



# PETITES CENTRALES HYDRAULIQUES

## POMPE FONCTIONNANT EN TURBINE AVEC RÉGLAGE DU DÉBIT (PAT-FRANCIS)

### 2<sup>ÈME</sup> PARTIE:

## SELECTION DE LA POMPE INVERSÉE POUR FONCTIONNEMENT EN TURBINE

Rapport final – février 2007

Auteur:

**Jean-Marc CHAPALLAZ**

**Ingénieur EPFL/SIA**

Rue des Jaquettes

CH-1446 BAULMES

E-MAIL: [jmceng@bluewin.ch](mailto:jmceng@bluewin.ch)

WEB: <http://mypage.bluewin.ch/jmchapallaz/>



## Résumé:

Les pompes utilisées comme turbine trouvent leur application dans les microcentrales hydrauliques. Cependant, leur application est limitée car elles ne peuvent travailler qu'à débit fixe ou peu variable.

Dans cette étude, l'auteur propose de transformer une pompe utilisée comme turbine (PAT) en turbine Francis, dite PAT-Francis, en remplaçant la bache spirale de la pompe par une nouvelle bache équipée d'un distributeur à aubes réglables tel qu'utilisé sur les turbines Francis.

La publication comporte quatre parties:

**1<sup>ère</sup> partie:** Présentation générale – Exemples d'utilisations de pompes en turbines – Caractéristiques et limites de fonctionnement d'une PAT - Concept proposé pour une PAT à débit réglable, ou PAT-Francis

**2<sup>ème</sup> partie:** Présélection de la pompe inversée pour fonctionnement en turbine selon la méthode statistique développée par l'auteur - Détermination du point de fonctionnement optimum et des courbes caractéristiques.

**3<sup>ème</sup> partie:** Concept et pré-dimensionnement du distributeur à pales réglables adapté sur une pompe de série

**4<sup>ème</sup> partie:** Pré-dimensionnement de la nouvelle bache spirale à adapter sur la PAT-Francis et propositions pour une construction simplifiée.

L'étude est illustrée par les exemples des pompes fonctionnant comme turbines à débit fixe dans deux microcentrales hydrauliques réalisées sous la direction de l'auteur.

## Abstract:

Standard pumps are used as turbines in micro-hydropower plants. However their application is limited since they can only operate at fixed or slightly variable flow.

In his study, the author proposes to transform a pump used as turbine (PAT) in a turbine equipped with variable guide vanes, similar to a Francis turbine. This machine is named PAT-Francis. It can be realised by taking away the existing spiral casing of a standard pump and replacing it through a guide vane system with a new spiral.

The publication is divided into 4 parts:

**1<sup>st</sup> part:** General presentation – Examples of applications of pumps as turbines – Characteristic curves and operation limits of a PAT – Proposed concept for a PAT with variable flow, or PAT-Francis

**2<sup>nd</sup> part:** Preliminary selection of a pump to be used as a turbine, according to a statistical method developed by the author – Determination of the optimal operating point and characteristic curves.

**3<sup>rd</sup> part:** Concept and preliminary dimensioning of a variable guide vane system for a standard pump used as a turbine

**4<sup>th</sup> part:** General lay-out of a new spiral casing to be adapted on the PAT-Francis and proposals for a simplified construction.

The study is illustrated with the examples of two pumps used as fixed flow turbines in a micro-hydropower plant realized under the direction of the author

**Date:** février 2007

## Soutenu par l'Office fédéral de l'énergie OFEN

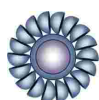
Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen

Adresse postale: CH-3003 Berne

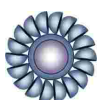
Tél. +41 31 322 56 11, fax +41 31 323 25 00 [www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

Responsable OFEN: [bruno.guggisberg@bfe.admin.ch](mailto:bruno.guggisberg@bfe.admin.ch)

Numéro de projet: 101867



<b>Table des matières:</b>	<b>page</b>
<b>1. Introduction et méthodologie</b>	<b>4</b>
<b>2. Rappel des différences entre fonctionnement en pompe et en turbine</b>	<b>5</b>
<b>3. Aspects mécaniques</b>	<b>6</b>
<b>4. Domaine d'utilisation d'une pompe inversée comme turbine</b>	<b>8</b>
<b>5. Vitesse spécifique</b>	<b>9</b>
<b>6. Rendement d'une pompe fonctionnant en turbine</b>	<b>11</b>
<b>7. Point de fonctionnement optimum d'une pompe en régime turbine</b>	<b>13</b>
<b>8. Forme des courbes caractéristiques d'une pompe en régime turbine</b>	<b>15</b>
<b>9. Hauteur d'aspiration et cavitation d'une pompe fonctionnant comme turbine</b>	<b>18</b>
<b>10. Etapes de la sélection dans le cadre d'un projet</b>	<b>18</b>
<b>11. Exemples pratiques – Adduction d'eau du Morand</b>	<b>19</b>
<b>12. Vitesse et débit d'emballement</b>	<b>27</b>



## 1. Introduction et méthodologie

La conception d'une PAT à distributeur réglable (nommés ci-après PAT-Francis) passe par les étapes suivantes:

### Détermination des données de fonctionnement:

La caractéristique rendement-débit d'une PAT-Francis peut être comparée à celle d'une turbine Francis de vitesse spécifique lente.

Faute de données expérimentales, nous admettrons par analogie:

- Le point de fonctionnement à rendement maximum se situe à 85-90% du débit maximum.
- La limite inférieure du fonctionnement avec un rendement satisfaisant se situe à env. 40% du débit maximum.

Le débit maximum  $Q_{max}$  et la chute correspondante  $H_{max}$  de la turbine seront établis sur la base de la courbe des débits classés.

Les points de fonctionnement deviennent donc:

Débit maximum en exploitation:  $Q_{max}$

Débit rendement maximum:  $Q_t = 0.87 \times Q_{max}$  avec la chute correspondante  $H_t$

Débit minimum en exploitation:  $Q_{min} = \text{env. } 0.4 Q_{max}$

### Sélection de la pompe transformée en PAT-Francis (rapport 2<sup>ème</sup> partie):

Le débit  $Q_t$ , avec la chute nette  $H_t$  au point de rendement maximum serviront de base pour la sélection de la pompe destinée à être transformée en PAT-Francis selon l'approche simplifiée décrite.

### Dimensionnement du distributeur (rapport 3<sup>ème</sup> partie):

Le distributeur sera dimensionné géométriquement sur la base du diamètre extérieur de la roue de la pompe transformée en PAT-Francis

### Dimensionnement de la bêche spirale (rapport 4<sup>ème</sup> partie):

La bêche spirale sera dimensionnée en fonction du diamètre extérieur du distributeur en position "ouverture maximum".

**Ce rapport concerne la sélection de la pompe qui sera transformée en PAT-Francis.**



## 2. Rappel des différences entre fonctionnements en pompe et en turbine

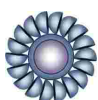
Avant d'entamer la sélection d'une pompe destinée à fonctionner comme turbine, il est bon de rappeler les différences entre les deux modes de fonctionnement de la machine.

### Fonctionnement en pompe:

- La vitesse de rotation en service normal est constante.
- La pression de refoulement et le débit sont ceux indiqués dans le catalogue du fabricant pour une vitesse donnée.
- Le démarrage est réalisé par branchement du moteur sur le réseau électrique, la vanne en amont de la pompe étant généralement fermée.
- Le coup de bélier au démarrage est contrôlé par l'ouverture lente de la vanne amont ou par mise en vitesse progressive du groupe.
- En cas de coupure de l'alimentation électrique du moteur, la pompe s'arrête.
- Dans ce cas, le débit diminue quasi instantanément et peut être source de dangereux coups de bélier si des mesures de protection ne sont pas prises (clapet de retenue, volant d'inertie, accumulateur hydro-pneumatique, etc.).

### Fonctionnement en turbine:

- La vitesse de rotation en service normal est constante. Si la génératrice est asynchrone, cette vitesse sera légèrement supérieure à celle d'une pompe dotée d'un moteur asynchrone. Il conviendra d'en tenir compte au moment de l'établissement des courbes pression-débit de la machine.
- Le sens de rotation en turbine est l'inverse de celui en pompe.
- La pression différentielle, ou chute nette au point de rendement maximum est, pour une vitesse de rotation donnée, supérieure à celle de la pompe à même vitesse (environ 1.4 à 1.6 fois) .
- Le débit au point de rendement maximum est supérieur à celui de la pompe à vitesse de rotation identique (1.2 à 1.5 fois).
- Le démarrage du groupe turbo-générateur est obtenu par l'ouverture contrôlée lente d'une vanne en amont. Le générateur est couplé au réseau lorsque la vitesse de rotation atteint la vitesse synchrone.
- Le coup de bélier au démarrage est contrôlé par la vitesse d'ouverture de la vanne amont.
- En cas de coupure de l'alimentation électrique (perte de réseau), la vitesse de rotation du groupe augmente jusqu'à la vitesse à vide, ou vitesse d'emballement.
- Parallèlement, le débit diminue avec l'augmentation de vitesse pour les pompes généralement utilisées comme turbine (pompes centrifuges).
- La vitesse d'emballement peut atteindre 2 fois la vitesse nominale et le débit d'emballement la moitié du débit nominal suivant le type de pompe et les conditions d'exploitation.
- La transition entre vitesse nominale et vitesse d'emballement peut être très rapide et générer d'importants coups de bélier si des contre-mesures appropriées ne sont pas prises (volant d'inertie, accumulateur hydro-pneumatique, frein, etc.).



### 3. Aspects mécaniques

Une pompe fonctionnant en turbine est soumise à des charges plus élevées sur le plan hydraulique et mécanique qu'en régime pompe:

elle travaille, pour une vitesse donnée, sous chute et débit plus élevés, et la puissance fournie à l'arbre augmentera en proportion. La machine, en particulier ses parties tournantes et les paliers, sera soumise à des sollicitations mécaniques et à des vibrations plus fortes.

Il est important d'en tenir compte au moment du choix de la machine, en sélectionnant une pompe qui fonctionnera à une vitesse de rotation inférieure en turbine. En effet, pour une pompe donnée, la puissance motrice diminue rapidement avec la vitesse de rotation.

Par exemple:

- vitesse de rotation maximum admissible de la pompe: 3000 t/min
- fonctionnement en turbine recommandé: 1 '500 t/min.

Cette manière de faire garantira que la machine supportera sans problèmes la vitesse d'emballement qui peut atteindre le double de la vitesse nominale.

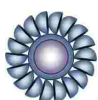
La seconde catégorie des vérifications concerne le sens de rotation: la turbine tourne en sens inverse de la pompe, et il faut s'assurer que les parties tournantes de la machine supportent cette rotation inverse, en particulier:

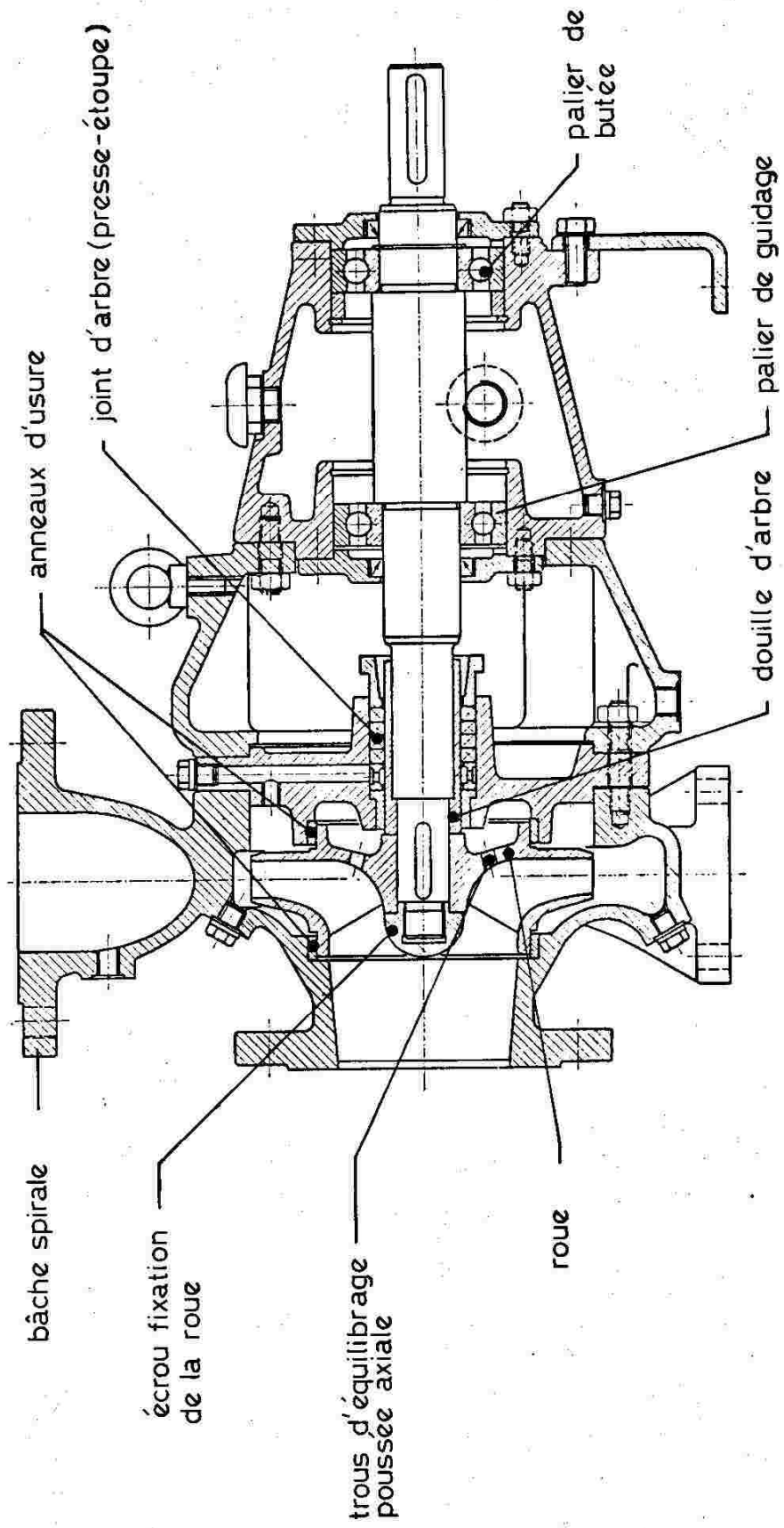
- la fixation de la roue sur l'arbre,
- les joints et douilles de protection d'arbre, les paliers, en particulier les paliers lisses,
- l'accouplement d'arbre,
- le ventilateur de la machine électrique

Autres points à examiner:

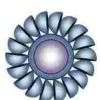
- le palier de butée est dimensionné pour une charge axiale correspondant aux pressions hydrauliques auxquelles est soumise la roue,
- la durée de vie des paliers correspond aux heures de service de la turbine,
- les paliers et la roue supportent la vitesse d'emballement (résistance aux forces centrifuges et aux vibrations, lubrification).

La figure 3. représente une coupe à travers une pompe centrifuge avec mention de composants et détails constructifs.





**Figure 3.:** Composants mécaniques d'une pompe centrifuge à un étage



#### 4. Domaine d'utilisation d'une pompe inversée comme turbine

Tenant compte du large éventail et du nombre de types de pompes à disposition sur le marché, le domaine d'application des pompes utilisées comme turbine est très vaste:

- de quelques mètres à plusieurs centaines de mètres pour la chute,
- de quelques litres/sec à un mètre cube/sec pour le débit.

La figure 4. présente le domaine d'application sous forme d'un diagramme.

La transformation de pompes en PAT-Francis ne concerne que les pompes à un étage ou les pompes à double flux. Il n'est en effet constructivement pas possible, ou très compliqué, d'équiper des pompes multi-étages en série d'un distributeur.

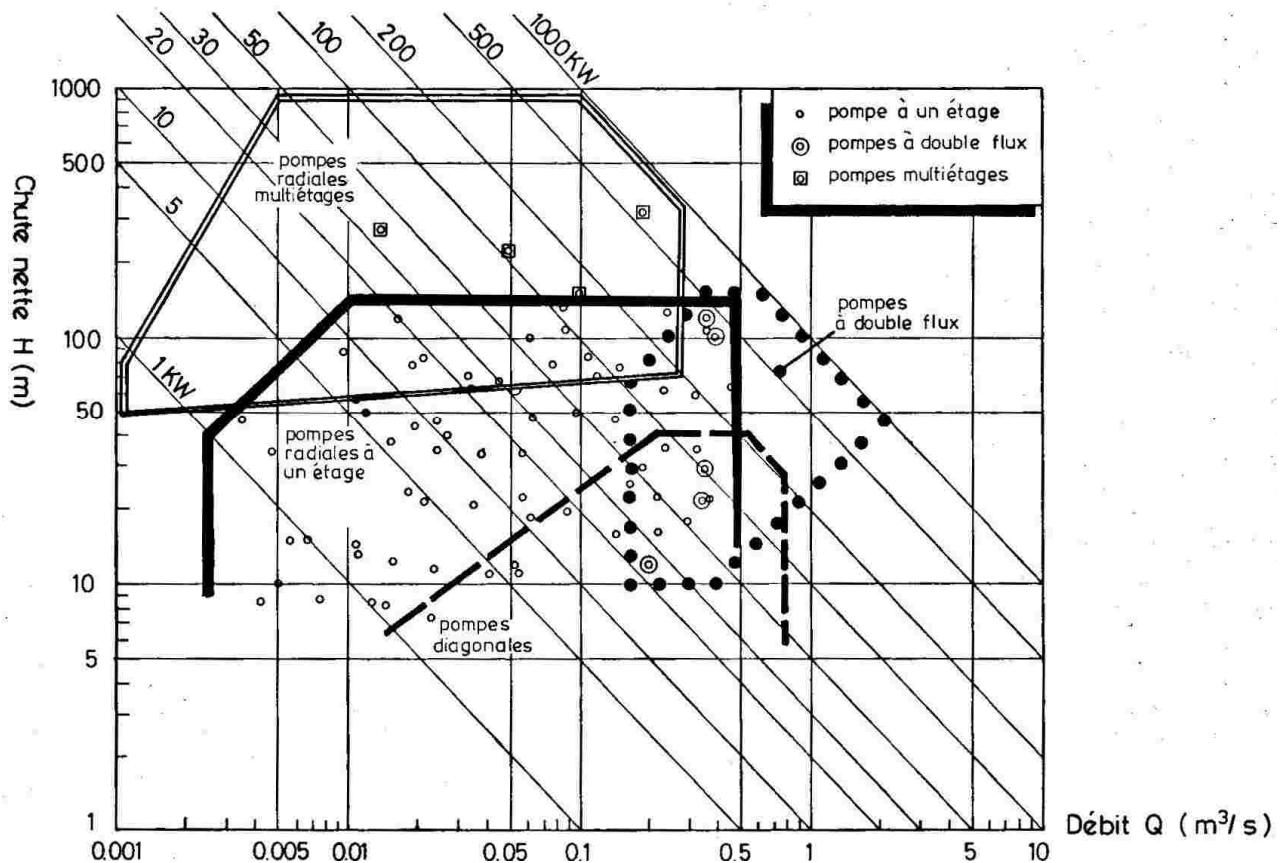
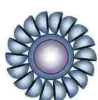


Figure 4.: Domaine d'utilisation (chute nette, débit, puissance) des pompes inversées (PAT)



## 5. Vitesse spécifique

Un paramètre important des pompes comme des turbines hydrauliques est la vitesse spécifique.

Elle est définie comme suit:

$$n_q = n \times Q^{1/2} / H^{3/4}$$

avec:

- $n$  (t/min) : vitesse de rotation (t/min)
- $Q$  (m<sup>3</sup>/s) : débit au point de fonctionnement optimum (rendement maximum)
- $H$  (m) : hauteur de refoulement (pompe) ou chute nette (turbine) au point de fonctionnement optimum

Etant donné que les points de fonctionnement des régimes "pompe" et "turbine" ne sont pas identiques, les vitesses spécifiques  $n_{qp}$  (pompe) et  $n_{qt}$  (turbine) diffèrent également.

La comparaison basée sur 80 courbes d'essai, voir figure 5., a montré que la vitesse spécifique en turbine est pratiquement proportionnelle à la vitesse spécifique en pompe.

$$n_{qt} = \text{env. } 0.89 \times n_{qp}$$

ce qui simplifie le passage de l'une à l'autre.

Le domaine d'application des pompes comme turbine est compris entre  $15 < n_{qp} < 100$ ,  
**la vitesse spécifique étant rapportée à un étage de pompe (vitesse spécifique unitaire).**

Pour le calcul de cette vitesse spécifique:

*la chute  $H$  doit être divisée par le nombre  $i$  d'étages travaillant en série pour les pompes multi-étages.*

$$n_q = n \cdot Q^{1/2} / (H/i)^{3/4}$$

*le débit doit être divisé par 2 pour les pompes à double flux (2 étages en parallèle)*

$$n_q = n \cdot (Q/2)^{1/2} / H^{3/4}$$

**C'est cette vitesse spécifique unitaire qui sera utilisée par la suite.**



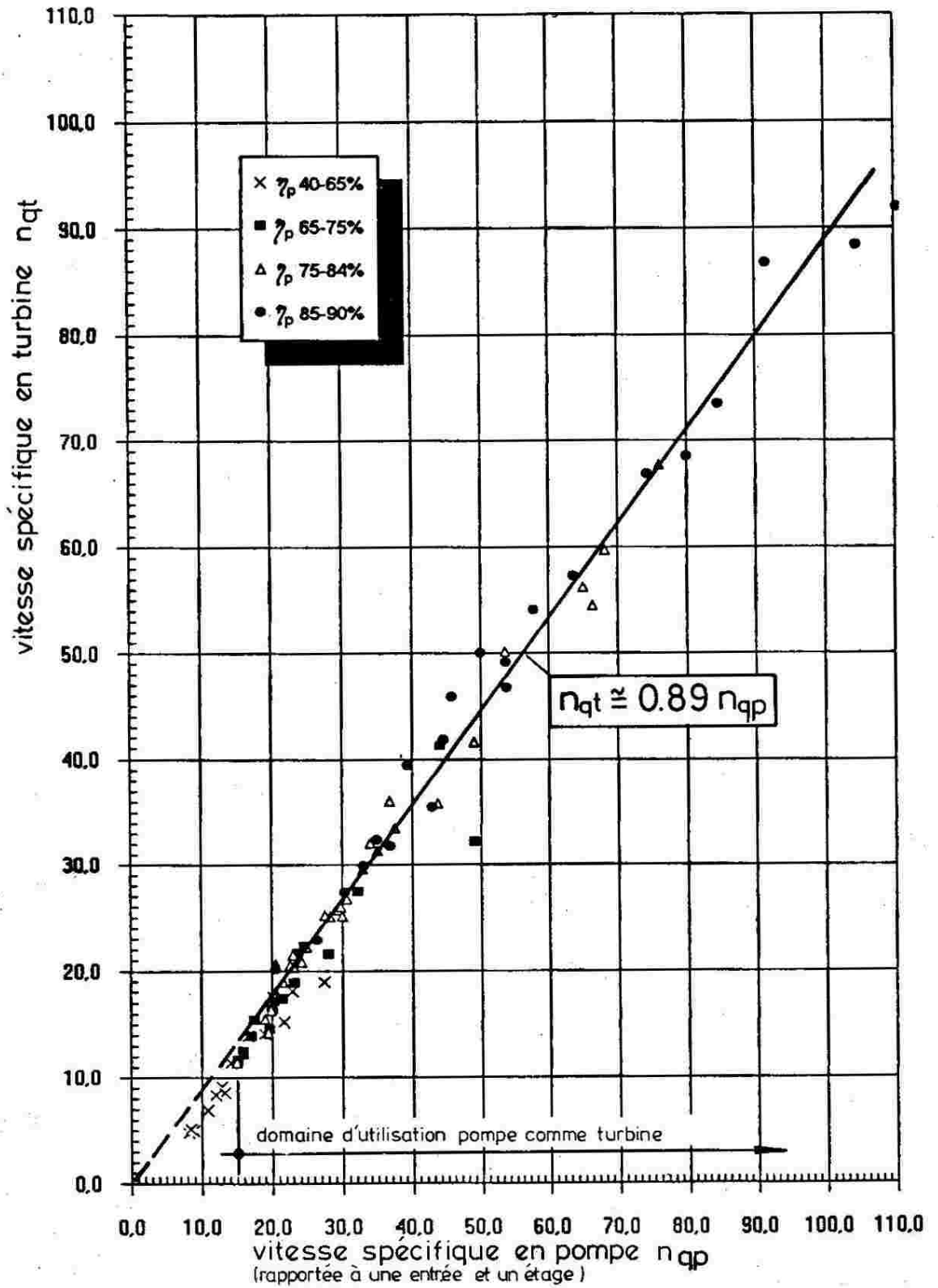


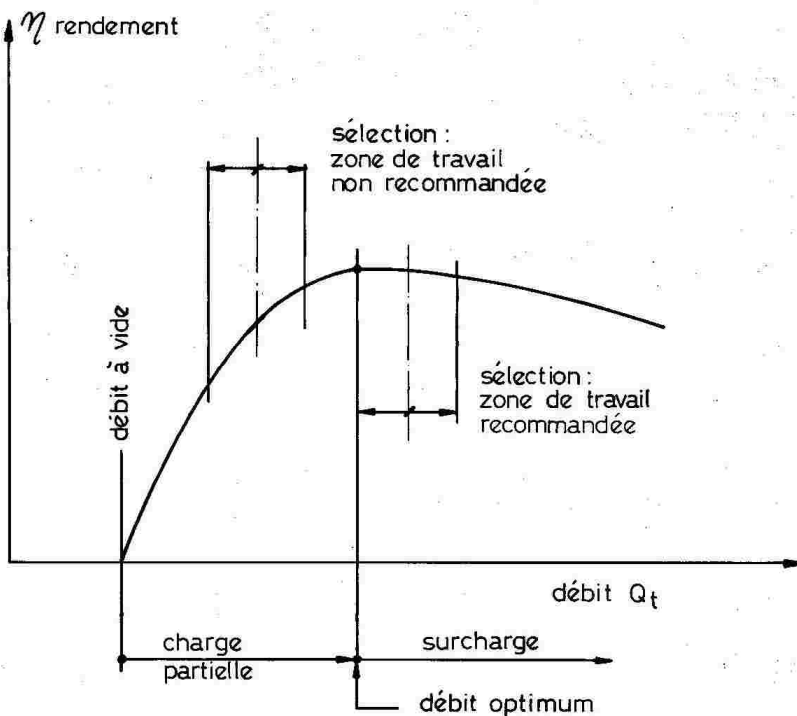
Figure 5.: Vitesse spécifique unitaire d'une pompe comme pompe et comme turbine



## 6. Rendement d'une pompe fonctionnant en turbine

La courbe de rendement d'une pompe en régime turbine a la forme suivante:

- la turbine ne produit de la puissance qu'à partir d'un débit minimum, dit débit à vide,
- jusqu'au débit optimum, le rendement augmente rapidement (zone de charge partielle),
- au-delà du point optimum, le rendement diminue lentement avec l'augmentation du débit.



La **valeur** du rendement maximum en turbine est très proche du rendement en pompe, généralement légèrement supérieur de 1 à 2%.

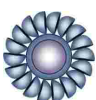
Il ne s'agit pas d'une règle absolue, et il peut arriver que le rendement en turbine soit quelque peu inférieur à celui de la pompe.

Le résultat plus favorable en mode turbine s'explique par la forme du canal de la roue.

L'écoulement en régime de pompage est divergent, de l'intérieur vers l'extérieur, ce qui conduit à des pertes plus élevées qu'en régime turbine, pour lequel l'écoulement est convergent.

Ces particularités conduisent aux recommandations suivantes pour la sélection de la pompe destinée à turbiner l'eau d'un site donné:

- en première approche, il est acceptable d'adopter pour la turbine le rendement de la pompe: meilleure sera la pompe, meilleure sera la turbine,



- au moment de la sélection de la grandeur de la machine, il est préférable de choisir une pompe légèrement sous-dimensionnée qui travaillera en turbine dans la zone de surcharge: une imprécision dans le dimensionnement aura moins de conséquences négatives si le point de fonctionnement se situe dans la zone de surcharge que dans le cas d'un fonctionnement à charge partielle.
- lorsqu'une pompe en turbine fonctionne parallèlement à une vanne by-pass, par exemple pour augmenter le débit de l'adduction, la chute à disposition diminue, et en conséquence le débit à travers la machine. Si le point de fonctionnement est choisi dans la zone de surcharge, le rendement va augmenter avec la diminution du débit, ce qui n'est pas le cas si la turbine travaille à charge partielle. Le rendement global sera meilleur.

La figure 6. indique la valeur typique du rendement d'une pompe en fonction du débit et de la vitesse spécifique (selon littérature, courbes établies sur base statistique).

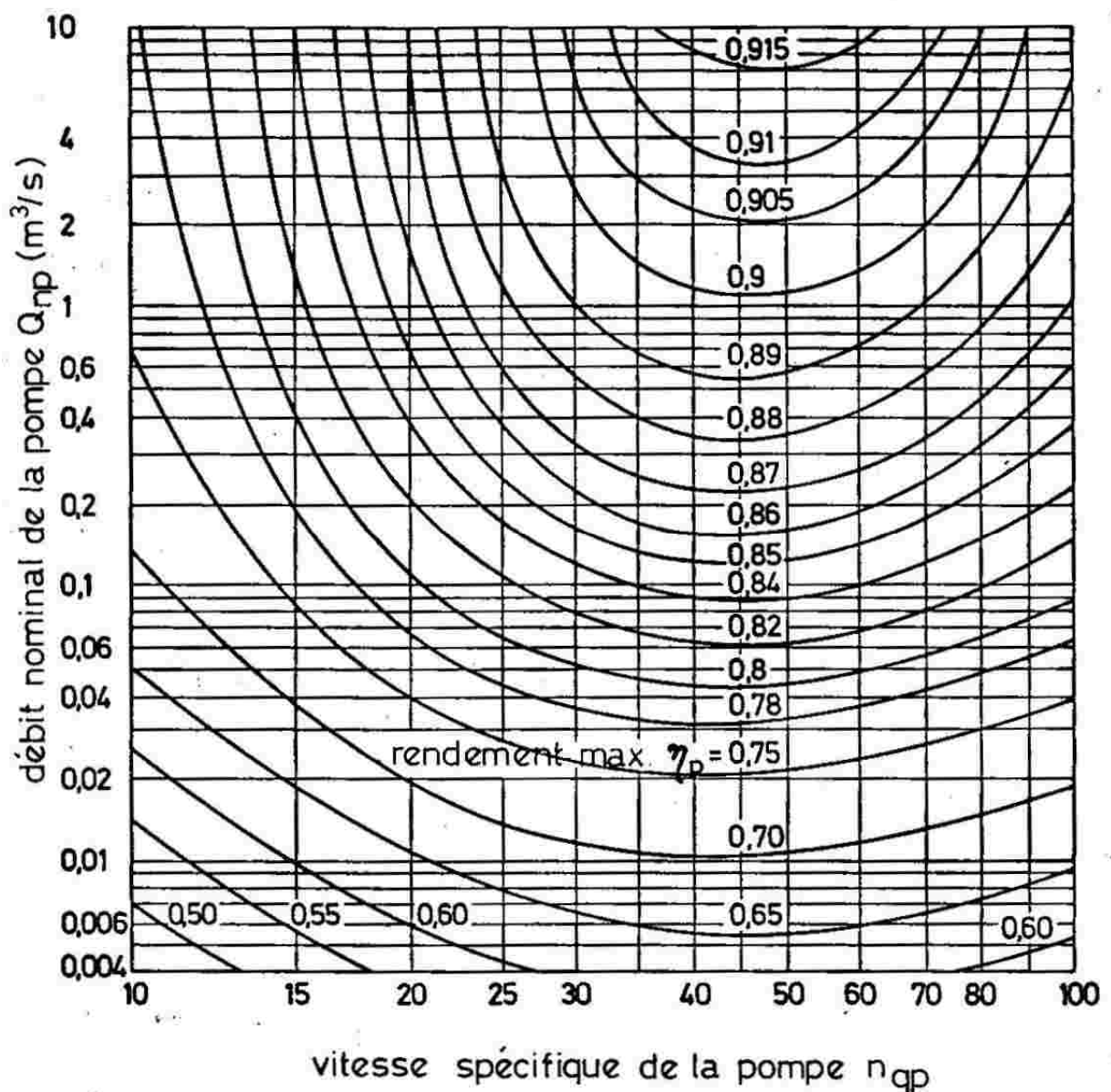


Figure.6.: Rendements de pompes en fonction du débit et de la vitesse spécifique



## 7. Point de fonctionnement optimum d'une pompe en régime turbine

Il n'existe pas de méthode de calcul simple permettant de prédire avec précision le point de fonctionnement et la forme de la caractéristique (courbe chute-débit) d'une pompe en régime turbine.

La méthode de sélection proposée pour les pré-études est basée sur l'utilisation de données statistiques.

En pratique, les deux diagrammes représentés sur la figure 7 permettent d'estimer avec une précision acceptable les points de fonctionnement d'une pompe en turbine.

Les diagrammes, en fonction de la vitesse spécifique unitaire  $n_{qp}$  de la pompe considérée, indiquent deux coefficients de conversion:

**Facteur de conversion chute:**  $C_H = H_t / H_p$

avec:

$H_t$  : chute nette en turbine

$H_p$  : hauteur de refoulement nette en pompe

**Facteur de conversion débit:**  $C_Q = Q_t / Q_p$

avec:

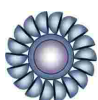
$Q_t$  : débit correspondant à  $H_t$  en turbine

$Q_p$  : débit correspondant à  $H_p$  en pompe

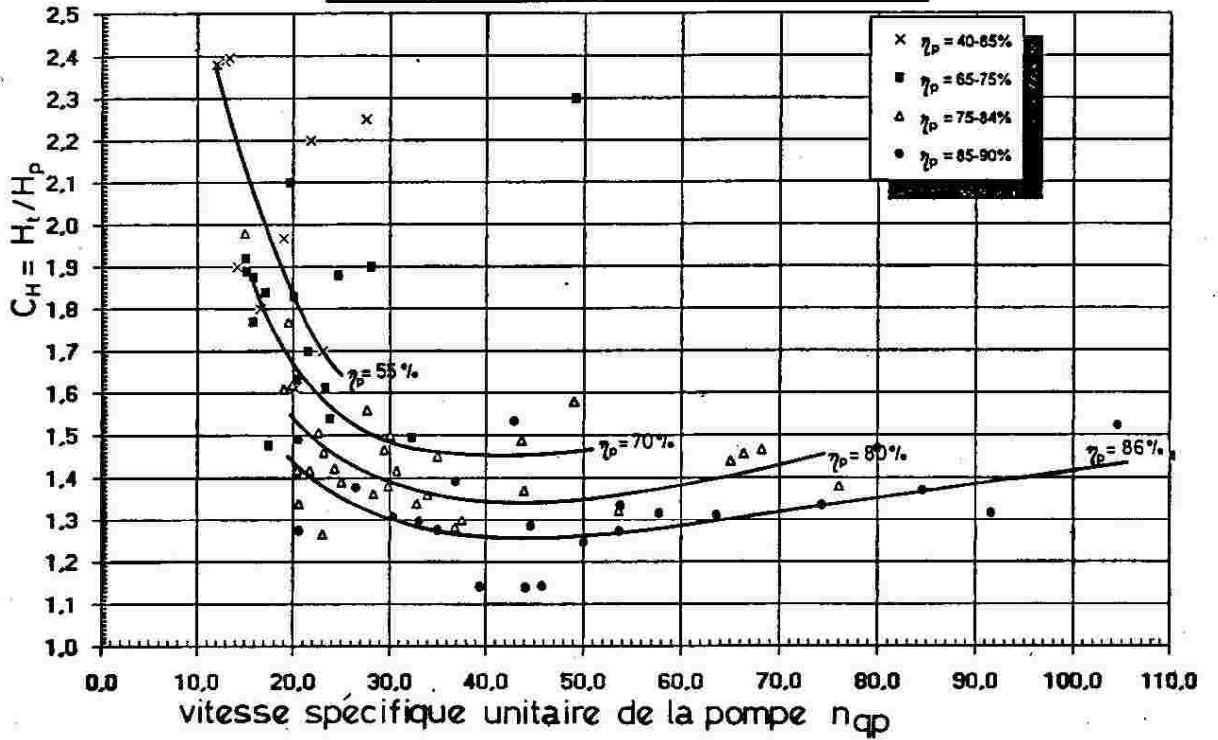
***Ces coefficients sont valables pour l'estimation du point de fonctionnement au rendement maximum, pour une vitesse de rotation identique.***

Les diagrammes ont été établis sur la base de résultats de mesure des courbes de 80 pompes, avec subdivision en fonction du rendement  $\eta_p$  de la pompe

Etant donné la dispersion des résultats, la précision reste limitée, mais cette approche permet la pré-sélection d'une ou plusieurs pompes pouvant fonctionner sur un site donné.



### Facteur de conversion pour la chute



### Facteur de conversion pour le débit

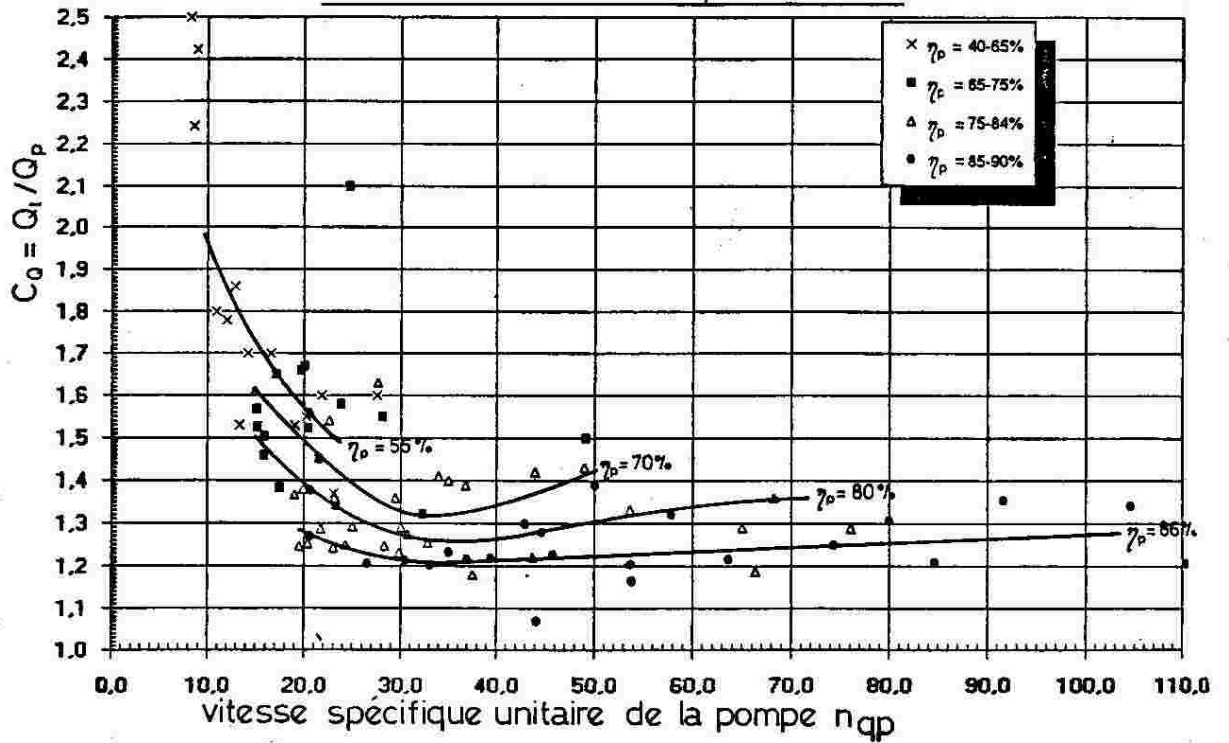


Figure 7.: Facteurs de conversion pour la chute et le débit d'une pompe en régime turbine



## 8. Forme des courbes caractéristiques d'une pompe en régime turbine

La pratique a montré que l'estimation du point de fonctionnement optimum d'une pompe fonctionnant comme turbine ne fournit pas une information suffisante pour la sélection.

D'une part à cause de l'imprécision inhérente à la méthode choisie, d'autre part parce que le point optimum ne correspond pas obligatoirement au point de travail (voir § 6).

Il est donc utile de pouvoir disposer d'informations sur la forme de la courbe chute-débit et puissance-débit pour l'élaboration d'un projet.

Les figures 8a et 8b, établies sur la base de données statistiques, donnent pour quatre valeurs relatives du débit

$$Q/Q_n = 0.8, 0.9, 1.1, 1.2$$

avec:

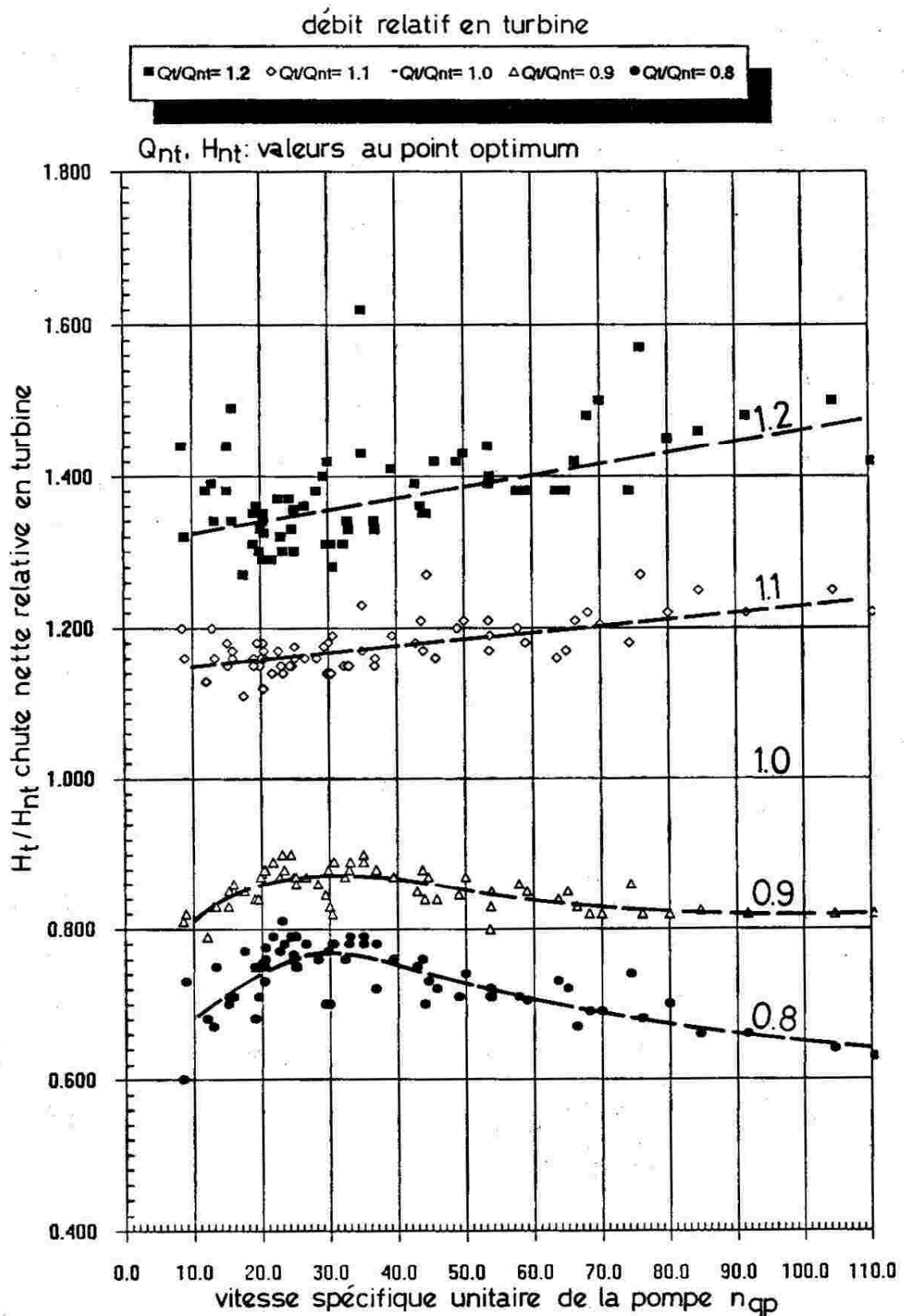
$Q$  : débit

$Q_n$ : débit nominal déterminé sur la base de la figure 7.

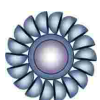
les valeurs relatives correspondantes de la chute  $H/H_n$  et de la puissance  $P/P_n$ ,  
 $H_n$  et  $P_n$  étant les valeurs nominales au débit  $Q_n$ .

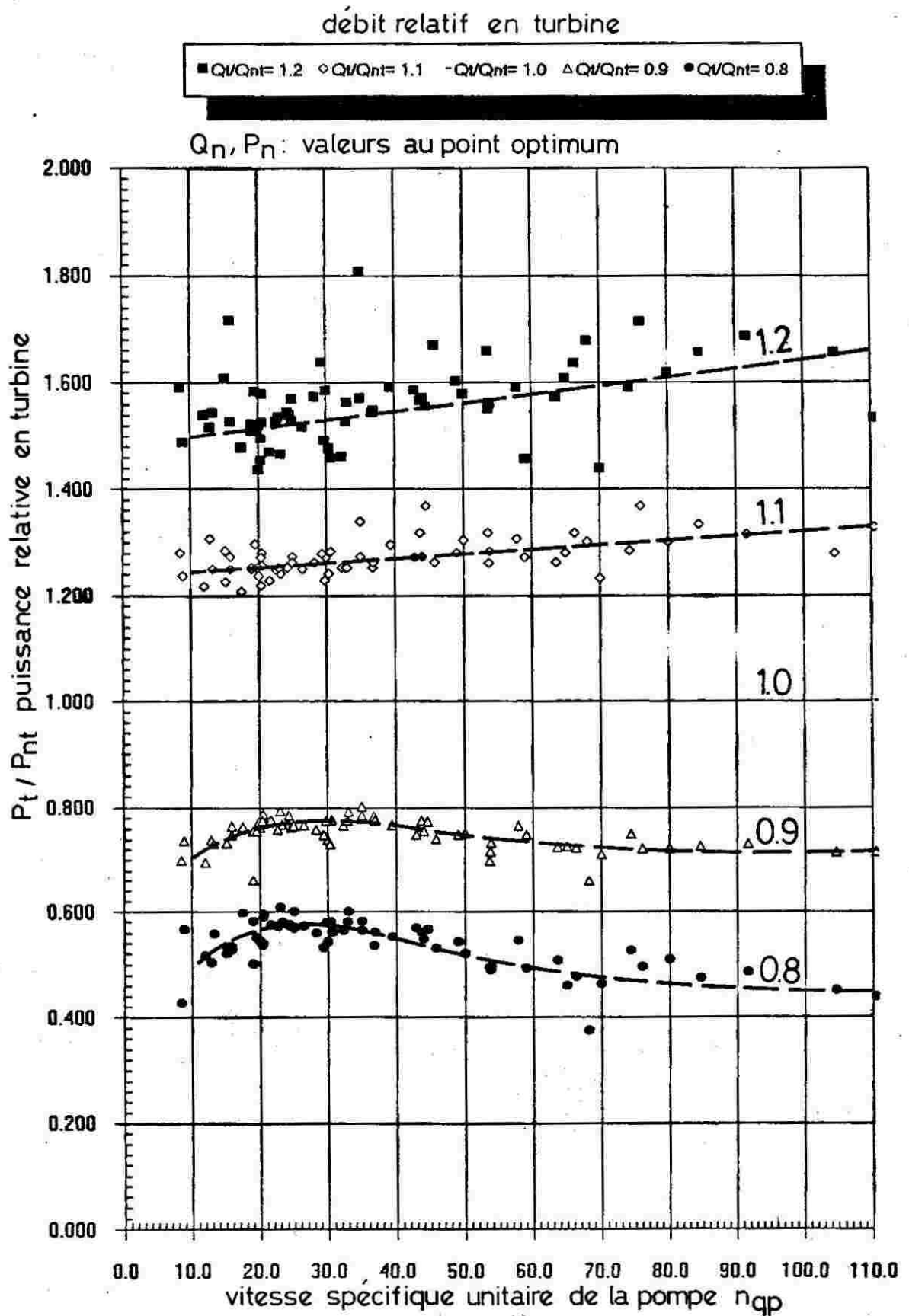
A l'aide de la figure 7. et des figures 8a et 8b, il est ainsi possible d'obtenir avec une bonne approximation les courbes caractéristiques en turbine d'une pompe donnée de vitesse spécifique unitaire  $n_{qp}$  en connaissant son rendement, son débit et sa hauteur de refoulement optimaux.





**Figure 8a :** Pompe en régime turbine.  
Rapport entre chute nette et chute nette au point optimum en fonction du débit relatif





**Figure 8b :** Pompe en régime turbine.  
 Rapport entre puissance mécanique et puissance mécanique au point optimum en fonction du débit relatif



## 9. Hauteur d'aspiration et cavitation d'une pompe fonctionnant comme turbine

Pour la détermination de la hauteur d'aspiration, il est proposé d'adopter les mêmes valeurs que pour une pompe fonctionnant à **débit et vitesse de rotation identiques** à celle de la turbine.

Ceci bien que les conditions d'écoulement soient plus favorables en régime turbine qu'en régime pompe.

Les valeurs utiles pour une pompe donnée sont généralement indiquées dans le catalogue du constructeur.

Comme pour une turbine traditionnelle, une partie de l'énergie cinétique à la sortie de la pompe en régime turbine pourra être récupérée par un tuyau d'aspiration conique placé directement en aval de la machine

## 10. Etapes de la sélection dans le cadre d'un projet

1. En fonction des données de l'aménagement et de la courbe des débits classés, définir le point de fonctionnement de la turbine (chute et débit).

Prévoir une certaine tolérance sur le débit, de 5 à 10% par rapport à la valeur désirée pour tenir compte:

- des écarts possibles entre calcul et réalité pour la courbe de l'adduction (par exemple de par l'incertitude du coefficient de rugosité admis pour le calcul des pertes de charge),
- de la gamme limitée et de l'écart entre grandeurs des pompes normalisées d'une même série utilisables pour le site,
- de l'imprécision de la prédiction des performances d'une pompe donnée en régime turbine.

2. Présélectionner une ou plusieurs vitesses de rotation pour la turbine et calculer la vitesse spécifique en turbine et en pompe (figure 5.). Le type de pompe utilisable pourra être déterminé à l'aide du diagramme de la figure 4.

3. Estimer, à l'aide des diagrammes de la figure 7., le point de fonctionnement en régime pompe pour les vitesses de rotation choisies.

Le rendement pourra être estimé à partir du diagramme de la figure 6.

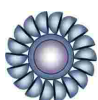
4. Rechercher une ou si possible plusieurs pompes dont le point de fonctionnement se rapproche des données calculées sous 3.

Sélectionner les machines parmi celles qui ont le meilleur rendement.

Choisir des machines pouvant fonctionner en pompage au double de la vitesse de rotation choisie pour la turbine (par ex. 3'000 t/min en pompe pour 1'500 t/min. en turbine).

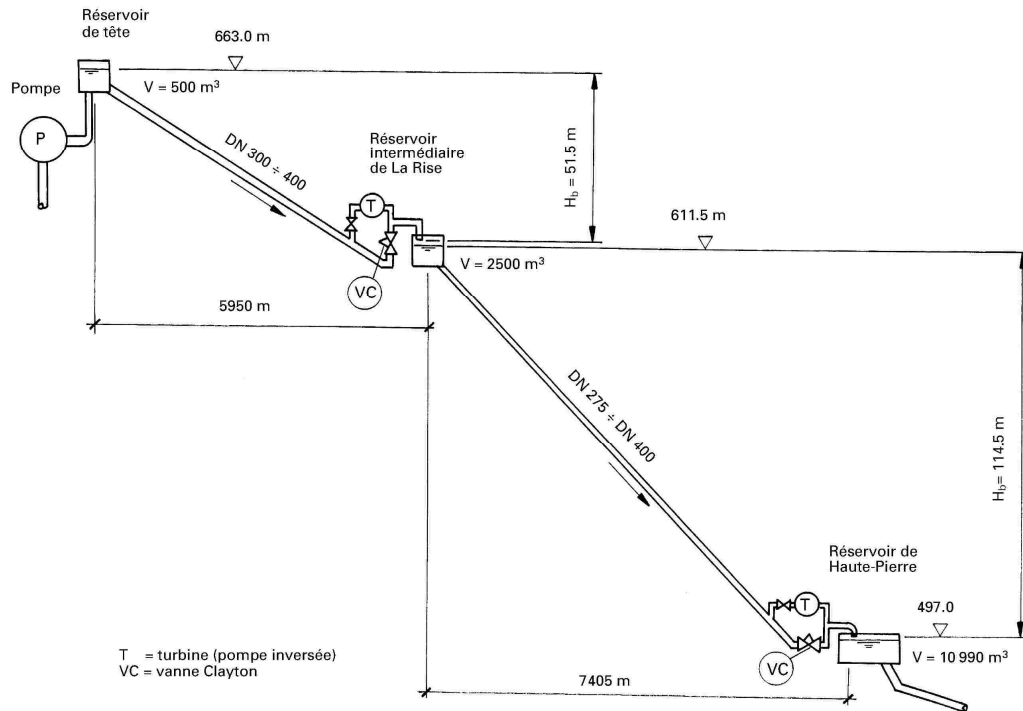
5. Calculer le point de fonctionnement en turbine et la forme des courbes caractéristiques pour les machines choisies sous 4 à l'aide des diagrammes des figures 7. , 8a et 8b.

6. Consulter les fabricants des pompes les mieux adaptées au projet pour vérification des caractéristiques hydrauliques et mécaniques, demande de prix et confirmation des courbes de fonctionnement en régime turbine.



## 11. Exemples pratiques – Adduction d'eau du Morand

JMC a réalisé deux microcentrales sur l'adduction d'eau du Morand, à Morges (VD).  
Deux pompes fonctionnant en turbine produisent de l'électricité depuis 1994.



### Morges – Adduction d'eau du Morand (VD) - 1994 Turbinage d'eau potable entre réservoirs

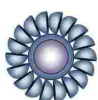
Réservoir Hautepierre  
Turbine-pompe H = 65m P = 35kW



Réservoir La Risaz  
Turbine-pompe H = 25m P = 15kW



Les deux turbines sont équipées de vannes de sécurité à commande hydraulique à eau selon système développé par JMC



## **Quelques considérations à propos de la sélection**

Les pompes utilisées comme turbines dans l'adduction du Morand ont été sélectionnées selon les critères décrits dans les paragraphes précédents.

Une première sélection par l'ingénieur a permis de cerner la grandeur des pompes dans la gamme standard de plusieurs fabricants. Cette connaissance a facilité la discussion avec les fournisseurs consultés dans le cadre de l'appel d'offre définitif et a permis de préciser dans le détail les caractéristiques voulues.

Dans la pratique, le constructeur peut proposer une ou plusieurs grandeurs de pompes en indiquant leurs performances, mais il n'est pas en mesure, n'ayant pas la connaissance détaillée des conditions d'exploitation, de recommander un type ou l'autre. Cette décision reste de la compétence de l'ingénieur en charge du projet.

Il est utile de ne pas oublier que le point de fonctionnement prévu dans le projet ne sera pas forcément atteint avec précision: il y a un écart entre les courbes caractéristiques de deux grandeurs voisines de pompes d'une gamme standard, et les ajustements des courbes par modification du profil hydraulique sont limités.

Le choix final fera donc l'objet d'un compromis après évaluation des avantages des grandeurs possibles de machines.



## Caractéristiques des pompes en turbine avant modification

Les figures 11.a et 11.b présentent les courbes caractéristiques des pompes installées à l'entrée des réservoirs de "La Rise" et de "HautePierre en régime pompe et en régime turbine.

Ces courbes concernent des machines dont le profil hydraulique n'a pas été modifié.

Il a paru utile à l'auteur de comparer les caractéristiques mesurées en turbine avec celles calculées selon la procédure décrite.

Les résultats numériques sont présentés ci-dessous:

### Pompe "La Rise"

#### Point optimum pompe:

vitesse de rotation:	n (t/min.)	1'450	1510
hauteur refoulement:	H (m)	10.8	11.1
débit:	Q (l/s)	52	52.7
rendement:	$\eta$ (%)	79	79

**Vitesse spécifique:** pompe 1 étage     $n = 1510$  t/min.     $n_{qp} = 57$

**Facteurs de conversion:**     $C_H = 1.38$      $C_Q = 1.32$

#### Point optimum turbine:

chute nette nominale turbine:     $H_{tn} = 15.3$  m

débit nominal turbine:     $Q_{tn} = 69.5$  l/s

puissance nominale turbine: (rendement admis 79%) :  $P_{tn} = 8.25$  kW

#### Courbes caractéristiques:

$Q_t / Q_{tn}$ :	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20
$Q_t$ (l/s) :	55.60	62.60	69.50	76.50	83.40
$H_t / H_{tn}$ :	0.71	0.84	1.00	1.19	1.40
$H_t$ (m) :	10.90	12.90	15.30	18.20	21.40
$P_t / P_{tn}$ :	0.50	0.74	1.00	1.28	1.57
$P_t$ (kW):	4.10	6.10	8.25	10.60	13.00

Les résultats sont présentés sur la figure 11.a



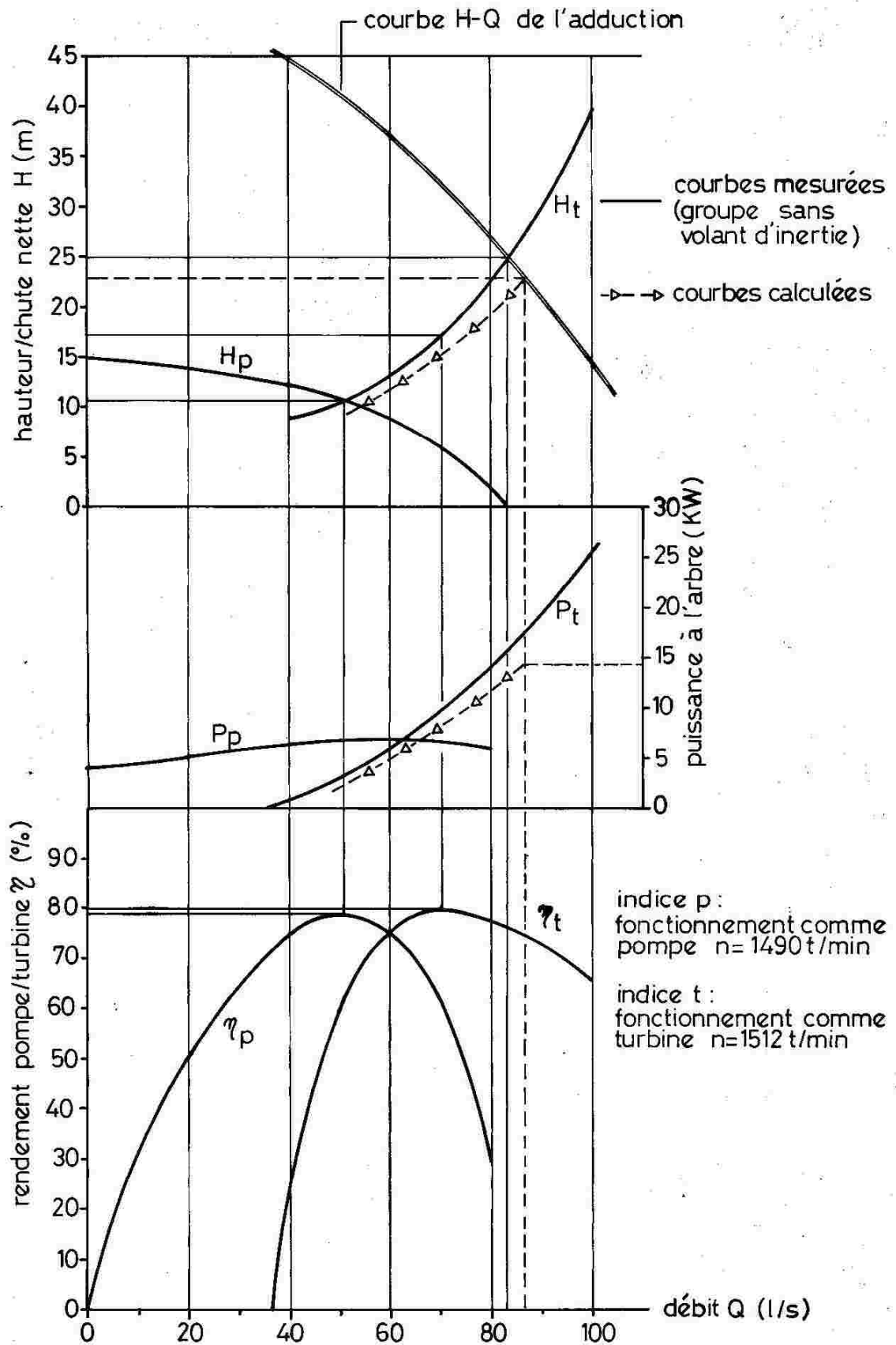
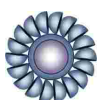


Figure 11a.: Courbes caractéristiques de la pompe non modifiée installée au réservoir de "La Rise"



## Pompe "HautePierre"

### Point optimum pompe:

vitesse de rotation:	n (t/min.)	1'450	1510
hauteur refoulement:	H (m)	31.0	33.6
débit:	Q (l/s)	37	38.5
rendement:	$\eta$ (%)	76.5	76.5

**Vitesse spécifique:** pompe 1 étage  $n = 1510$  t/min.  $n_{qp} = 21.2$

**Facteurs de conversion:**  $C_H = 1.56$   $C_Q = 1.43$

### Point optimum turbine:

chute nette nominale turbine:  $H_{tn} = 52.5$  m

débit nominal turbine:  $Q_{tn} = 55.0$  l/s

puissance nominale turbine: (rendement admis 76.5%) :  $P_{tn} = 21.7$  kW

### Courbes caractéristiques:

$Q_i/Q_{tn}$ :	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20
Q (l/s) :	44.00	49.50	55.00	60.50	66.00
$H_i/H_{tn}$ :	0.74	0.86	1.00	1.16	1.34
$H_i$ (m) :	38.90	45.20	52.50	60.90	70.40
$P_i/P_{tn}$ :	0.56	0.76	1.00	1.25	1.52
$P_i$ (KW):	12.20	16.50	21.70	27.10	33.00

Les résultats sont présentés sur la figure 11.b

### Remarques:

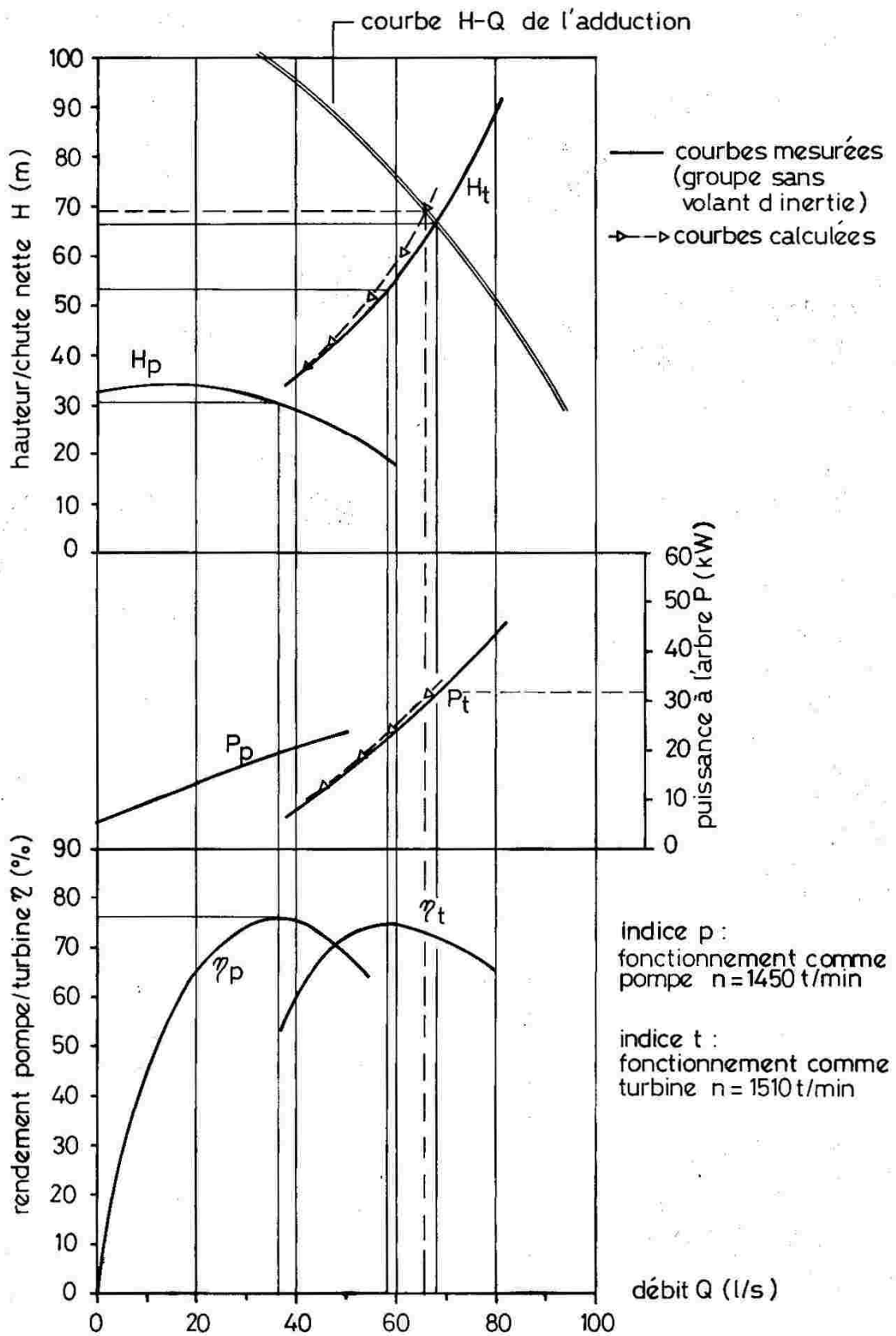
Dans les deux cas, les rendements mesurés en régime turbine sont proches des rendements en pompe (écart inférieur à 2%).

Il est utile de préciser que les courbes en pompe et en turbine sont mesurées à des vitesses différentes, différence qui s'explique par les glissements de signes opposés du moteur et de la génératrice asynchrone.

Pour le calcul, les courbes de la pompe sont converties à la vitesse de la génératrice (1510 t/min.)

Tenant compte que la méthode de calcul des caractéristiques est basée sur des données statistiques (pompes de provenances diverses), la concordance peut être qualifiée de satisfaisante. Sa précision est suffisante dans le cadre d'un projet.





**Figure 11b.:** Courbes caractéristiques de la pompe non modifiée installée au réservoir de "Hautepierre"



## Ajustement des caractéristiques en régime turbine.

Si la caractéristique chute-débit de la pompe en régime turbine diffère trop de celle souhaitée pour obtenir le point de fonctionnement attendu, il est possible de la modifier en intervenant sur le profil hydraulique de la pompe:

a)

en réduisant le diamètre de la roue, il est possible de déplacer le point de rendement maximum vers des débits plus faibles. Cette modification peut améliorer le fonctionnement à charge partielle.

b)

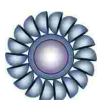
en intervenant sur la bêche spirale (nez), il est possible d'augmenter la capacité de la machine. C'est cette modification qui a été effectuée sur la pompe installée à Hautepierre. Elle a permis de déplacer le point de fonctionnement vers un débit supérieur tout en améliorant le rendement (voir figure 11c).

c)

en arrondissant les arêtes de sortie des aubes d'une roue de pompe, il est possible d'améliorer aussi ses performances. De par l'usinage de la roue, les arêtes de sortie de l'aubage d'une pompe sont tranchantes, ce qui n'influence guère les performances en pompe, mais n'est pas favorable dans le cas de l'écoulement inverse en régime turbine (décollement de l'écoulement et pertes à l'entrée de la roue).

Il est à noter que ces modifications ne permettent que des déplacements mineurs du point de fonctionnement, mais peuvent servir utilement à l'adaptation fine d'une pompe à un site donné et, de cas en cas, en améliorer le rendement.

Ces ajustements sont de la compétence du fabricant de la pompe qui possède l'expérience pratique voulue. Dans ce contexte, et pour éviter des montages et démontages onéreux sur site, il est recommandé de sélectionner des fournisseurs qui ont la possibilité de mesurer les performances de leur machine sur banc d'essai en usine et d'effectuer les modifications nécessaires en atelier.



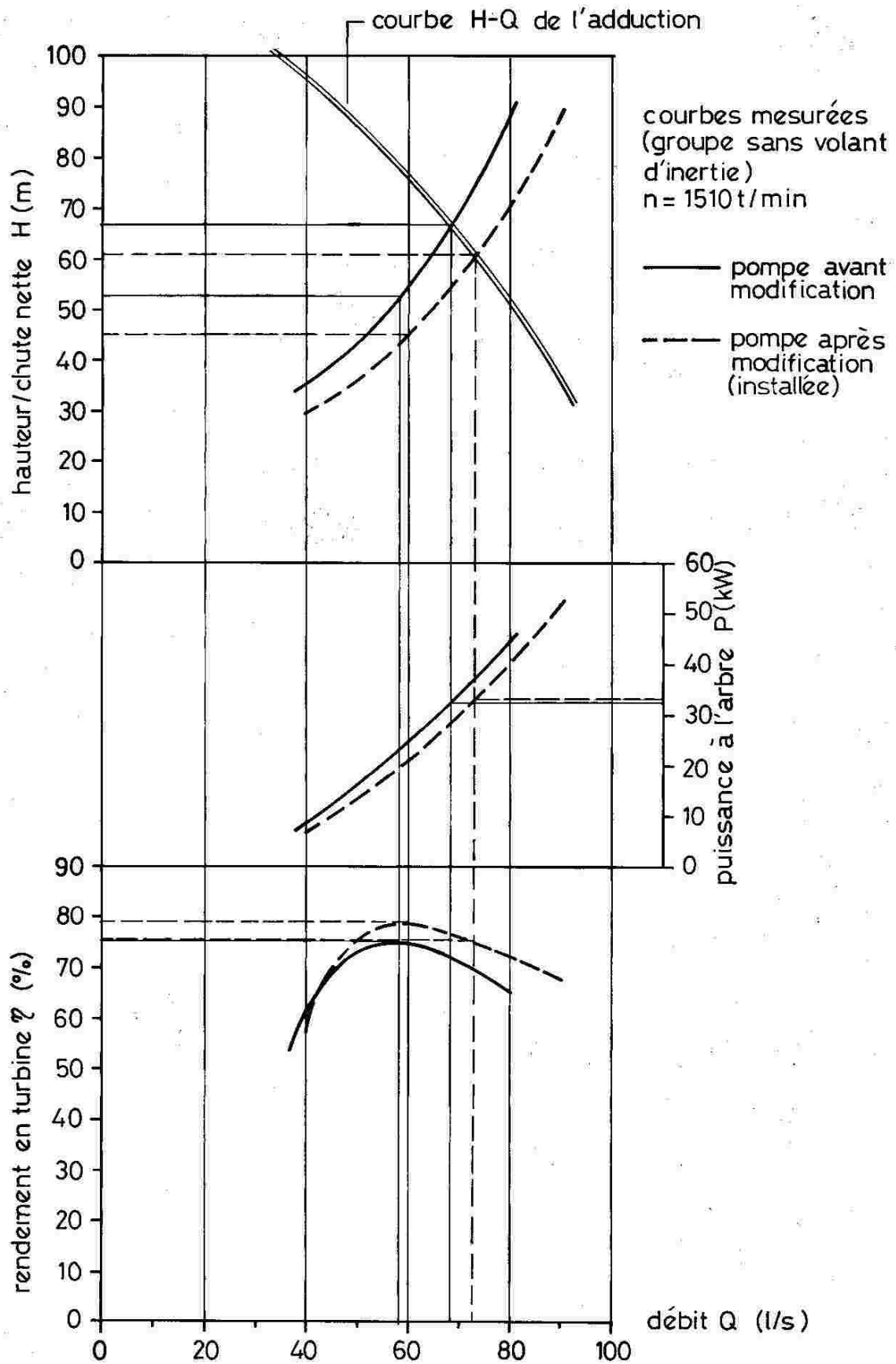


Figure 11c.: Courbes caractéristiques avant et après modification de la pompe installée au réservoir de "HautePierre"



## 12. Vitesse et débit d'emballlement

Les conditions extrêmes de fonctionnement d'une turbine à l'emballlement doivent être connues au moment du projet, car elles sont importantes pour l'évaluation des régimes transitoires. Elles font partie intégrante des informations techniques à fournir par le constructeur.

Les diagrammes suivants ont été établis sur une base statistique et montrent une très grande dispersion.

Les droites moyennes tracées, si elles permettent une bonne approche, peuvent donner des valeurs différant sensiblement de celles de la machine finalement sélectionnée.

Les figures 12a et 12b indiquent, en fonction de la vitesse spécifique unitaire de la pompe  $n_{pq}$ ,

les rapports  $n_{ep} / n_{np}$ ,

vitesse d'emballlement en turbine sur vitesse nominale de la pompe

et  $Q_{ep} / Q_{np}$ ,

débit d'emballlement sur débit nominal de la pompe.

Les valeurs sont valables pour la hauteur de refoulement  $H_p$  en pompe à la vitesse nominale  $n_{np}$ .

### **Utilisation des diagrammes:**

1. calculer la vitesse spécifique  $n_{qp}$  de la pompe sélectionnée,
2. tirer des diagrammes  $n_{ep} / n_{np}$  et  $Q_{ep} / Q_{np}$ ,
3. calculer les valeurs  $n_{ep}$  et  $Q_{ep}$  connaissant les vitesses  $n_{np}$  et débit  $Q_{np}$  nominaux,
4. calculer la vitesse  $n_e$  et le débit  $Q_e$  d'emballlement correspondant pour une chute nette  $H$  donnée à partir de la hauteur de refoulement en pompe  $H_p$

$$n_e = n_{ep} \times (H / H_p)^{1/2}$$

$$Q_e = Q_{ep} \times (H / H_p)^{1/2}$$

Sur les diagrammes sont indiquées les vitesses et débits d'emballlement mesurés des pompes en turbine des réservoirs de "La Rise" et de "HautePierre".



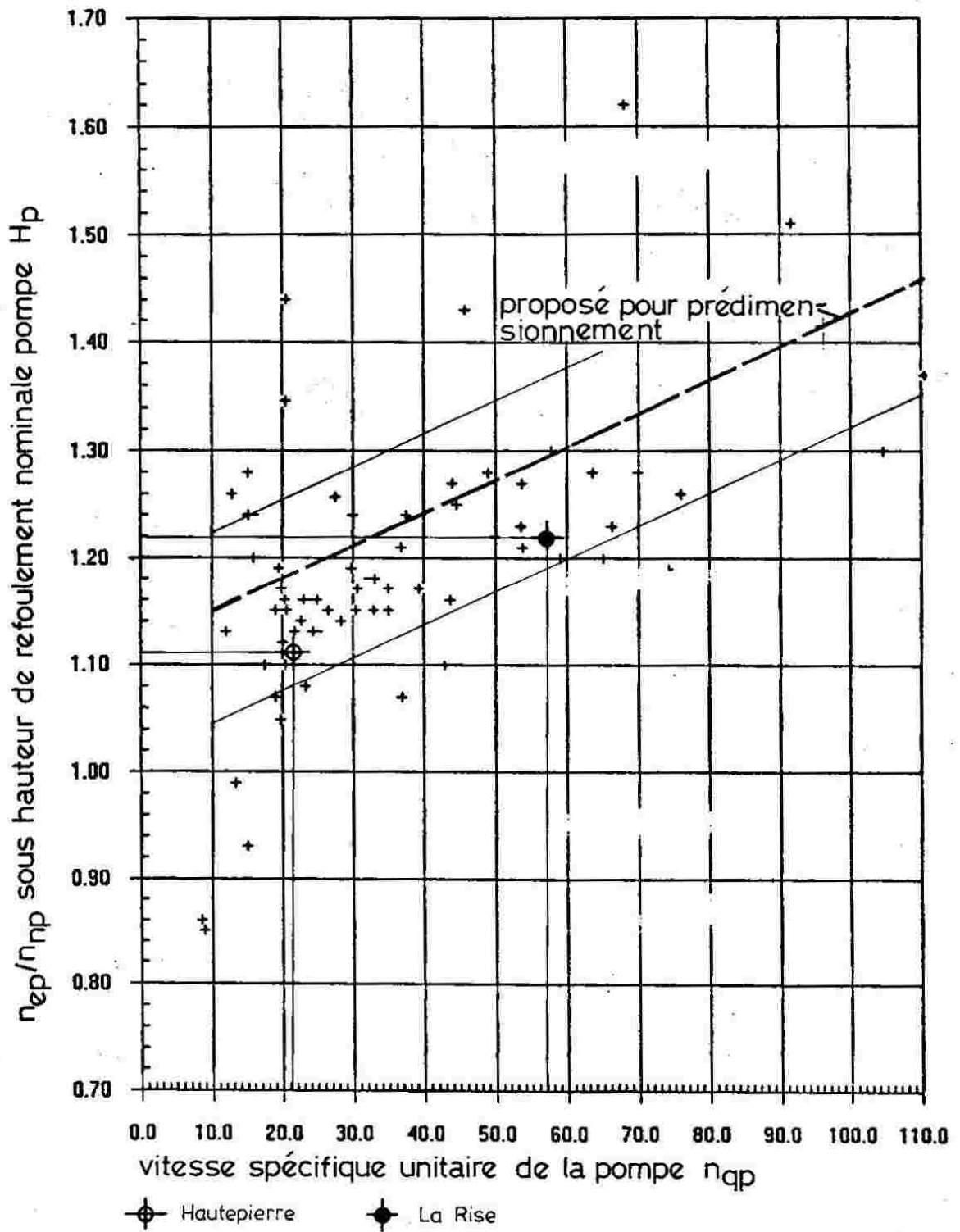


Figure. 12a.: Vitesse d'emballlement d'une pompe en turbine  $n_{ep}$ , rapportée à la vitesse nominale  $n_{np}$  et à la hauteur de refoulement en pompe  $H_p$



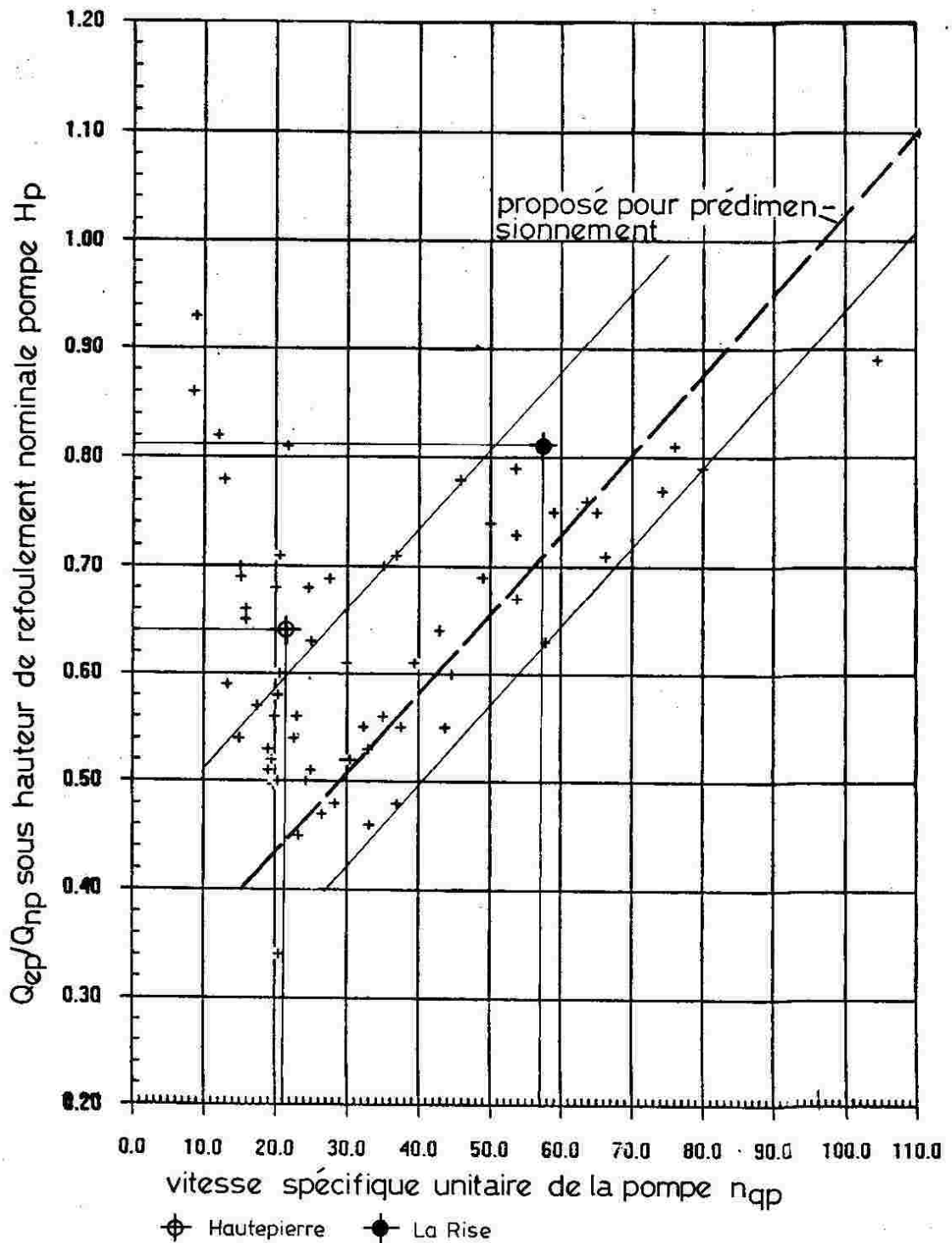


Figure. 12b.: Débit d'emballage d'une pompe en turbine  $Q_{ep}$ , rapportée au débit nominal  $Q_{np}$  et à la hauteur de refoulement en pompe  $H_p$

