

ASSOCIATION INTERNATIONALE DE RECHERCHES HYDRAULIQUES

ABAQUE POUR POMPES ET POMPES-TURBINES REVERSIBLES

par

Jean-Emile GRAESER

Chargé de cours EPFL

Institut de machines hydrauliques (IMH)

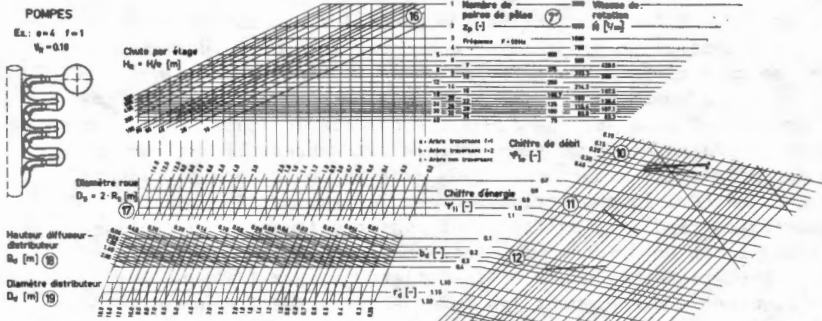
Ecole polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL) - Suisse

RESUME

Le travail dont nous présentons l'essentiel a été entrepris pour aider l'ingénieur de projet dans son choix lors de la détermination des caractéristiques principales de machines hydrauliques destinées à l'équipement d'installations de pompage. L'abaque qui en résulte est basé sur une étude des caractéristiques adimensionnelles de pompes et de pompes-turbines existantes. Il est constitué par différents diagrammes traduisant des relations physiques, les uns mathématiquement rigoureuses, les autres découlant de statistiques. Son originalité tient essentiellement à sa présentation qui met en évidence les influences réciproques des paramètres caractérisant machines et installations. Sur l'abaque lui-même figurent non seulement les lois découlant de l'étude susmentionnée, mais aussi les réseaux nécessaires à l'utilisation de ces données pour le calcul des grandeurs dimensionnelles de nouvelles machines.

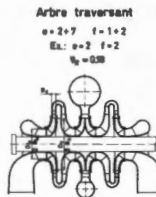
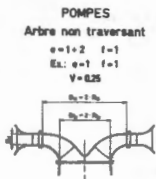
SYNOPSIS

We present here the main points of a study which was undertaken in order to help the project engineer in his choice of the principal characteristics of hydraulic machines meant for the fitting out of pumping installations. The resulting set of diagrams is based on a study of the adimensional characteristics of the existing pumps and pump-turbines. It is made up of different diagrams which express physical relationships, on the one hand mathematically exact and on the other resulting from statistical calculations. Its originality comes essentially from its presentation which shows the reciprocal influences of the parameters characterising machines and installations. In the set of diagrams we not only find the laws resulting from the above-mentioned study, but also the networks essential for the use of this data for the calculation of the real dimensions of the new machines.

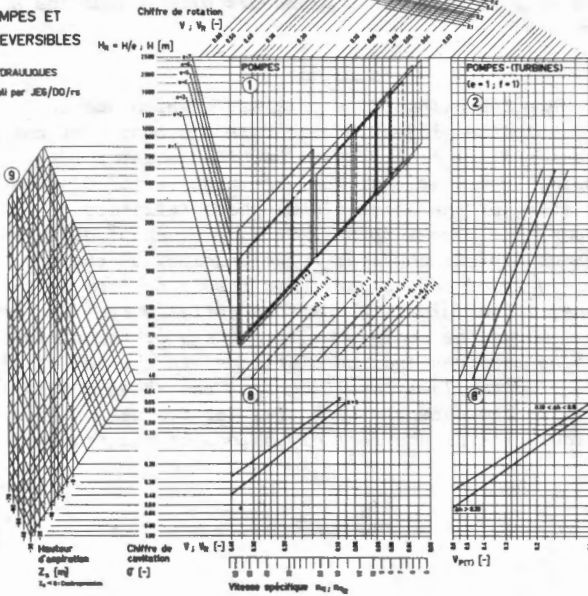


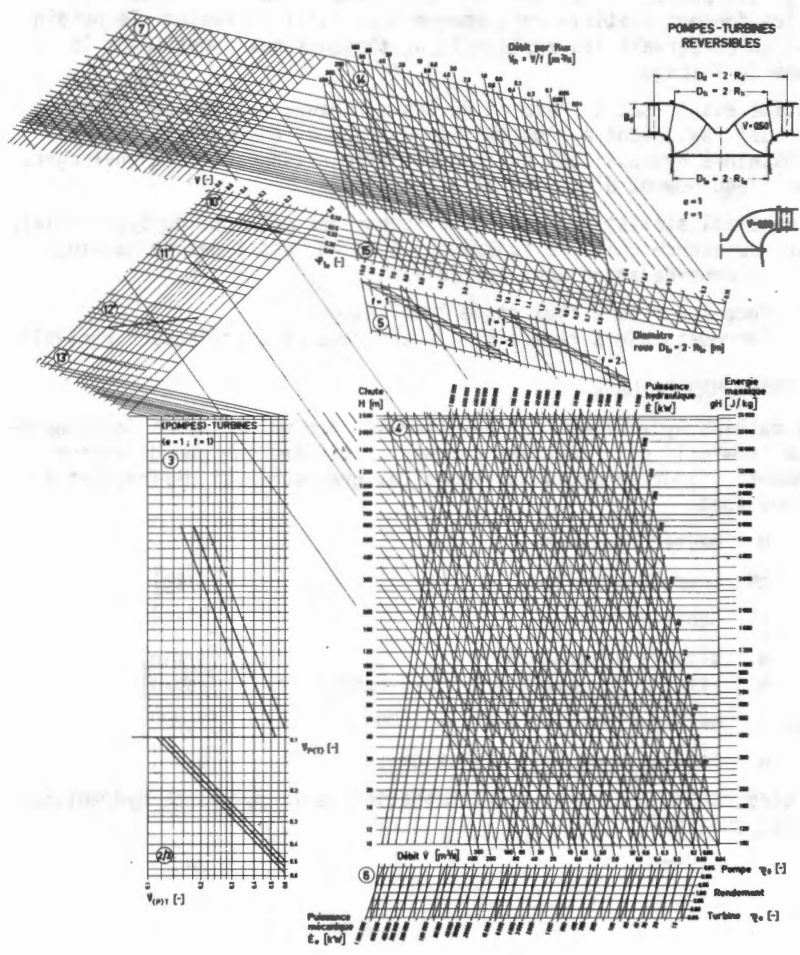
**ABAQUE POUR POMPES ET
 POMPES-TURBINES REVERSIBLES**

INSTITUT DE MACHINES HYDRAULIQUES
 EPFL Octobre 1977 Etabli par JES/DO/rs



Original: M6 11/77





ABaque POUR POMPES ET POMPES-TURBINES REVERSIBLES

1. INTRODUCTION

Le prétexte de cette étude est le désir de rassembler les résultats statistiques d'une enquête sur les pompes et pompes-turbines réversibles sous forme d'un abaque constituant un instrument de travail utile à l'ingénieur chargé de l'établissement d'un avant-projet d'aménagement hydro-électrique. Cet abaque se présente comme un ensemble graphique constitué par un "squelette" traduisant des relations physiques mathématiquement rigoureuses, sur lequel sont reportées différentes courbes, résultats de statistiques. Cette disposition originale permet à l'utilisateur d'introduire sans peine de nouvelles données statistiques, chaque fois qu'il en ressent le besoin, tout en conservant les réseaux logarithmiques qui constituent la trame de l'abaque.

Destiné avant tout à l'examen de cas généraux, cet abaque permet de procéder rapidement à l'estimation du type et des caractéristiques de machines hydrauliques qui peuvent être raisonnablement envisagées pour l'équipement d'une installation donnée.

Le matériel statistique utilisé concerne des machines du type radial, d'une puissance unitaire supérieure à 10 MW. Les types de machines pris en considération sont les suivants:

- Pompes à 1 ou 2 flux et de 1 à 7 étages
- Pompes-turbines réversibles à une roue et distributeur réglable.

2. GRANDEURS DE BASE

Une machine hydraulique est caractérisée par un régime de fonctionnement "nominal" qui, pour les pompes, ne diffère que peu du régime "sommet" (.) de rendement optimum. Les grandeurs qui définissent ce régime sont

H	Hauteur de chute	[m]
ou gH	Energie massique	[J/kg]
\dot{V}	Débit volumique	[m ³ /s]
\dot{N}	Vitesse de rotation	[t/min]
ou N	Vitesse de rotation $N = 2 \cdot \pi \cdot \dot{N} / 60$	[rad/s]
Avec μ	Masse volumique (eau $\mu = 1000$)	[kg/m ³]
et g	Constante de la gravitation ($g = 9.81$)	[m/s ²]

Le diagramme (4) permet la détermination de la puissance hydraulique correspondante:

$$\dot{E} = \mu \cdot \dot{V} \cdot gH \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}]$$

La puissance mécanique effective au plateau d'accouplement de la machine vaut, pour une pompe d'un rendement global η_e^- :

$$\dot{E}_e = \dot{E}/\eta_e^- = u \cdot \dot{V} \cdot gH \cdot 10^{-3} / \eta_e^- \quad [kW]$$

Le diagramme (6) est l'expression de cette relation.

Les lois de similitude utilisées pour la comparaison des machines hydrauliques conduisent à définir un paramètre adimensionnel, le chiffre de rotation v :

$$v = N \cdot (\dot{V}/\pi)^{1/2} / (2gH)^{3/4} \quad [-]$$

Il convient de distinguer le chiffre de rotation v , déterminé à partir des grandeurs caractéristiques de la machine, du chiffre de rotation v_R propre à une roue (indice R) de la machine comportant f flux et e étages, véritable facteur de forme caractérisant l'aubage pour un régime de fonctionnement donné:

$$v_R = N \cdot (\dot{V}_R/\pi)^{1/2} / (2gH_R)^{3/4} = v \cdot e^{3/4} / f^{1/2} \quad [-]$$

Croisement d'un double réseau faisant intervenir H , resp. gH , \dot{V} et N , le diagramme (7), avec échelle (7), permet de déterminer v pour des valeurs $N = 3000/z_p$, correspondant à des vitesses synchrones pour une fréquence $F = 50$ Hz et un nombre z_p de paires de pôles du moteur-alternateur. Des droites obliques dans le diagramme (1) conduisent à v_R à partir de v .

A partir de considérations touchant également aux lois de similitude, on définit un chiffre de cavitation propre à la roue:

$$\sigma = \left[(P_a - P_v) / \mu - g \cdot Z_s \right] / gH_R = (NPSH) / H_R \quad [-]$$

où P_a	Pression barométrique	$[N/m^2]$
P_v	Pression de dégagement de vapeur	$[N/m^2]$
Z_s	Hauteur d'aspiration, selon norme CEI	$[m]$
NPSH	"Net positive suction head"	$[m]$

Le diagramme (9) est l'expression de cette relation, compte tenu d'une valeur numérique de $(P_a - P_v)$ correspondant à 9,5 m de colonne d'eau.

Les dimensions essentielles du canal hydraulique, R_{1e} , R_{1i} , B_d et R_d , définies sur les coupes de machines figurant dans l'abaque, sont liées aux chiffres adimensionnels suivants:

$$\text{Chiffre de débit } \phi_{1e} = c_m / u_{1e} = \left[\dot{V} / (\pi \cdot R_{1e}^2) \right] / (R_{1e} \cdot N) \quad [-]$$

$$\text{Chiffre d'énergie } \psi_{1i} = 1 / u_{1i}^2 = gH / \left[(R_{1i} \cdot N)^2 / 2 \right] \quad [-]$$

Autres chiffres: $r_{1i} = R_{1i}/R_{1e}$ [-]
 $b_d = B_d/R_{1e}$; $b'_d = B_d/R_{1i}$ [-]
 $r_d = R_d/R_{1e}$; $r'_d = R_d/R_{1i}$ [-]

Les diagrammes ⑤, ⑭, ⑮, d'une part, et ⑯, ⑰, ⑱, d'autre part, mettent graphiquement en oeuvre ces expressions.

3. ELEMENTS STATISTIQUES

3.1. Caractéristiques de fonctionnement

Le classement des pompes dans un plan H-v présente une certaine ordonnance, les points représentatifs de chaque type de pompe étant localisés à l'intérieur de contours bien définis. La figure 1, correspondant au diagramme ① de l'abaque, en est l'illustration.

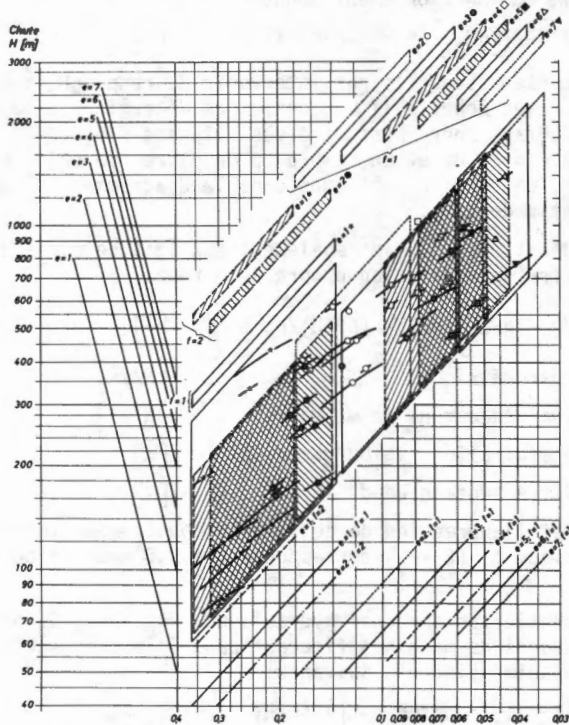
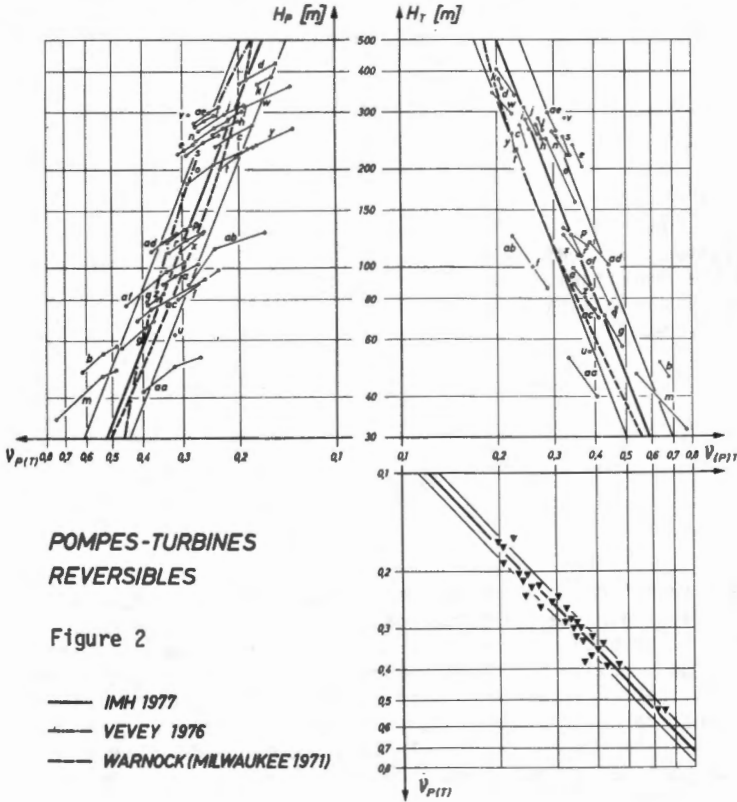


Figure 1

Un classement identique des pompes-turbines réversibles permet de constater l'existence d'une relation $v = f(H)$, aussi bien pour le régime pompe que pour le régime turbine. La figure 2 permet une comparaison entre les résultats de notre étude et ceux de travaux semblables. Les bandes définies sur les différents quadrants de cette figure contiennent le 68% des points représentatifs des machines considérées. On remarquera la relation étroite entre les chiffres de rotation caractérisant les deux régimes d'une même machine. Les diagrammes (2), (3) et (2/3) reprennent ces différents éléments.

La recherche de relations statistiques dans le domaine de la cavitation présente quelques difficultés. Le peu de données précises concernant les machines et installations existantes constitue, en effet, un obstacle non négligeable à l'établissement de relations d'une pré-

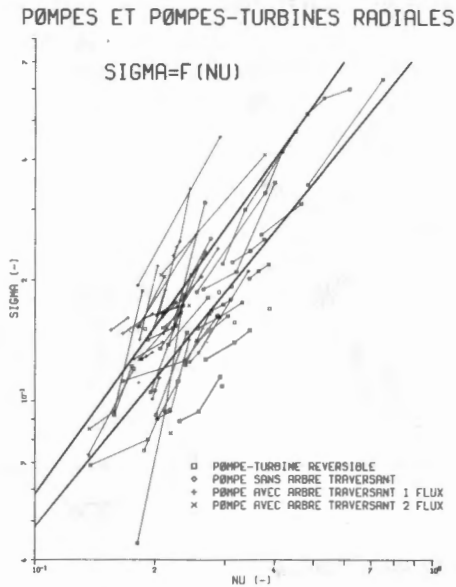


cision suffisante, illustrant l'influence des différents facteurs sur le choix du chiffre de cavitation. L'influence de la chute et de ses fluctuations sur ce chiffre n'a pu qu'être partiellement mise en évidence.

A partir des valeurs de la "hauteur d'aspiration" Z_s propre à chaque cas étudié, nous avons déterminé une valeur effective du σ relatif à un ou plusieurs régimes de la même machine. La figure 3 est le résultat de l'exécution de ces opérations par un ordinateur. Les différents points relatifs à une même machine sont reliés par une ligne parfois brisée et les droites principales sont les lieux de la moyenne (droite de Gauss) des σ calculés pour le régime nominal de pompes avec et sans arbre traversant.

Figure 3

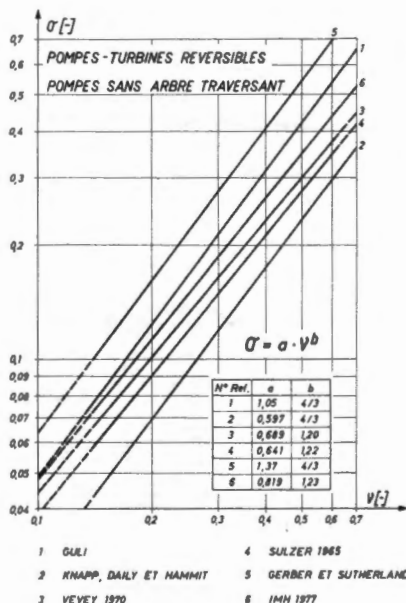
La droite supérieure est relative aux roues avec arbre traversant, l'autre aux roues sans arbre traversant.



La figure 4 permet de comparer la droite relative à des pompes sans arbre traversant avec celles proposées par différents auteurs. La relation $\sigma = f(v)$ proposée par l'IMH fait intervenir implicitement l'influence de la chute sur le phénomène de cavitation et ses effets destructeurs. Cette circonstance explique qu'à l'image de deux autres relations de cette figure, l'exposant de la fonction, donc la pente de la droite, traduit l'existence d'une marge de sécurité plus grande pour les pompes à petit chiffre de rotation qui équipent les hautes chutes.

Finalement, la figure 5 met en évidence l'effet des fluctuations extrêmes de la chute sur σ . On retrouve les principaux éléments de ces figures sur les diagrammes (8) et (8')

Figure 4



3.2. Dimensions

En ramenant les dimensions essentielles R_{Te} , R_{1i} , B_d et R_d des pompes et des pompes-turbines à des chiffres adimensionnels, on constate qu'il existe pour chacun de ces chiffres une relation avec le chiffre de rotation ν_p , ce qui confirme le caractère de facteur de forme attribué à ce dernier. Les figures 6, pour les pompes, et 7, pour les pompes-turbines, mettent en évidence ces relations. Chaque courbe, en fait une droite de Gauss, est complétée par une bande à l'intérieur de laquelle se trouvent 50% des points représentatifs des machines étudiées. Les courbes ainsi déterminées se retrouvent dans les diagrammes (10), (11), (12), (10'), (11'), (12'), (13').

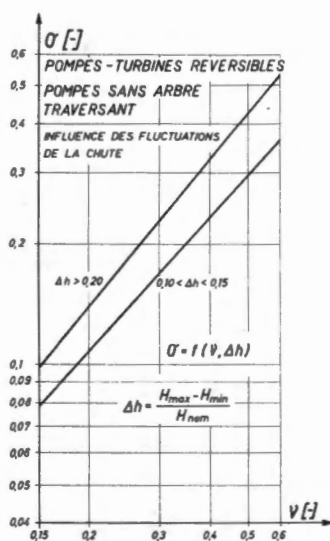


Figure 5

Figure 6

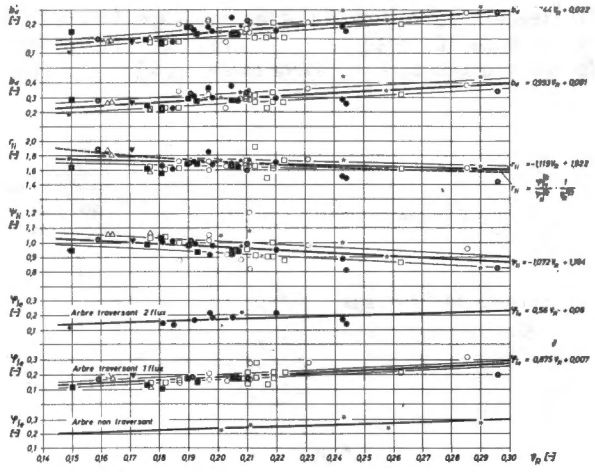
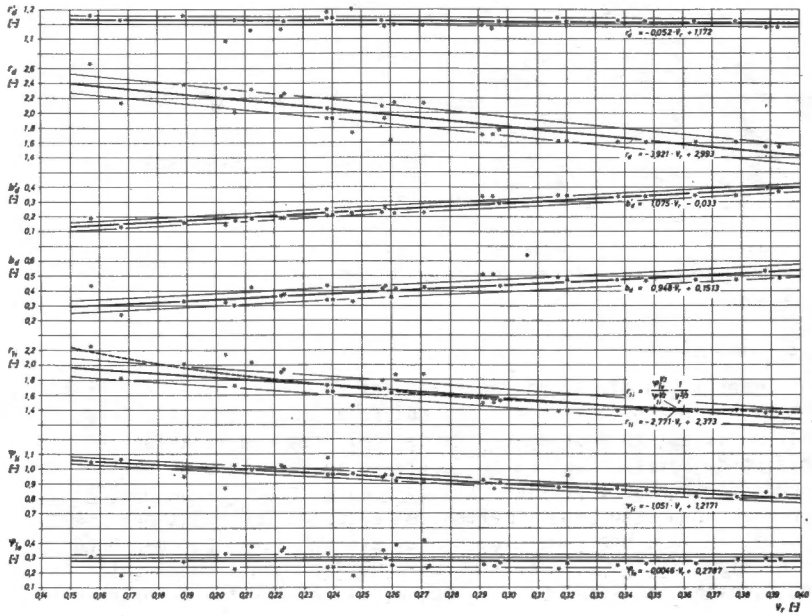
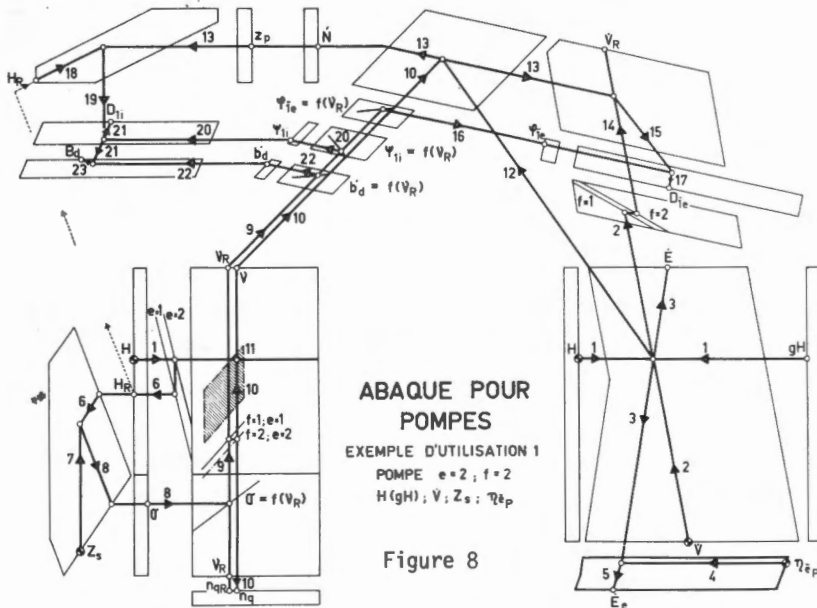


Figure 7



4. UTILISATION DE L'ABAQUE

L'abaque est destiné à la résolution rapide de différents problèmes-types. La figure 8 est un exemple d'utilisation pratique parmi d'autres. Il s'agit de la marche à suivre pour déterminer le type (nombre d'étages e et de flux f), les caractéristiques (chiffre de rotation v , vitesse N , puissance E_e , chiffres de débit ϕ_{1e} et d'énergie ψ_{1i}) et les dimensions principales (R_{1e} , R_{1i} , B_d) d'une pompe à partir de la chute H , du débit V , de la hauteur d'aspiration Z_s et du rendement η_e .



5. CONCLUSION

Cette courte présentation de l'abaque et de sa préparation ne donne, faute de place, qu'un bref aperçu des possibilités qu'offre cet instrument de travail. Le lecteur désireux d'en savoir davantage pourra se référer utilement au texte plus complet (avec bibliographie) consacré à cette étude. En outre, il convient de préciser que l'abaque original est une planche de 1070 x 1640 mm dont la lecture est évidemment beaucoup plus facile que celle de la réduction qui accompagne ce texte.

Texte complet et abaque, sous forme de planche 85 x 130 cm ou 53 x 81 cm sont disponibles à l'Institut de machines hydrauliques EPFL; 26, Avenue de Cour; CH 1007, LAUSANNE (Suisse).