètres de : (210mm ,225mm ,240mm ,250mm , 265mm)
- c)-Différentes vitesses de rotation et différents diamètres de: ( n , d ) = ( 265mm , 960 tr/min ) , (265 mm , 3200 tr/min ) , (210mm ,960tr/min ) , (210 mm, 3200 tr/min).

#### IV-2)-RESULTATS DE LA SIMULATION:

##### IV-2-1)-Dans le cas de la variation de la vitesse de rotation:

-Les résultats du programme sont donnés sous forme de tableau et les courbes sont représentés sur les planches annexe a ce chapitre .

-L'analyse de ces courbes permet de dire :

-Que toute les courbes théoriques obtenues gardent la même allure que les courbes de la pompe considérée ,mais

sont translatées vers le bas au fur et à mesure que l'on diminue la vitesse de rotation

-Il y'a conservation totale des valeurs des rendements et atteignent toutes une valeur maximale de (REN =76.95% ) . seulement ces courbes sont décalées vers la gauche les uns des autres .

-A l'origine des axes les courbes sont rapprochés légèrement ,puis s'écartent au fur et à mesure que le débit augmente ,cela s'explique par l'importance relative que prennent dans cette zone de fonctionnement les pertes volumétriques et mécaniques qui n'obéissent pas au lois de similitude .

IV-2-2)-dans le cas de la variation du diamètre extérieur de la roue :

-Les résultats du programme sont donnés sous forme de tableau et les courbes sont représentés sur les planches annexe a ce chapitre .

-IL paraît que :

Les courbes de rendements sont décalées a gauche les unes des autres et que la courbe la plus décalée correspond a la valeur du diamètre maximum .

-Les valeurs des rendements sont conservées.

IV-2-3)-Dans le cas de la variation de la vitesse de rotation et du diamètre extérieur de la roue:

-Les résultats du programme sont donnés sous forme de tableau et les courbes sont représentées sur les planches annexe a ce chapitre .

-Lorsqu'on procède a la diminution de la vitesse de rotation et du diamètre on constate :

-Les valeurs de rendement sont conservées ,et qu'elles sont toutes décalées a gauche les uns par rapport au autres et que la plus décalée correspond a la valeur de la vitesse

et du diamètre les plus grands .

-Il y'a donc lieu de retenir :

-Que théoriquement le rendement reste le même et qu'il n'est pas affecté par le régime de marche quelque soit les conditions de fonctionnement de la pompe .

-Il est préférable de faire diminuer et la vitesse de rotation et le diamètre de la roue étant donné que la chute des performances de la pompe ne sont pas alors important, toute fois pour autant que la variation ne soit pas trop importante .

Recommandation:

Rec1: Puisque l'eau employée pour les essais de l'ENPMH n'est changée que tous les deux ans, dans elle perd de ses caractéristiques initiales.

Cela est dû à des additions de graisses et des huiles, conduisant à des résultats d'essais non fiables.

En tenant compte de la variation du nombre de Reynolds et de l'effet d'échelle, en particulier lorsqu'on passe à la tranche de la gamme de production constituée par des roues de faibles diamètres, il nous est impossible d'appliquer rigoureusement les lois de similitude.

Alors il est nécessaire que l'ENPMH prévoit un dispositif de contrôle de la viscosité du liquide.

Rec2: chaque pompe doit être testée avant de la livrer à l'acheteur, afin de respecter les exigences attendues par le client.

Rec3: Au laboratoire, on a relevé que quelques points de débits nous recommandons de procéder à la mesure de plusieurs points de débits afin de se rapprocher au maximum de l'allure réelle des courbes, dans les conditions idéales.

Rec4: dans les expériences, nous avons varié la fréquence de rotation de la roue sans tenir compte du phénomène de cavitation.

Les courbes (Q,H) ainsi réalisées dans les conditions ci-dessus, permettent d'obtenir le point de

fonctionnement qui dépend du choix de la vitesse et du diamètre de la roue de la pompe.

Il est très important de noter que le point de fonctionnement soit en dehors de la zone de cavitation de la pompe ,donc il est nécessaire de procéder toujours a une vérification.

Rec5: Pour avoir un bon fonctionnement de la pompe, c'est à dire avoir un grand débit et une grande charge, que ce soit pour la pompe de l'ENSH ou la pompe 100-NVA, on suggère le perfectionnement de l'état des surfaces , soit de la roue soit de la volute ou encore jouer sur le type de matériaux utilise pour leur fabrication.

En d'autre terme, on propose un modèle d'optimisation de l'encombrement de la pompe afin d'améliorer ces performances.

Rec6: Pour les pompes 100-NVA ,il serait plus précis de faire varier la vitesse de rotation dans une large gamme dont les résultats seraient partagés en catégories, et d'en déduire pour chaque catégorie les performances de la pompe ainsi on détermine les meilleurs performances de l'appareil.

Pour situer la gamme dans laquelle les lois de similitude restent valables, il faudrait étudier ces lois pour toute la gamme de diamètre de pompe NVA (40,200mm).

## CONCLUSION GENERALE:

Sous l'influence de la variation de la fréquence de rotation ou de diamètre extérieur de la roue, l'étude des performances des pompes centrifuges types (NVA) se divisent essentiellement en deux parties.

La première partie consiste a l'étude purement théorique des pompes centrifuges aboutissant sur l'application des lois de similitude, la qui est l'objet du chapitre (I) et (II).

C'est une partie qui a demande une recherche bibliographique intéressante et un esprit d'analyse et de synthèse dans le but d'orienter une étude expérimentale qui est l'objet du chapitre III.

De l'étude faite on en déduit que la variation du diamètre extérieur de la roue doit être pris en considération vu son importance, car il nous permet d'obtenir plusieurs courbes (H,Q) dont l'une d'elles passera obligatoirement par le point de fonctionnement désiré.

En ce qui concerne la variation de la vitesse de rotation on remarque les caractéristiques de la pompe varient a peu près d'une façon analogue que dans le cas de la variation du diamètre extérieur.

Mais, en pratique pour avoir un moteur électrique a vitesse variable, il faut lui accoupler un dispositif qui permet cela.

L'avantage de ce procédé est d'éviter les coups de Belier et cela en diminuant progressivement la vitesse de rotation.



Pour compléter l'étude nous avons fait une simulation dans la partie (IV) afin d'élargir la plage du meilleur rendement.

Nous avons mis en évidence également qu'il existe une différence entre les courbes pratiques obtenues par essai et les courbes théoriques obtenues en utilisant les lois de similitude, ceci montre clairement que les lois de similitude supposent certaines approximations négligeant l'influence des facteurs tels que:

- La viscosité du liquide.
- L'effet d'échelle.
- La qualité des surfaces.
- Le nombre de Reynolds.
- La densité du fluide.

En définitive, on peut confirmer qu'il est vraiment préférable d'avoir recours à l'expérience plutôt que d'utiliser les formules empiriques.

ANNEXE . chapitre II

50-NVA-175.6

$n = 2900 \text{ tr/min}$				
$n^{\circ}$	$Q \text{ [l/s]}$	$H \text{ [m]}$	$P \text{ [kW]}$	$\eta \%$
1	0	39,3	1,70	0
2	100	40,0	2,10	31
3	200	40,0	2,60	50
4	300	39,0	3,15	61
5	400	36,5	3,6	66
6	500	33,0	4,0	67
7	600	28,0	4,3	64
8	700	20,0	4,4	52
9	/	/	/	/
10	/	/	/	/

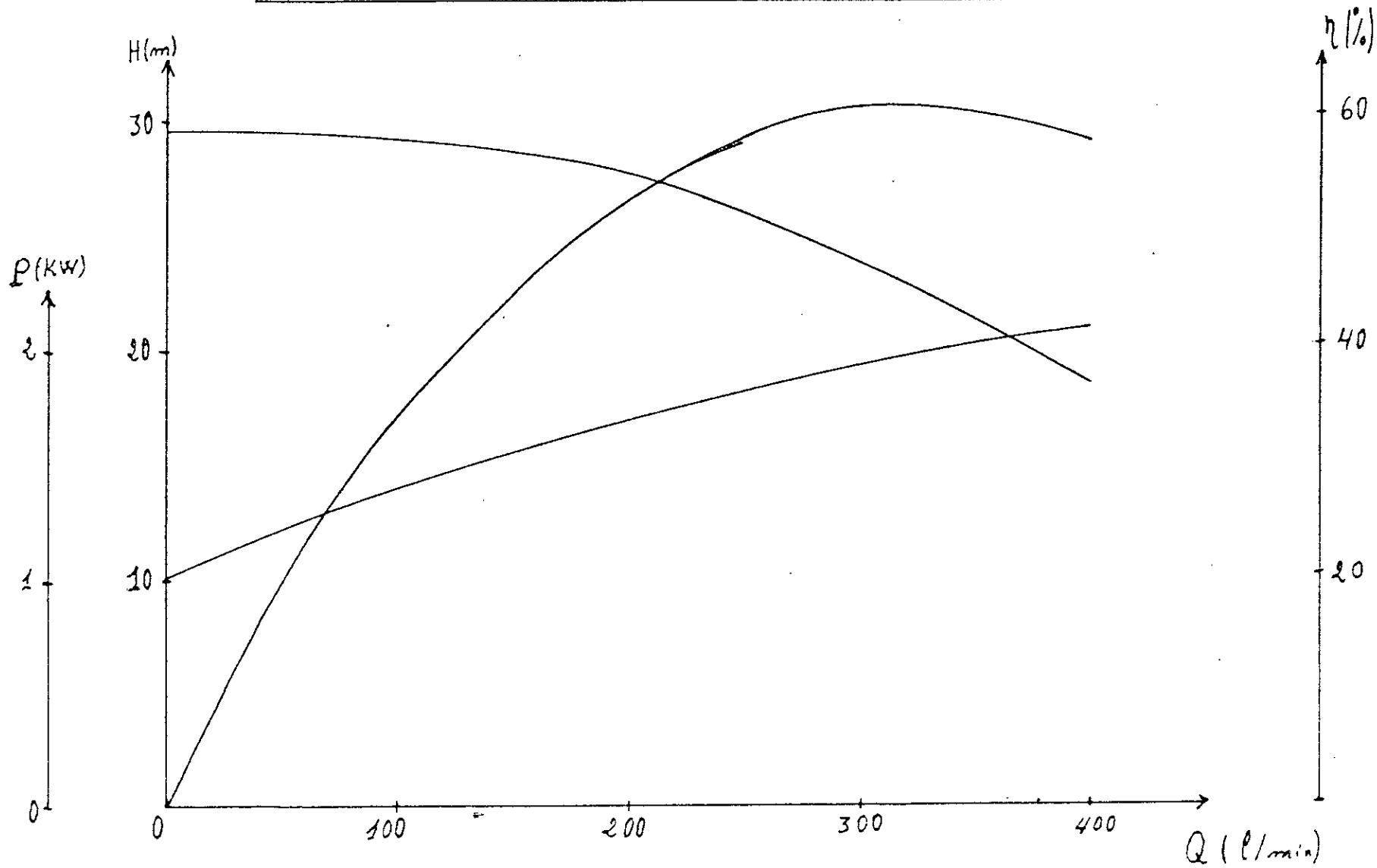
40 NVA-150-5

n = 2900 1/min				
n°	Q [l/s]	H [m]	P [kW]	η %
1	0	29,5	0	0
2	50	29,4	1,20	20
3	100	29,0	1,40	34
4	150	28,5	1,60	45
5	200	27,5	1,70	53
6	250	25,6	1,80	58
7	300	23,5	1,90	61
8	350	21,0	2,00	60
9	400	18,3	2,08	58
10	/	/	/	/

200 NVA-460-25

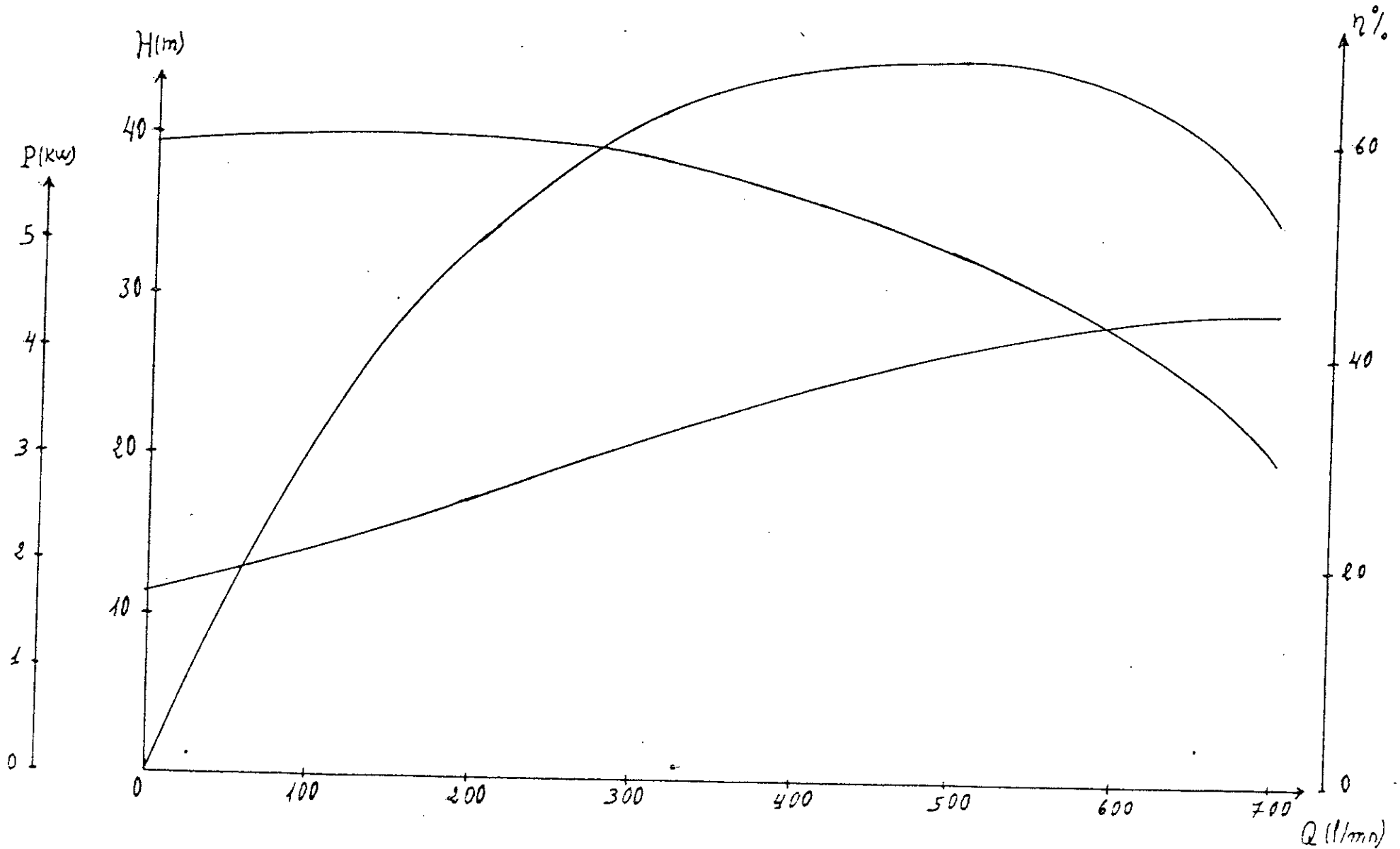
n = 1450 1/min				
n°	Q [l/s]	H [m]	P [kW]	η %
1	0	62,0	14,0	0
2	1000	65,0	27,5	37
3	2000	67,0	40,5	54
4	3000	68,0	51,5	65
5	4000	68,0	60,5	74
6	5000	67,0	68	81
7	6000	65,0	77	83
8	7000	61,0	85	82
9	8000	54,5	91,5	78
10	9000	42,5	96	65

Type de pompe : 40-NVA-150-5       $N = 2900 \text{ Tr/min}$

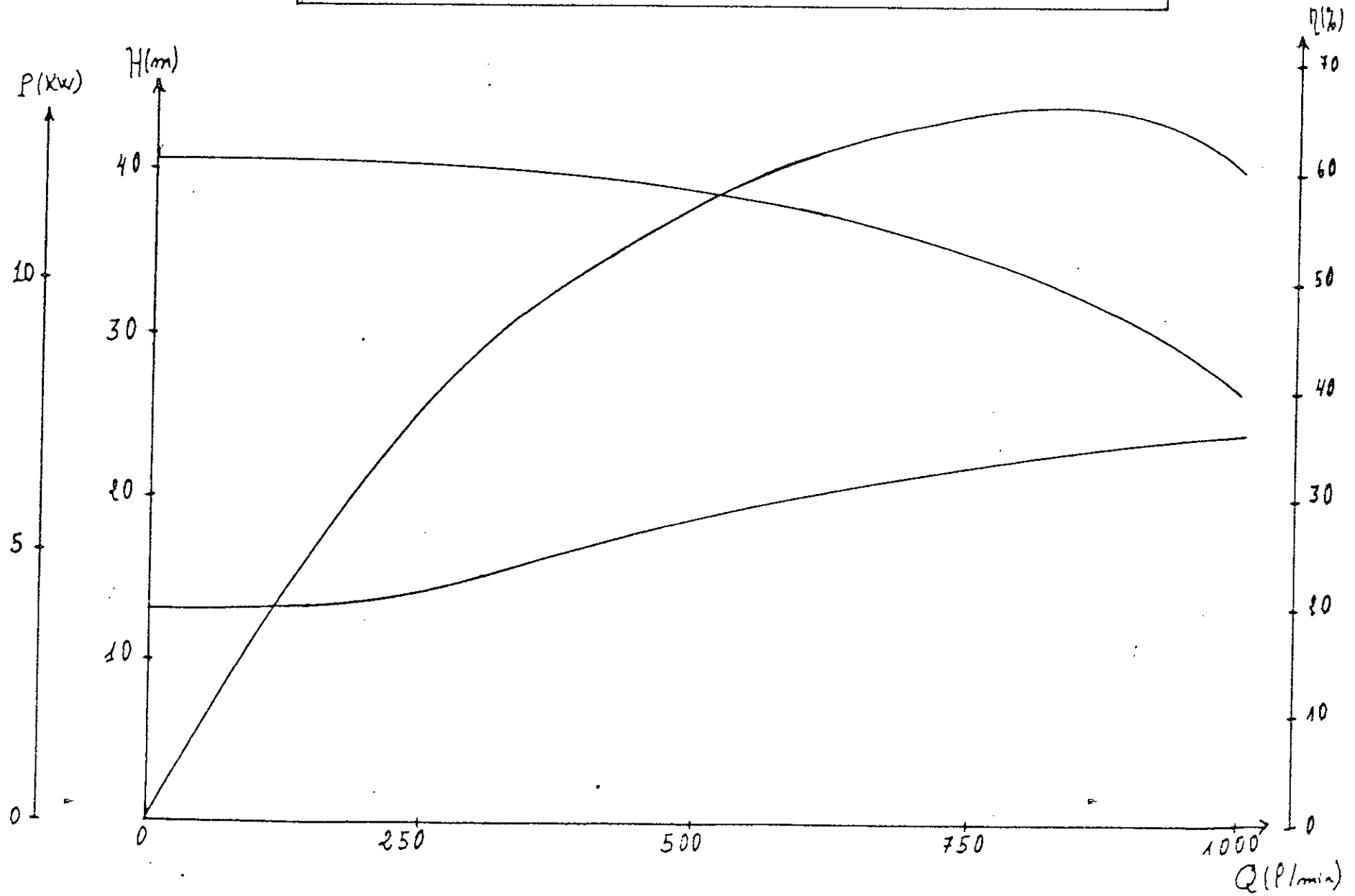


Type de pompe: 50-NVA-175-6

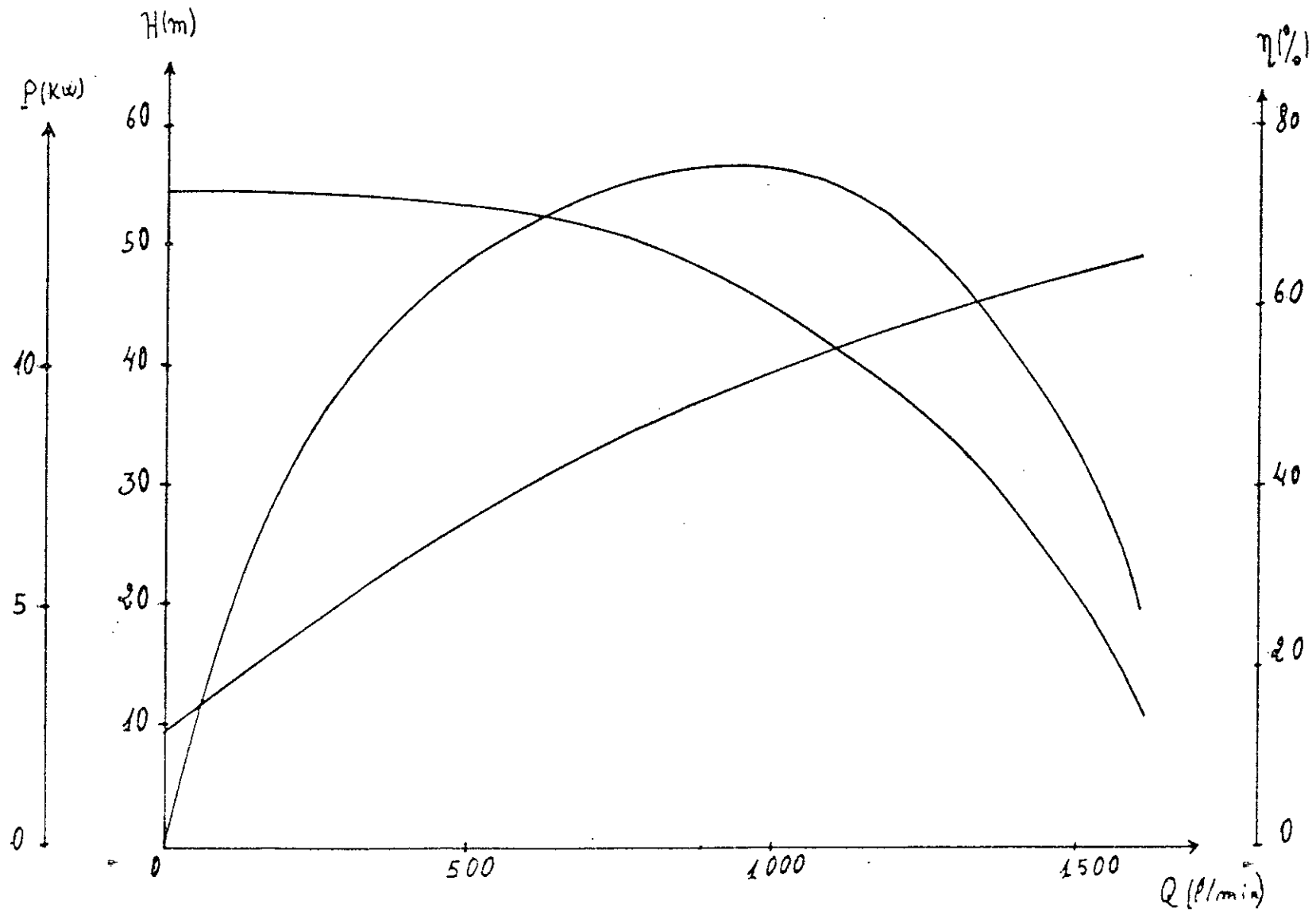
$N = 2900 \text{ Tr/min}$



Type de pompe : 70-NVA-180-7       $n = 2900 \text{ Tr/min}$



Type de pompe: 80-NVA-207-8  $N = 2900 \text{ Tr/min}$





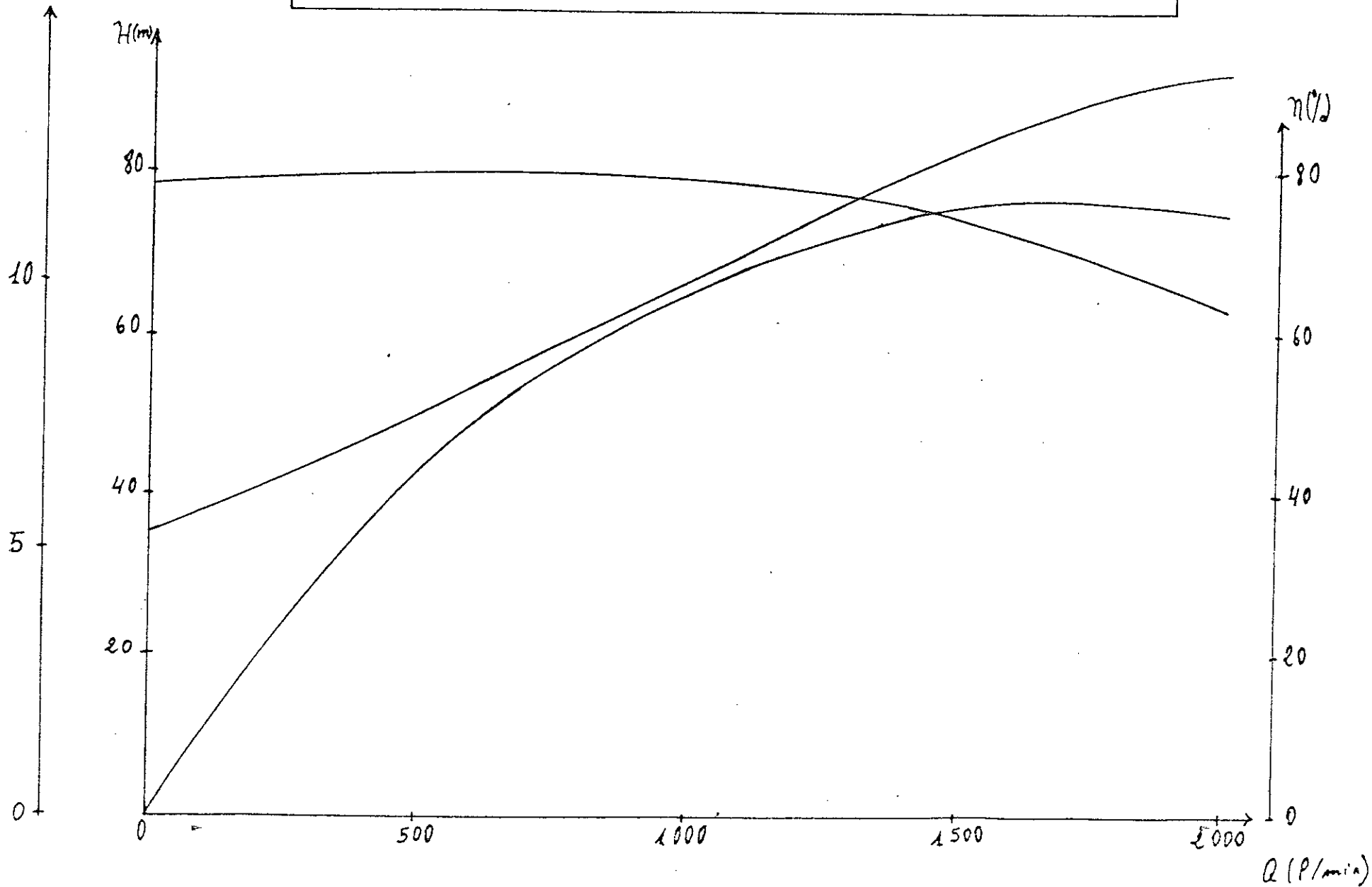
Type de pompe: 100-NVA-250-10

$N = 2900 \text{ Tr/min}$

$P(\text{kW})$

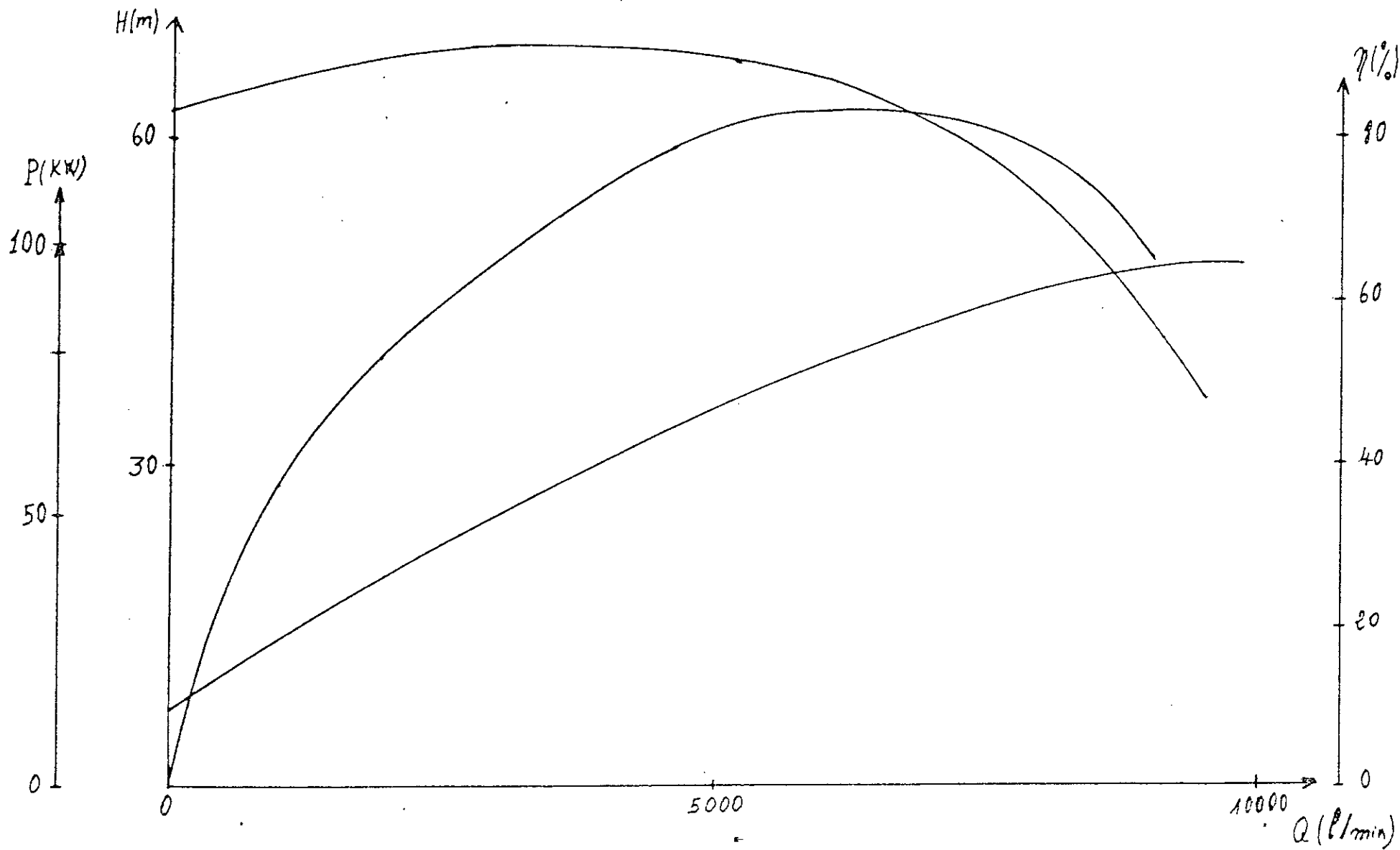
$H(\text{m})$

$\eta(\%)$



Type de pompe: 200-NVA-460-25

$N = 1450 \text{ T./min}$



ANNEXE chapitre IV

$n(t/mn)$	$Q(l/mn)$	$H(m)$	$Pa(Kw)$	$\eta \%$
3200	1765.52	89.19	33.45	77
3000	1655.17	78.39	27.57	77
2900	1600.00	73.25	24.90	77
2000	1103.45	34.84	8.17	77
1450	800.00	18.31	3.11	77
960	530.00	7.59	0.93	77

a) Dans le cas de la variation de la vitesse de rotation.

$D(mm)$	$Q(l/mn)$	$H(m)$	$Pa(Kw)$	$\eta \%$
265	1905.63	82.30	33.32	77
250	1600.00	73.25	24.90	77
240	1415.58	67.51	20.30	77
225	1166.40	59.33	14.70	77
210	948.33	51.69	10.41	77

b) Dans le cas de la variation du diametre exterieur de la roue.

$n(t/mn)$	$D(mm)$	$Q(l/mn)$	$H(m)$	$Pa(Kw)$	$\eta\%$
3200	265	2102.76	100.21	44.77	77
3200	210	1046.43	62.93	13.99	77
960	265	630.83	9.02	1.21	77
960	210	313.93	5.66	0.38	77

c) Dans le cas de la variation de la vitesse de rotation et du diamètre extérieur de laroue.

```

:: Programme de simulation des performances de la pompe centrifuge )
:: et de la vitesse de rotation )

```

```

program hqp (input,output):
const
    n1:=2000;
    ro:=1000;
    g:=9.81;
var
    i:integer;
    d:real;
    n:real;
    h,q,p,ren,q1,h1,p1:array[1..10] of real;
    f1,f2:text;
begin
    assign(f1,'a:\fich.dat');
    assign(f2,'a:\fich4.res');
    reset(f1);
    rewrite(f2);

    writeln('introduire la vitesse de rotation:n');
    readln(n);
    for i:=1 to 10 do
    begin
        readln(f1,q1[i],h1[i],p1[i]);
    end;
    for i:=1 to 10 do
    begin
        q[i]:=q1[i]*(n/n1);
        h[i]:=h1[i]*(n/n1)*(n/n1);
        p[i]:=p1[i]*(n/n1)*(n/n1)*(n/n1);
        ren[i]:=g*h[i]*q[i]/(60*10*p[i]);
    end;
    for i:=1 to 10 do
    begin
        writeln(f2,h[i]:10:2,q[i]:8:2,p[i]:10:6,ren[i]:10:5);
    end;
    close(f2);
    close(f1);
    end.

```

```

} Programme de simulation des performances de la pompe centrifuge }
} type NVA dans le cas de la variation du diametre extérieur de la roue }

```

```

program hnp (input,output);
const
    d1:=250 ;
    ro:=1000 ;
    g:=9.81 ;
var
    i:integer;
    d:real;
    h,q,p,ren,q1,h1,p1:array[1..10] of real;
    f1,f2:text;

begin
    assign(f1,'a:\fich.dat');
    assign(f2,'a:\fich5.res');
    reset(f1);
    rewrite(f2);
    writeln('Introduire le diametre extérieur de la roue:d');

    readln(d);
    for i:=1 to 10 do
    begin
        readln(f1,q1[i],h1[i],p1[i]);
    end;
    for i:=1 to 10 do
    begin
        q[i]:=q1[i]*(d/d1)*(d/d1)*(d/d1);
        h[i]:=h1[i]*(d/d1)*(d/d1);
        p[i]:=p1[i]*(d/d1)*(d/d1)*(d/d1)*(d/d1)*(d/d1);
        ren[i]:=g*h[i]*q[i]/(60*10*p[i]);
    end;
    for i:=1 to 10 do
    begin
        writeln(f2,h[i]:10:2,q[i]:8:2,p[i]:10:6,ren[i]:10:5);
    end;
    close(f2);
    close(f1);
    end.

```

```

.. Programme de simulation des performances de la pompe centrifuge }
.. type NVA dans le cas de la variation du diametre exterior de la roue }
.. et de la vitesse de rotation }

```

```

program hqp (input,output):
uses crt:
const

```

```

    n1=2900:
    d1=250 :
    ro=1000 :
    g=9.81 :

```

```

var
    i:integer:
    d:real:
    n:real:
    h,q,p,ren,q1,h1,p1:array[1..10] of real:
    f1,f2:text:
begin

```

```

    assign(f1,'a:\fich.dat');
    assign(f2,'a:\fich4.res');
    reset(f1);
    rewrite(f2);
    writeLn('introduire le diametre exterior de la roue:d');

```

```

    readLn(d);
    writeLn('introduire la vitesse de rotation:n');
    readLn(n);
    for i:=1 to 10 do
    begin

```

```

        readLn(f1,q1[i],h1[i],p1[i]);
    end;

```

```

    for i:=1 to 10 do
    begin

```

```

        q[i]:= q1[i]*(d/d1)*(d/d1)*(d/d1)*(n/n1);
        h[i]:= h1[i]*(d/d1)*(d/d1)*(n/n1)*(n/n1);
        p[i]:= p1[i]*(d/d1)*(d/d1)*(d/d1)*(d/d1)*(d/d1)*(n/n1)*(n/n1)*(n/n1);
        ren[i]:=g*h[i]*q[i]/(60*10*p[i]);
    end;
    for i:=1 to 10 do

```

```

    begin
        writeLn(f2,h[i]:10:2,q[i]:8:2,p[i]:10:6,ren[i]:10:5);
    end;

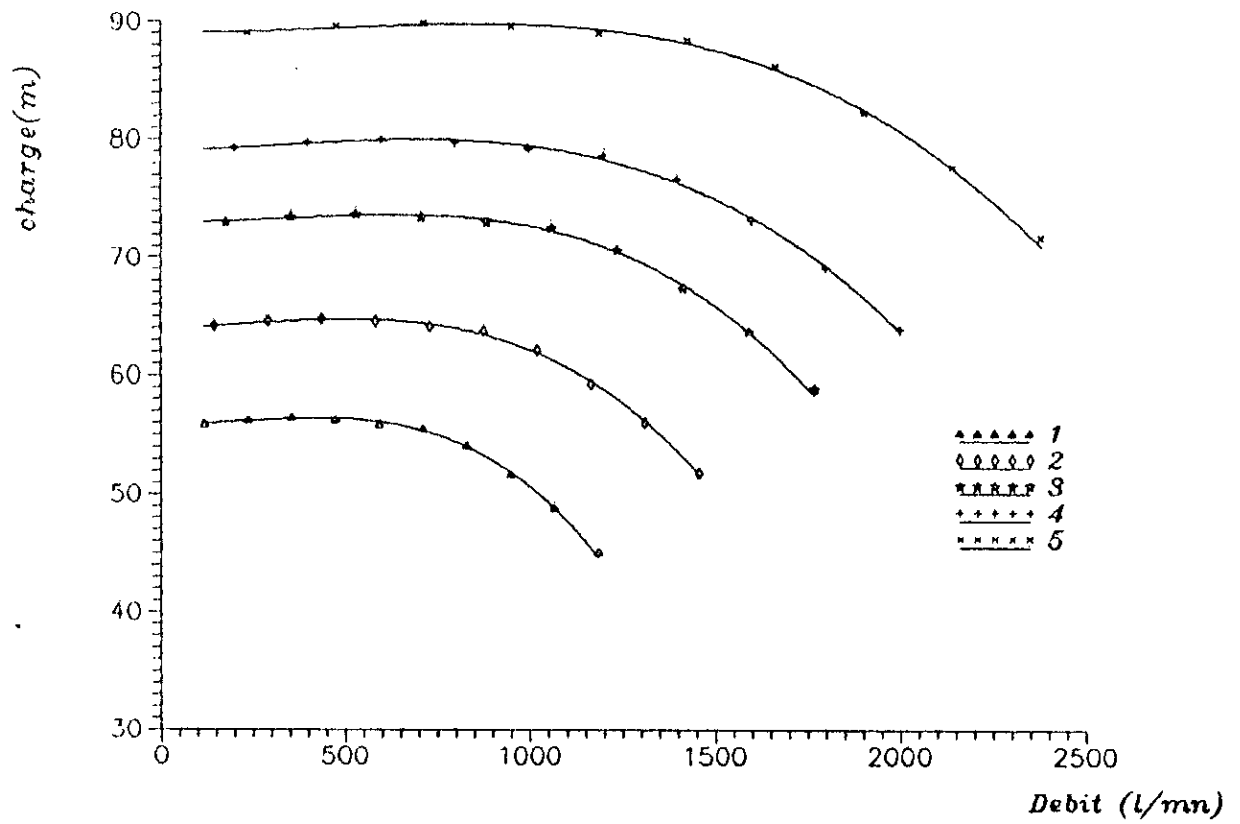
```

```

close(f2);
close(f1);
crtscr:
end.

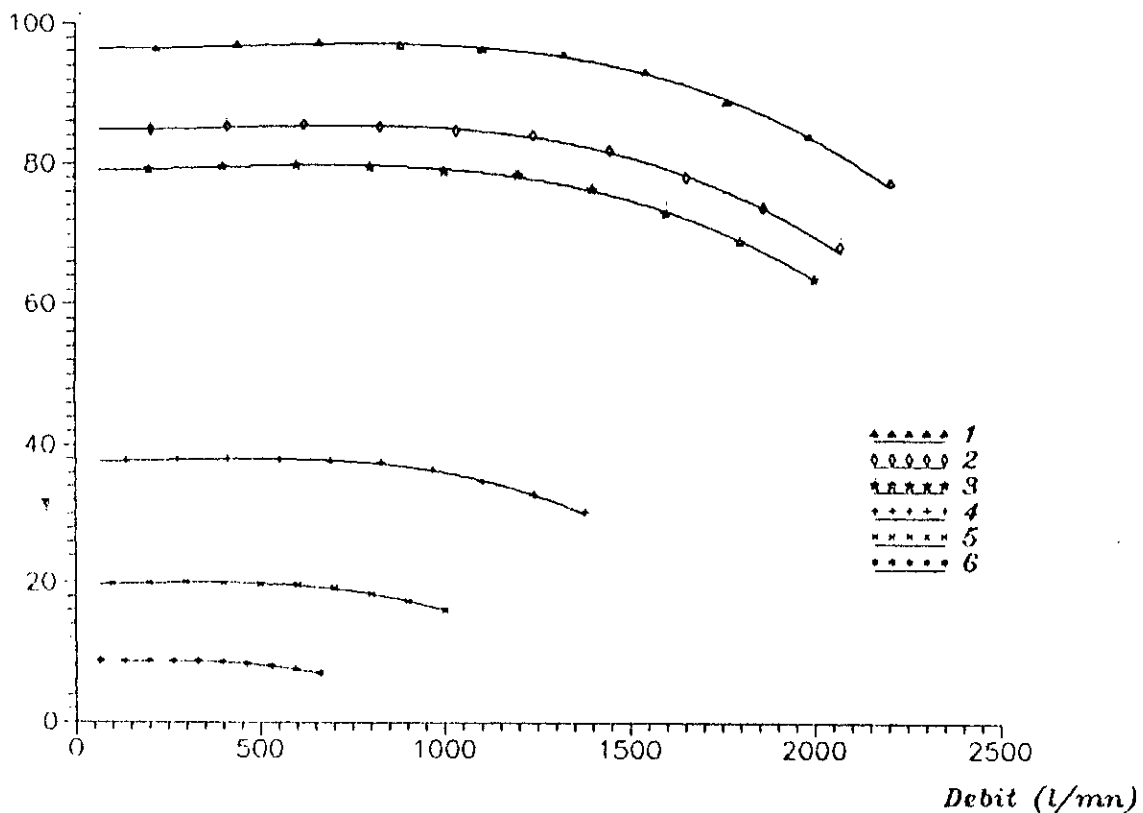
```



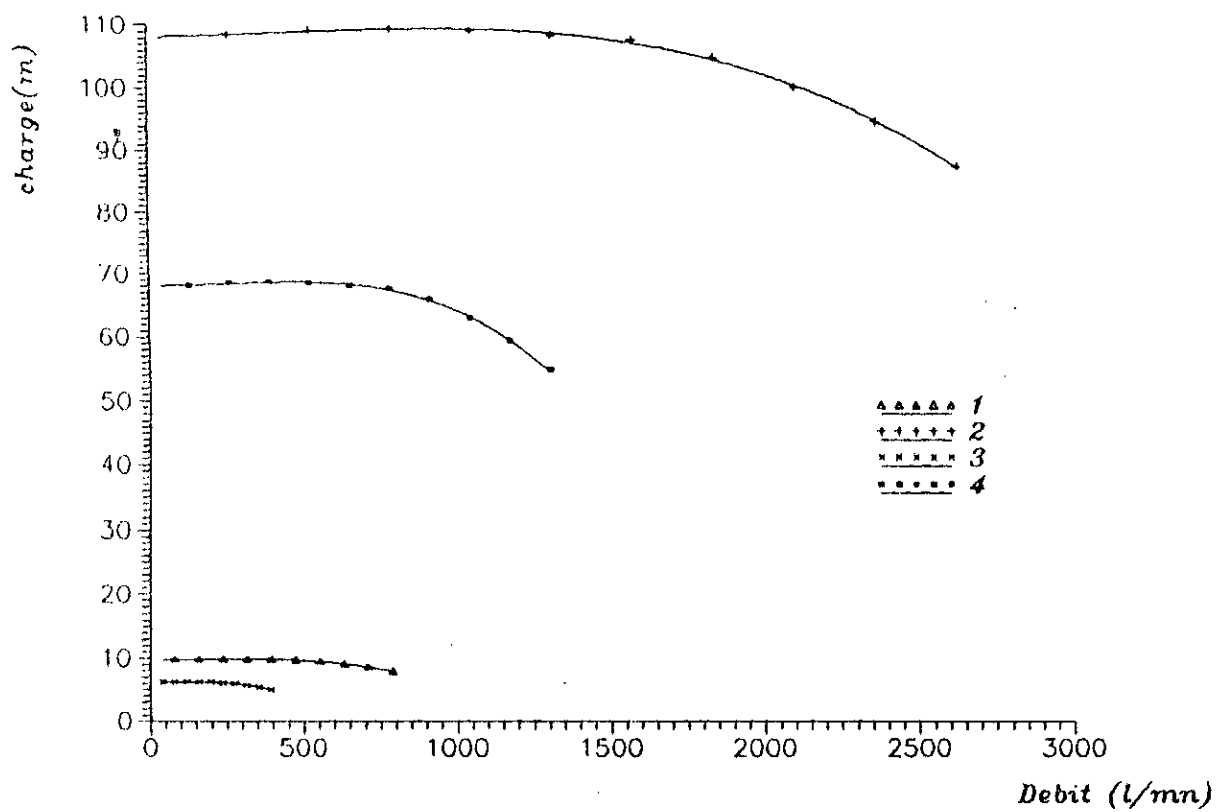


*Courbes Charges-Debits dans le Cas ou (D) Change*

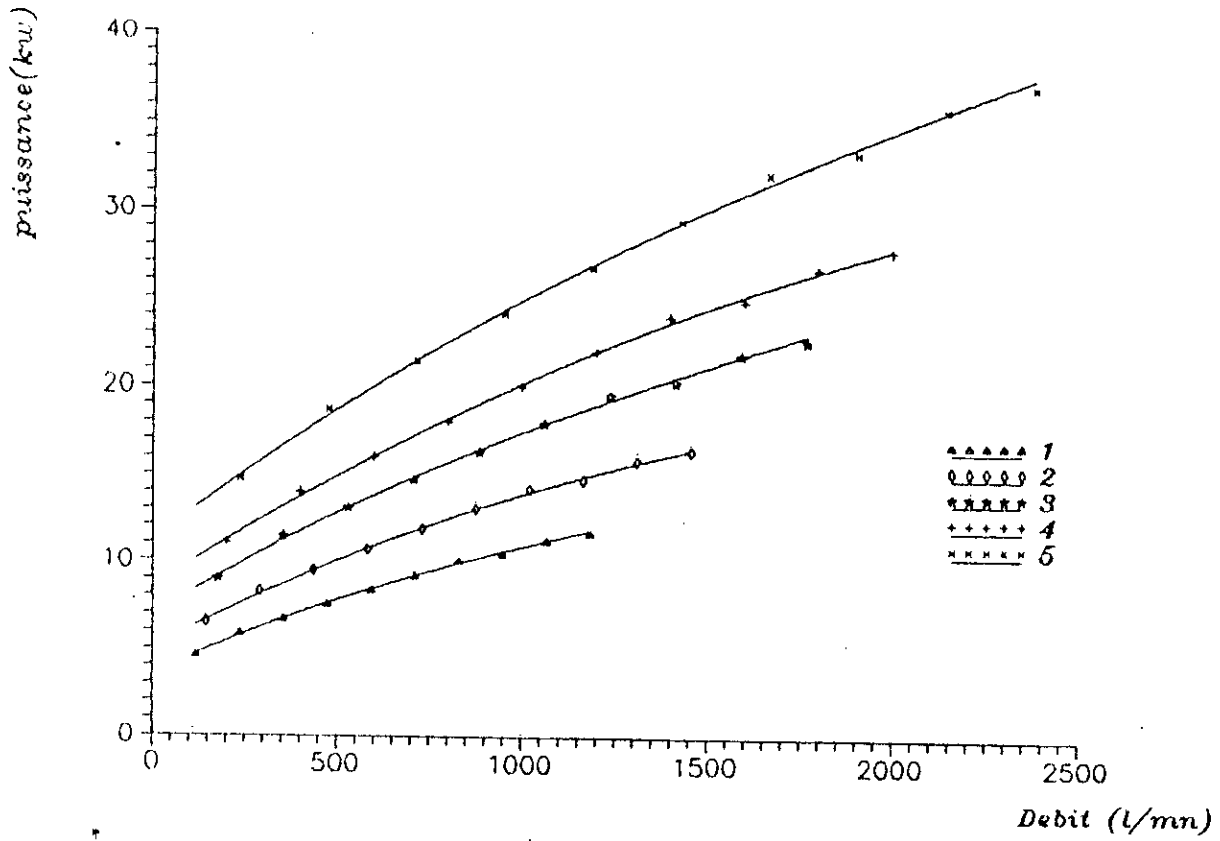
charge(m)



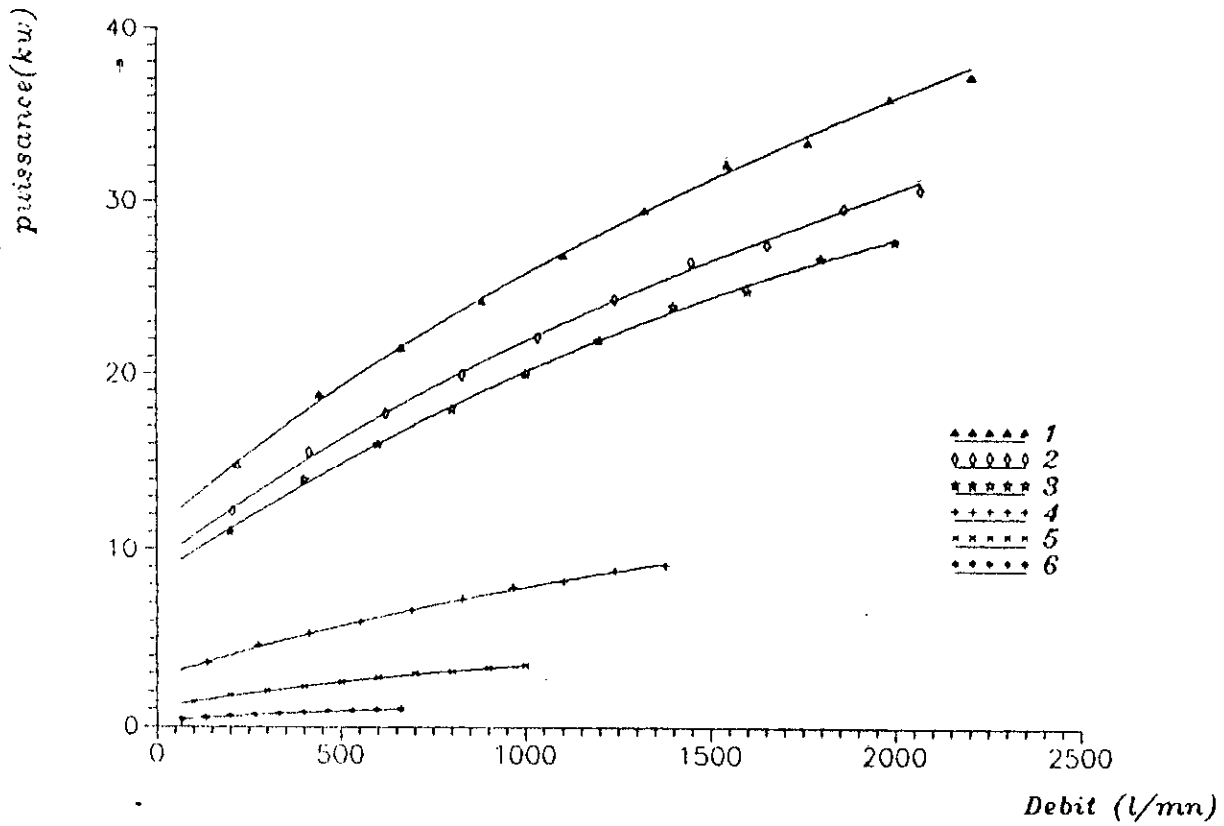
Courbes Hauteurs-Debits dans le Cas ou (n) Change



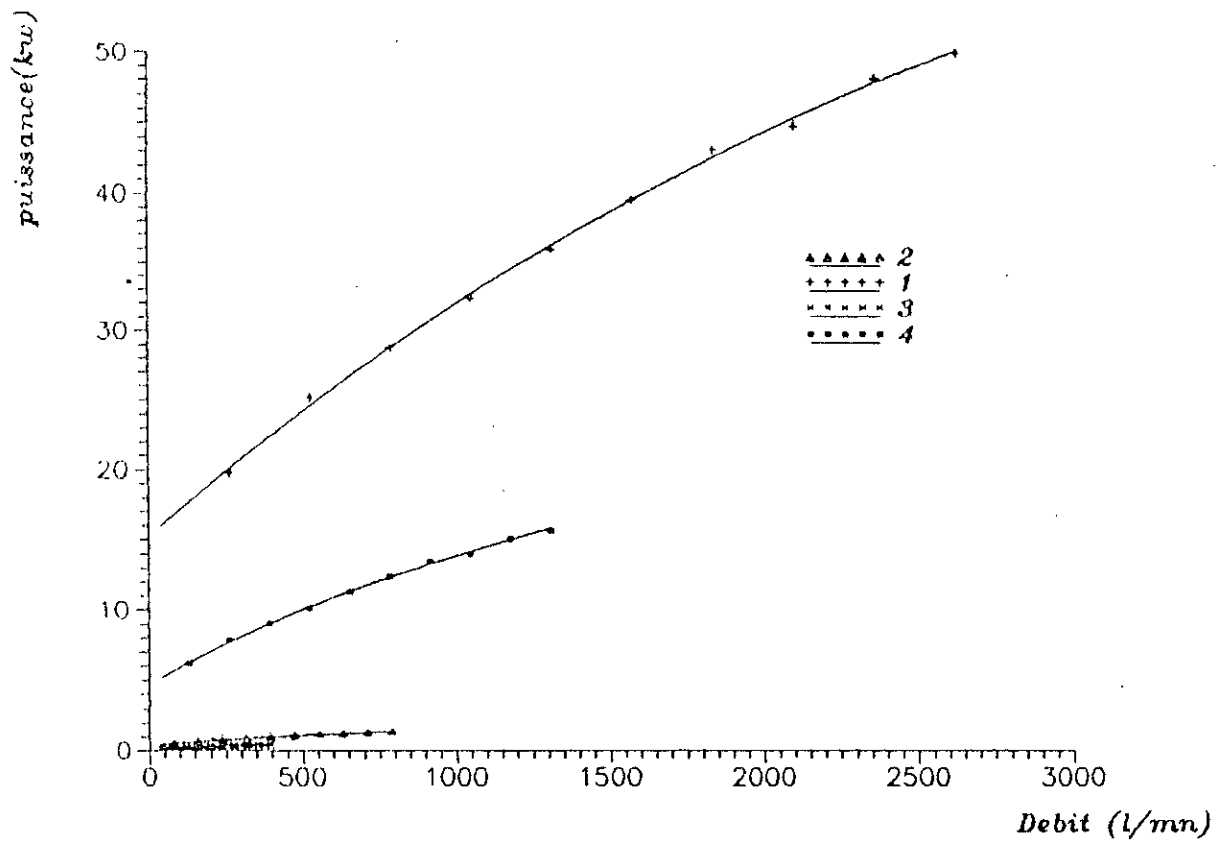
*Courbes Hauteurs-Debits dans le Cas ou (D) et (n) Changent*



*Courbes Puissances-Debits dans le Cas ou (D) Change*

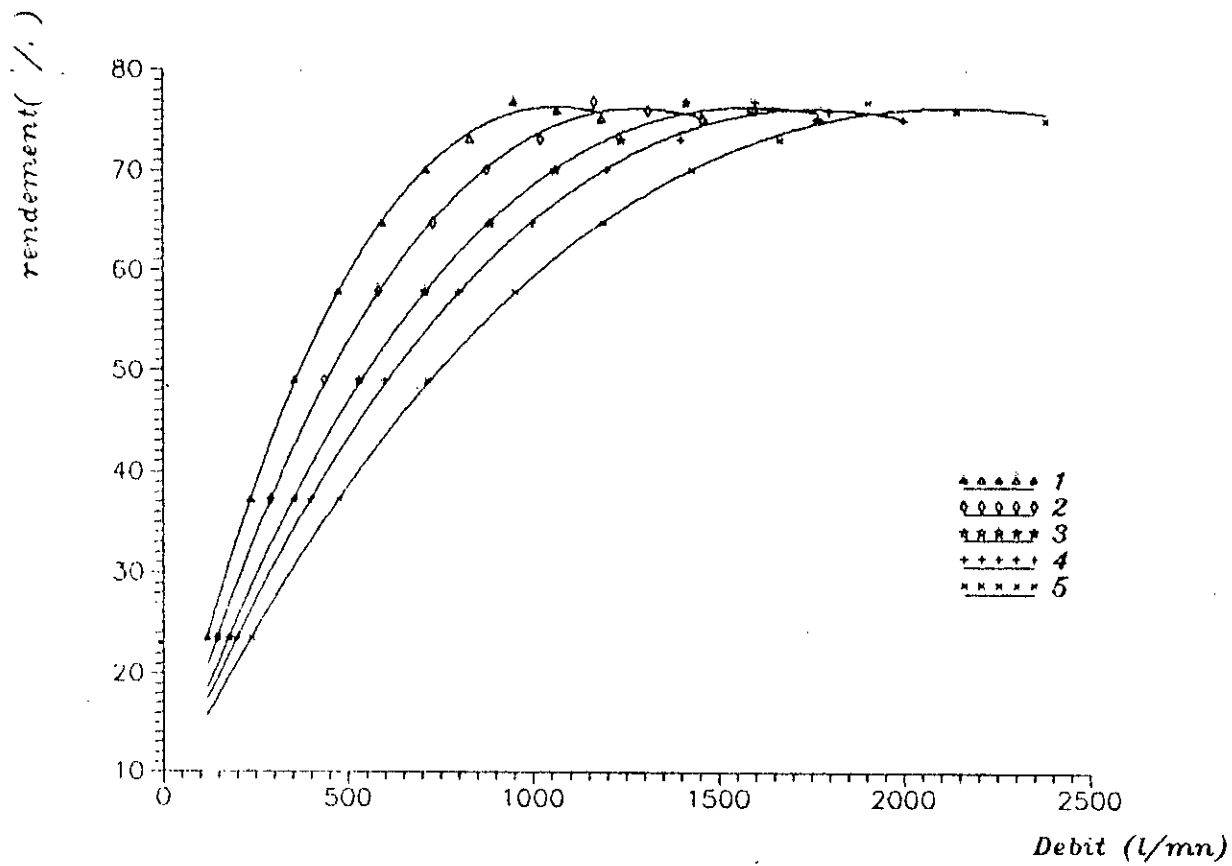


*Courbes Puissances-Debits dans le Cas ou (n) Change*

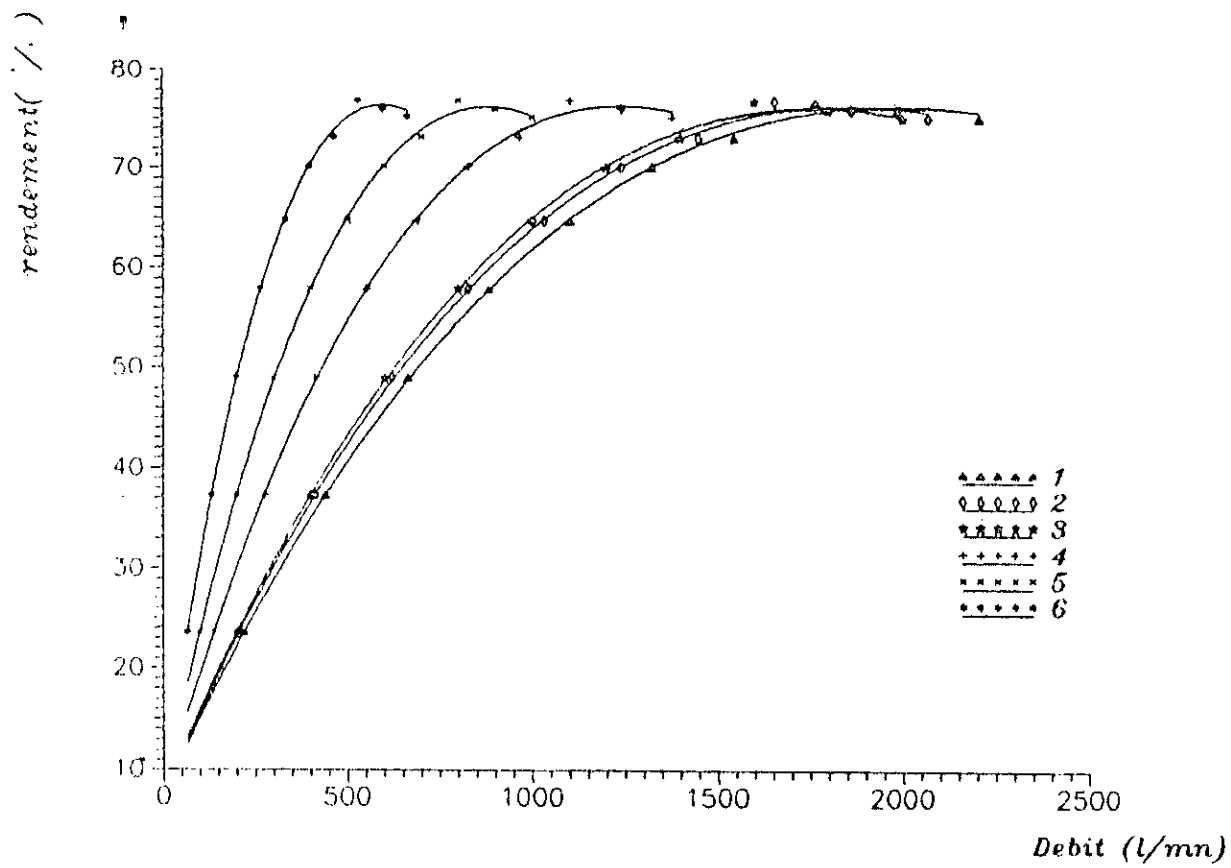


*Courbes Puissances-Debits dans le Cas ou (D) et (n) Changent*

7

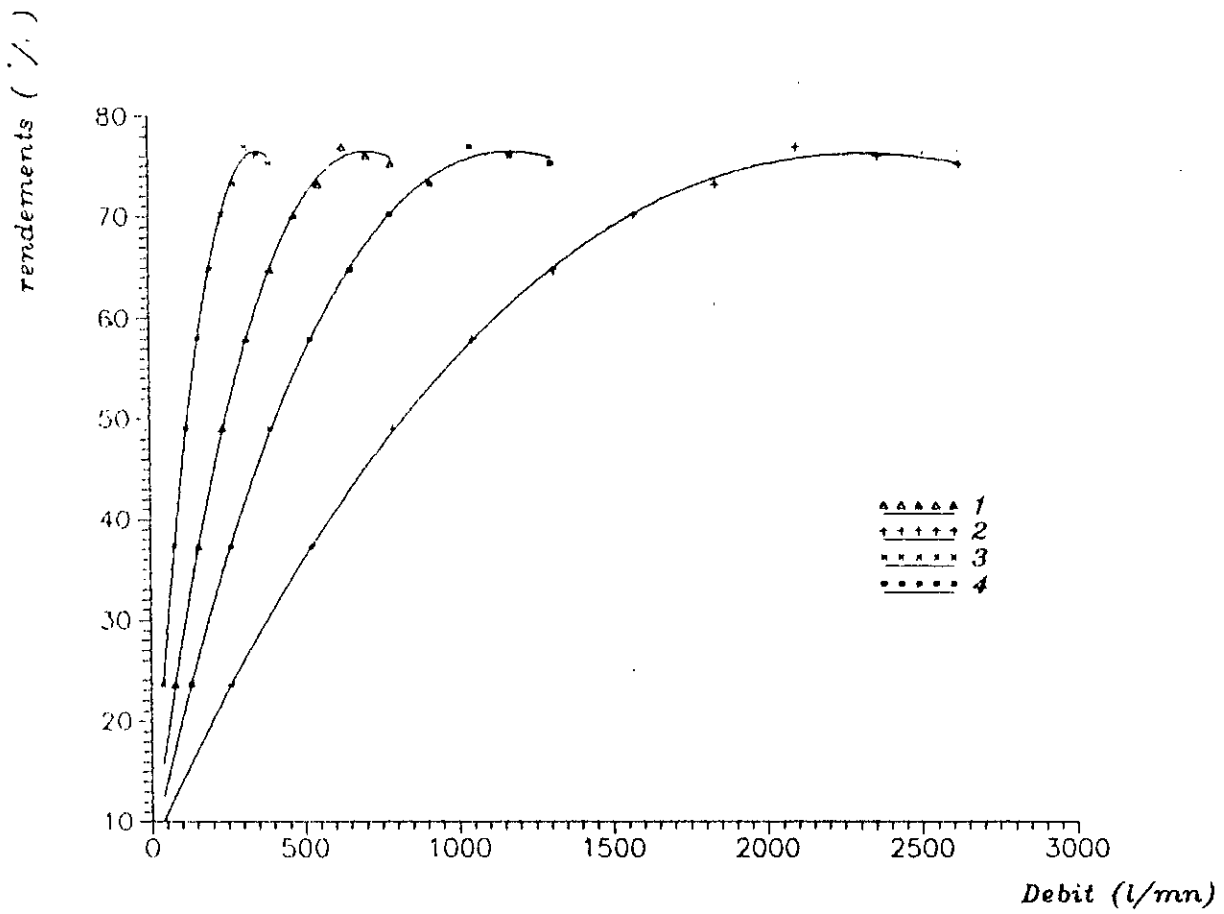


*Courbes Rendements-Debits dans le Cas ou (D) Change*



*Courbes Rendements-Debits dans le Cas ou (n) Change*





Courbes Rendements-Debits dans le Cas ou (D) et (n) Changent

## BIBLIOGRAPHIE SOMMAIRE

- B-NEKRASSOV :cours d'hydraulique...(E.N.S.H) *édition. Mir. 1968*  
A-DECOVATS :pompes-ventillateurs-compresseurs *Dunod 1962. Paris*  
I.P.E :les stations de pompages d'eau (E.N.S.H)-*Franca 1977*  
R-THIBUT :mecanique appliquee..tome1 *-édition Bruxelles 1985*  
A-DEBOECK :mecanique des fluides et thermodynamique  
HULIN MARC :turbo-machines hydrauliques (I.N.A) *1978- 1979*  
M-SEDILLE :turbo-machines hydrauliques et  
thermiques..tome3 *édition. Paris 1967 - Masson*
- D-DUPONT :hydraulique urbaine..tome2 *édition: Eyrolles -Paris 1979*  
D-DUCROS.L :pompes hydrauliques et appareils elevateurs  
TROSKOLANSKI :les turbo-pompes *. Eyrolles. 1977*  
BALTRETU :les pompes centrifuges  
BERGERON :hydraulique appliquee..tome1 *Paris 1961*  
BONNIN :energetique et turbo-machines  
A-THUMA :machines hydrauliques (polycope)  
R-COMOLET :mecaniques experimentale des fluides *-Masson. 1982*  
Y-OURAGH :écoulement forces en hydraulique (2-partie)

### REFERENCES D'AUTRES CATALOGUES ET GUIDES CONSULTES :

- Catalogue des pompes centrifuges de BERROUAGHIA *1983*
- Guide des travaux pratiques :pompes et station de pompage  
par:O-KHODJET *1987*  
:P-POUNIS  
M.S-BEN HAFID

### LES THESES CONSULTES :

- Etude hydrodynamique des pompes centrifuges (E.N.P)
- Calcul hydraulique d'une roue mobile d'une pompe centrifuge
- Etude hydrodynamique d'une pompe turbine(E.N.P)
- Essai technique d'une pompe centrifuge et proposition d'un banc d'essai.