N° d'ordre : 674
50376
1978
32

50376
1978
32

THESE

PRÉSENTÉE A

L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET
TECHNIQUES DE LILLE

POUR OBTENIR

LE GRADE DE DOCTEUR DE 3ÈME CYCLE

EN

MECANIQUE DES FLUIDES

PAR

GUY CAIGNAERT

BIBLIOTHÈQUE UNIVERSITAIRE
Section de SCIENCES
LILLE

CONTRIBUTION A L'ÉTUDE DES INTERACTIONS ENTRE LE BEC DE LA VOLUTE ET LA ROUE D'UNE POMPE CENTRIFUGE

SOUTENUE LE 28 FÉVRIER 1978 DEVANT LA COMMISSION D'EXAMEN :

M. ZEYTOUNIAN	PRÉSIDENT
M. OUZIAUX	RAPPORTEUR
M. CHAUVIN	EXAMINATEURS
M. GUITON	

030 025674 2

- AVANT - PROPOS -

Je désire exprimer ma reconnaissance à Monsieur le Professeur R. OUZIAUX qui m'a enseigné la Théorie des Machines puis m'a orienté et encouragé tout au long de cette étude.

Je suis très sensible à l'honneur que m'ont fait Messieurs les Professeurs CHAUVIN et ZEYTOUNIAN et Monsieur GUITON en acceptant d'examiner les résultats de ce travail.

Je remercie vivement tout le personnel du Laboratoire de Mécanique et les divers ateliers de l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers de LILLE pour leur aide efficace.

Enfin, j'adresse mes plus vifs remerciements à Madame CAUET et Mademoiselle DELESALLE qui ont assuré la frappe de cet ouvrage et à Messieurs BOUVET, SUBILLE et VITAL qui ont contribué à son impression.

TABLE DES MATIERES

Introduction p. 1

PARTIE A : Analyse Bibliographique de l'influence de la volute sur les performances des pompes centrifuges.

Chapitre 1 : Critères de choix d'une turbomachine. p. 3

Chapitre 2 : Etapes de la conception d'une turbomachine centrifuge. p. 9

2.1 - La roue. p. 14

2.2 - Le corps de pompe. p. 16

Chapitre 3 : Paramètres de construction de la volute. p. 17

3.1 - Sections de volute.

3.1.1 - Les méthodes de calcul. p. 19

3.1.2 - Résultats expérimentaux. p. 20

3.2 - Angle de la volute. p. 24

3.3 - Largeur de la volute en sortie de roue. p. 26

3.4 - Importance du bec de volute.

3.4.1 - Jeu au bec de volute. p. 29

3.4.2 - Forme du bec. p. 31

3.5 - Analyses théoriques de l'ensemble roue-volute. p. 41

PARTIE B : Etude expérimentale des interactions entre la roue et la volute d'une pompe centrifuge.

Chapitre 4 : Moyens d'essais utilisés.

4.1 - Mesures. p. 47

4.2 - Pompes essayées. p. 49

4.3 - Caractéristiques à 1000 tr/mn. p. 52

Chapitre 5 : Observation d'un phénomène de cavitation instationnaire sur le bec de volute.

5.1 - Observation du phénomène. p. 55

5.2 - Evolution du phénomène. p. 60

Chapitre 6 : Phénomènes corollaires à la cavitation au bec de volute.

6.1 - La cavitation et ses effets. p. 65

6.2 - Effets observés.

6.2.1 - Fluctuations de pression. p. 68

6.2.2 - Mesures de vibrations. p. 71

6.2.3 - Mesures de bruit. p. 74

Chapitre 7 : Effet de certains paramètres de construction sur les phénomènes observés. p. 79

7.1 - Influence des aubages.

7.1.1 - Nombre d'aubages. p. 80

7.1.2 - Angle de sortie des aubages. p. 80

7.1.3 - Forme de l'extrémité de l'aubage. p. 81

7.2 - Influence du jeu au bec de volute. p. 84

7.3 - Influence de la forme du bec de volute. p. 88

7.4 - Conclusions. p. 93

Chapitre 8 : Conclusions.

8.1 - Conclusions générales. p. 95

8.2 - Travaux à poursuivre. p. 96

Notations p. 97

Bibliographie : Dans le texte, les références bibliographiques sont placées entre [-] . p. 98

INTRODUCTION

L'objectif majeur de notre étude est l'analyse tant bibliographique qu'expérimentale de phénomènes liés à l'existence d'interactions entre la partie mobile (roue) et la partie fixe (diffuseur) d'une turbomachine centrifuge à fluide incompressible (pompe ou ventilateur).

Dans un premier temps, nous essayons de préciser la démarche utilisée dans le choix puis la conception d'une pompe ou d'un ventilateur, afin de bien montrer que - traditionnellement-, on analyse séparément la roue et le diffuseur en admettant que ce dernier n'a pas d'influence sur le fonctionnement de la roue. Nous analysons ensuite, les divers paramètres géométriques qui apparaissent dans l'étude des performances d'un ensemble roue-volute, en portant particulièrement notre attention sur le bec de volute et son rôle important pour le fonctionnement de la machine.

La deuxième partie de notre travail est relative à des résultats expérimentaux obtenus sur un banc d'essais de pompe centrifuge du laboratoire de Mécanique du Centre Régional de LILLE de l'E.N.S.A.M. ; en particulier, nous décrivons un phénomène de cavitation instationnaire observé sur le bec de la volute de notre banc d'essais pour des débits supérieurs au débit nominal lorsque le jeu entre la roue et le bec de volute est petit.

Ce phénomène de cavitation est examiné, ainsi que les phénomènes physiques qui lui sont corollaires, à savoir les vibrations, le bruit et les fluctuations au sein de l'écoulement, en liaison avec les techniques récentes de détection de la cavitation. Puis nous étudions l'influence de certains paramètres constructifs sur le phénomène de cavitation évoqué plus haut, de façon à essayer de mieux préciser ses conditions d'apparition et de développement.

P A R T I E A

-=-=-=-=-=-=-=-=-

ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

DE L'INFLUENCE DE LA VOLUTE

SUR LES PERFORMANCES DES POMPES CENTRIFUGES

CHAPITRE 1

CRITERES DE CHOIX D'UNE TURBOMACHINE

Les données de base qui servent à la conception d'une machine du type pompe ou ventilateur sont :

- la nature du fluide à véhiculer
- le débit à assurer
- l'énergie à fournir par unité de masse
- données technologiques telles que :
  - . le type d'entrainement disponible (ce qui conditionne la vitesse de rotation de la machine)
  - . des contraintes d'encombrement, de poids, de disposition.
- des caractéristiques particulières à obtenir (NPSH requis, sensibilité à l'accélération angulaire, etc...).

Afin de déterminer le type de machine qui sera la mieux adaptée au problème posé compte tenu de l'expérience accumulée, il est largement fait appel à l'analyse dimensionnelle. Ainsi, lorsque la vitesse de rotation ω , le débit-volume q_v , et le travail massique net W_n sont fixés, il est possible de calculer le coefficient de vitesse angulaire $\Omega = \omega . q_v^{1/2} / W_n^{3/4}$; l'expérience montre que chaque famille de machines, caractérisée par la forme de son rotor, a son maximum de rendement dans une gamme très étroite de valeurs de Ω , et sa connaissance permet donc de choisir le type de machine à employer en utilisant par exemple le diagramme de la figure A 1 cité par G.T. CSANADY [1].

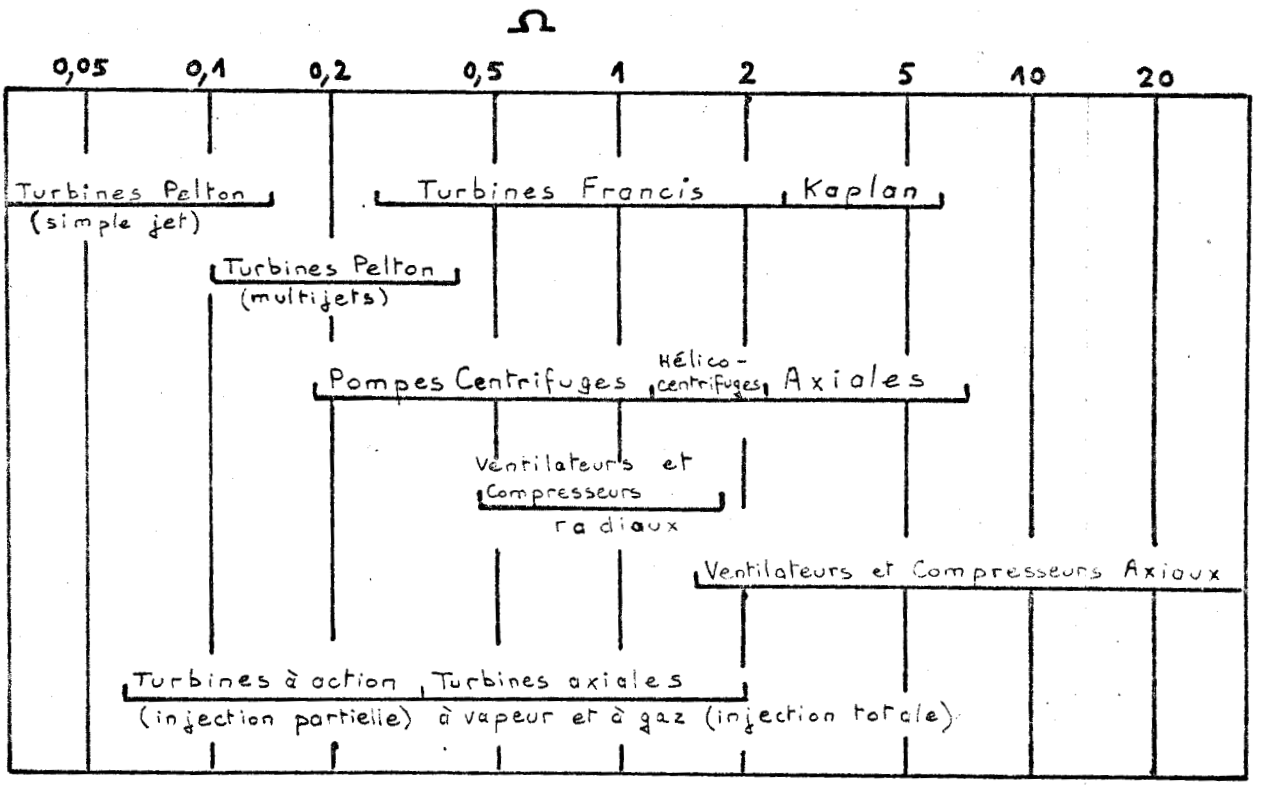
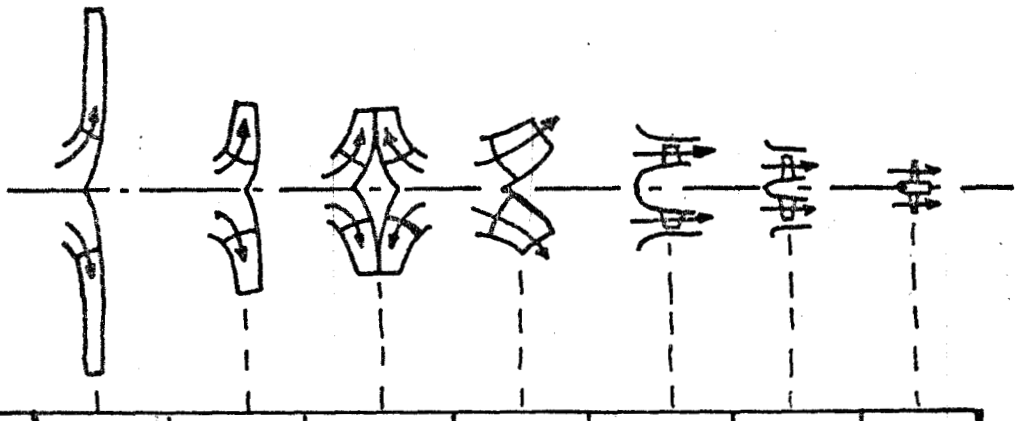


Fig. A 1 Classification des turbomachines selon G.T. CSANADY ([1] p. 16)

La forme géométrique du rotor à utiliser pour se situer dans un domaine de bon rendement est également déterminée à partir de la connaissance de Ω . Ainsi, la figure A 2 due à M. SEDILLE [2] nous montre l'évolution de la forme du rotor des pompes et ventilateurs en fonction des divers coefficients sans dimension (δ, μ, Ω et Λ).

BUS LILLE



δ	0,04	0,2	0,3	0,6	0,8	1,0	1,2
μ	0,6	0,5	0,5	0,35	0,25	0,1	0,05
Ω	0,3	0,75	0,93	1,7	2,5	5,6	10,3
Λ	4,4	1,9	1,54	1,0	0,8	0,56	0,43

Fig. A 2 Choix de la forme d'une pompe ou d'un ventilateur ([2])

Le choix du type de machine étant fait, il est alors possible de déterminer la dimension caractéristique de la machine c'est à dire le rayon extérieur du rotor R_2 en utilisant le diagramme de CORDIER (fig. A 3) exprimant la relation entre Ω et le coefficient de rayon Λ pour obtenir une machine de bon rendement ; si des critères autres que le rendement sont prépondérants, il faut évidemment disposer de renseignements précis relatifs à ces critères et les exprimer dans le diagramme de CORDIER. Lorsque Λ est connu on peut alors déterminer R_2 :

$$R_2 = \Lambda \cdot q_v^{1/2} / W_n^{1/4}$$

L'utilisation des résultats publiés permet d'avoir une idée de rendement global que l'on peut espérer obtenir avec la machine choisie (fig. A 4, A 5, A 6, A 7).

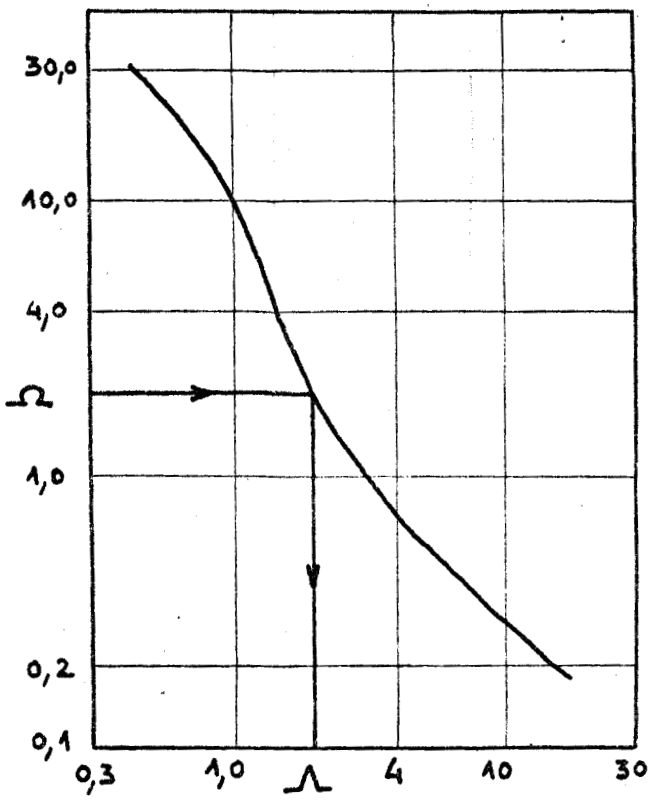


Fig. A 3 Diagramme de CORDIER.

Enfin, le choix fait, il subsiste encore de multiples paramètres de construction qui permettent également de respecter d'autres critères d'utilisation sans sacrifier trop au rendement. C'est ce que nous étudierons à propos des pompes centrifuges au chapitre suivant.

BUS LILLE

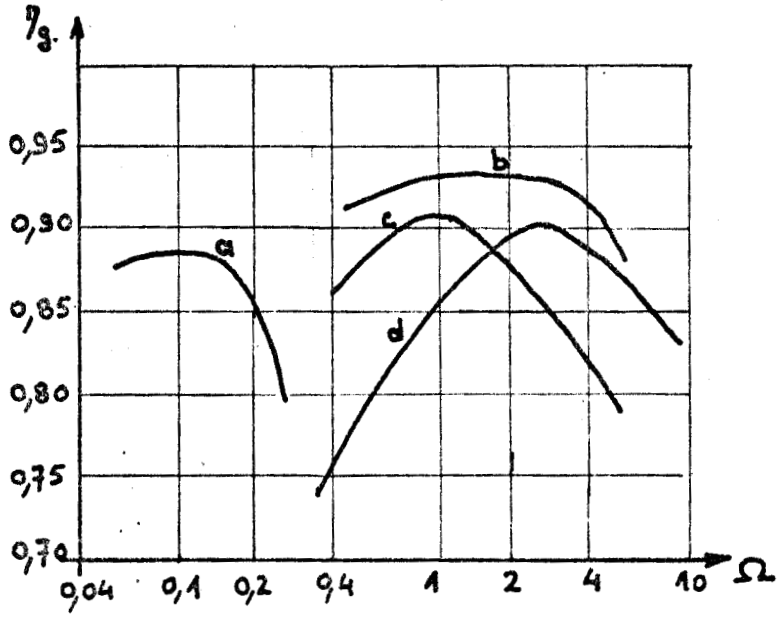


Fig. A 4 Rendement optimum des machines en fonction du coefficient de vitesse angulaire ([1] , p. 22)
a) turbines Pelton b) turbines Francis
c) pompes centrifuges à 1 étage
d) turbocompresseurs.

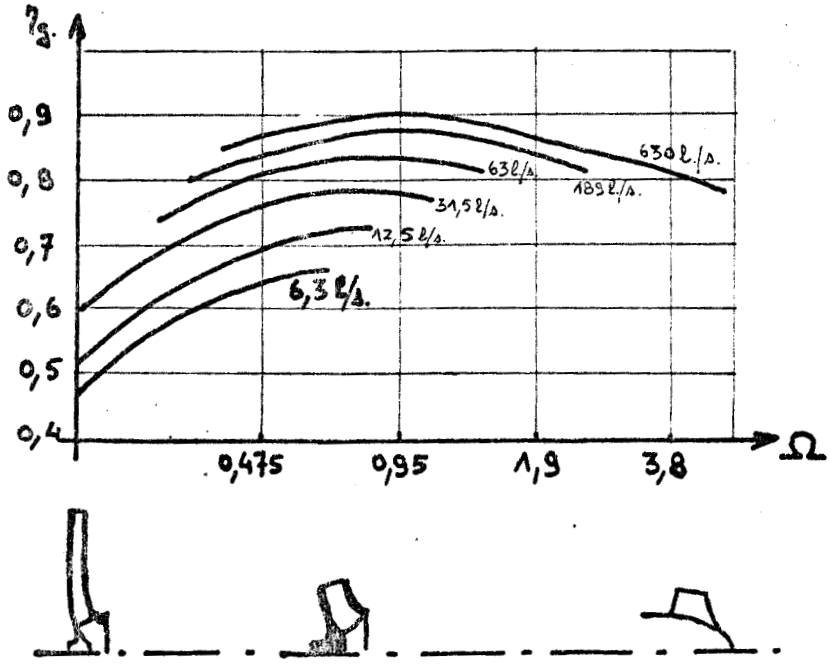


Fig. A 5 Relation η_g (Ω) pour des roues de pompes à simple entrée de divers types ([4] , p. 129)

BUS LILLE

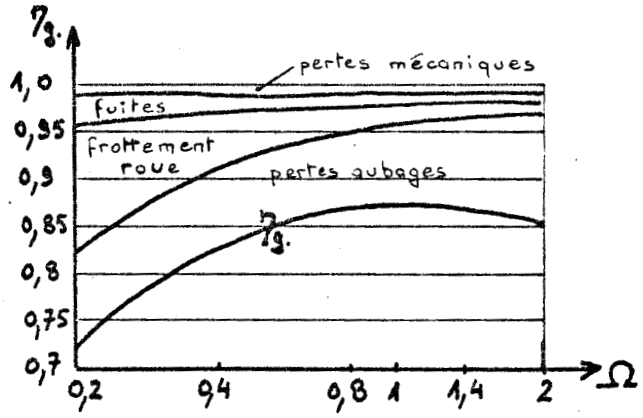


Fig. A 6 Evolution de la répartition des pertes et du rendement global au point de rendement maxi de diverses pompes (N = 1500 tr/mn ; $q_v = 0{,}1\ m^3/s$) ([5] , p. 88)

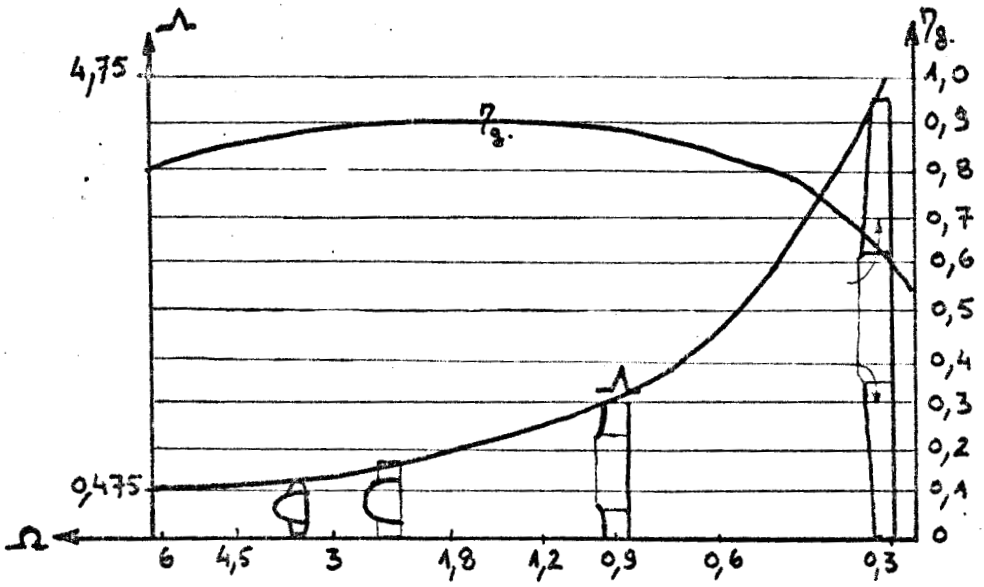


Fig. A 7 Rendement maximum et coefficient de rayon pour des ventilateurs de coefficient de vitesse angulaire variable ([5] , p. 91)

BUS LILLE

CHAPITRE 2

ETAPES DE LA CONCEPTION D'UNE TURBOMACHINE CENTRIFUGE

Une pompe centrifuge peut être décrite comme un assemblage de trois parties :

- des éléments d'entrée
- une roue dans laquelle le fluide reçoit de l'énergie
- des éléments de sortie

Les éléments d'entrée et de sortie constituent le corps de pompe. Ce corps de pompe a comme rôles :

- le guidage du fluide jusqu'à la roue (entrée)
- la transformation en pression d'une partie de l'énergie cinétique de l'écoulement à grande vitesse en sortie de roue
- l'évacuation du fluide par une seule sortie de section circulaire.

Traditionnellement, voir STEPANOFF [3] , on considère que"le corps de pompe ne joue aucun rôle dans la production de hauteur et toutes les discussions théoriques sur le corps de pompe ont trait à des pertes". C'est pourquoi l'essentiel du projet de pompe ou de ventilateur centrifuge est relatif à la roue. Nous verrons plus loin qu'il est difficile de séparer les analyses de façon aussi stricte, car il y a évidemment des interactions entre parties fixes et parties mobiles qui apparaissent, et ces interactions peuvent avoir une influence non négligeable sur le fonctionnement d'ensemble de la pompe.

Malgré tout, compte tenu du grand nombre de paramètres géométriques envisageables, les principaux résultats publiés concernent les caractéristiques dimensionnelles de la roue. Citons par exemple les résultats publiés par SABERSKY, ACOSTA et HAUPTMANN ([6]) :

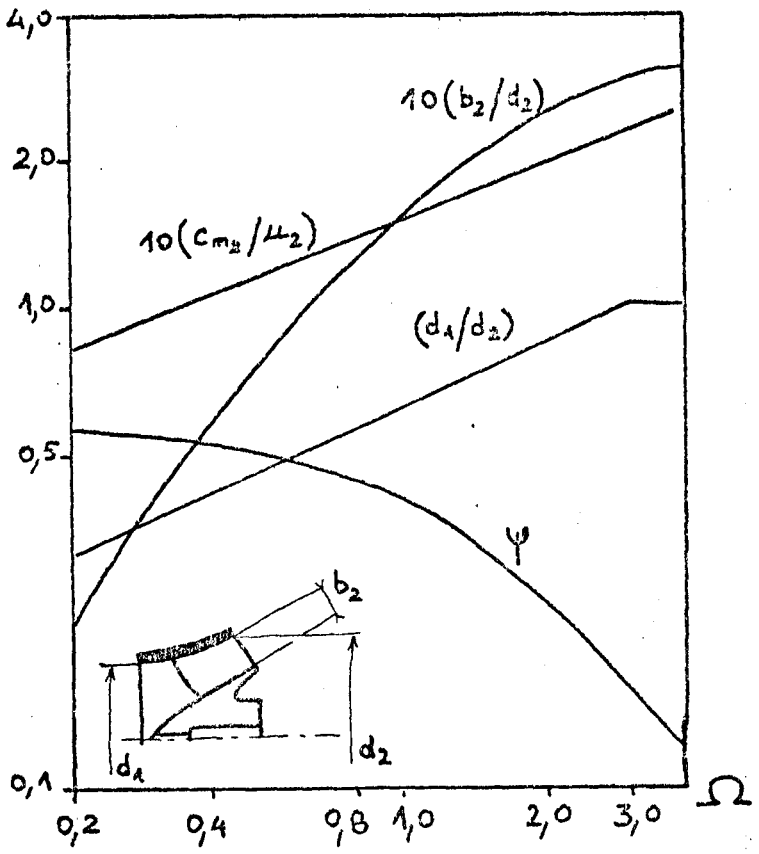


Fig. A 8 Caractéristiques dimensionnelles des pompes en vue d'un bon rendement ([6] , p. 428)

Plus récemment, GALVAS a publié une étude ([7]) de la détermination optimale de certains paramètres géométriques (d_{1T}/d_2, d_{1H}/d_{1T} , β_2 , prérotation - Fig. A 9 -) des turbocompresseurs centrifuges en vue d'obtenir le rendement maximum.

A cet effet, il a séparé les diverses pertes (pertes à l'entrée, glissement, frottement, recirculation, frottement de disque, pertes dans les diffuseurs avec et sans aubages) et exprimé ces pertes en fonction des paramètres cités plus haut. Il

a ainsi optimisé pour des valeurs de Ω comprises entre 0,257 et 1,346, et les figures qui suivents (A 10, A 11, A 12, A 13) présentent quelques uns des résultats obtenus.

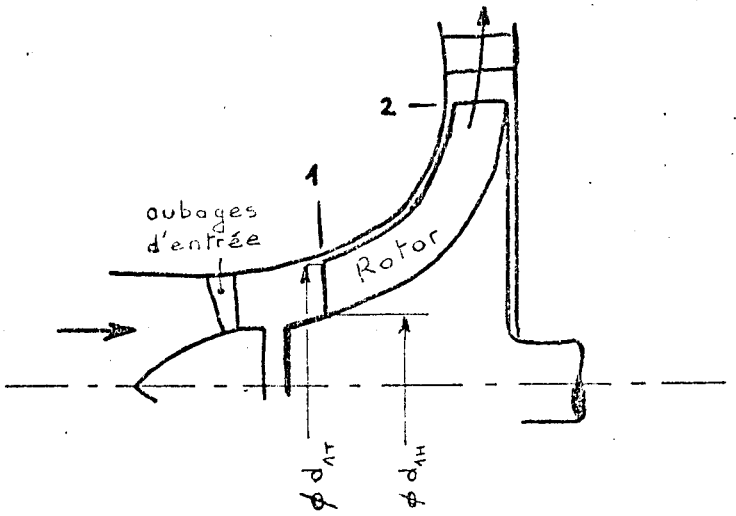


Fig. A 9 section méridienne d'un turbocompresseur centrifuge ([7] , p. 4)

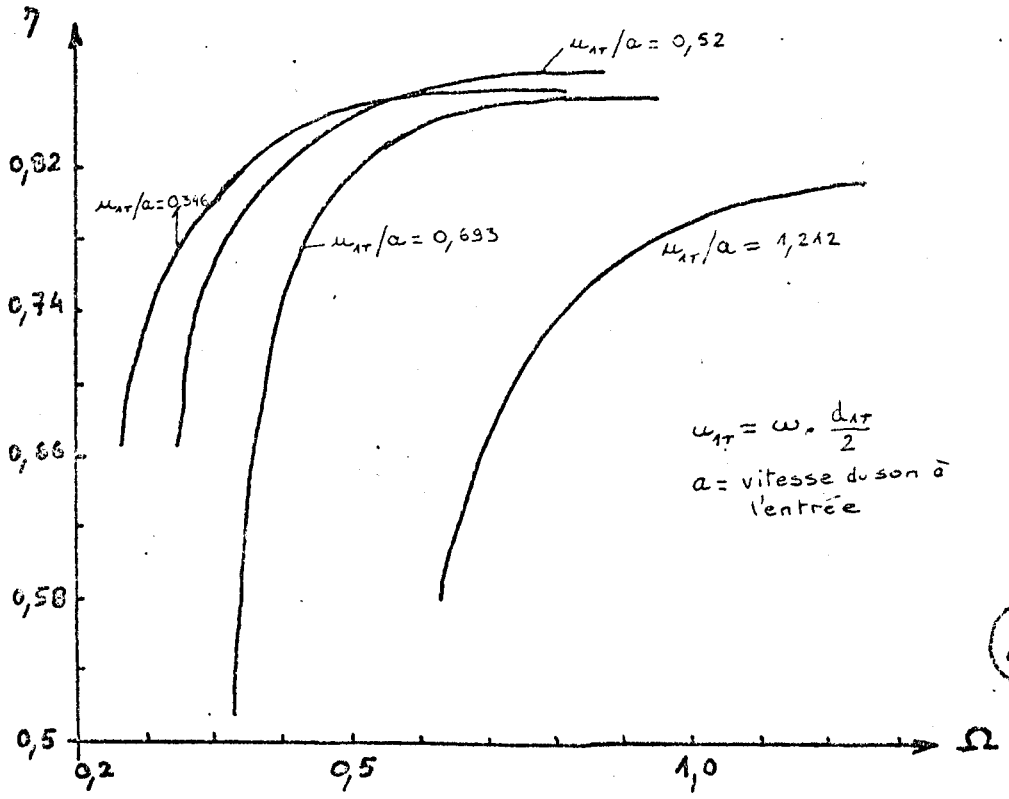


Fig. A 10 Variation du rendement maximum en fonction de Ω et du rapport u_{1T}/a ([7] , p. 9)

BIBS. LILLE

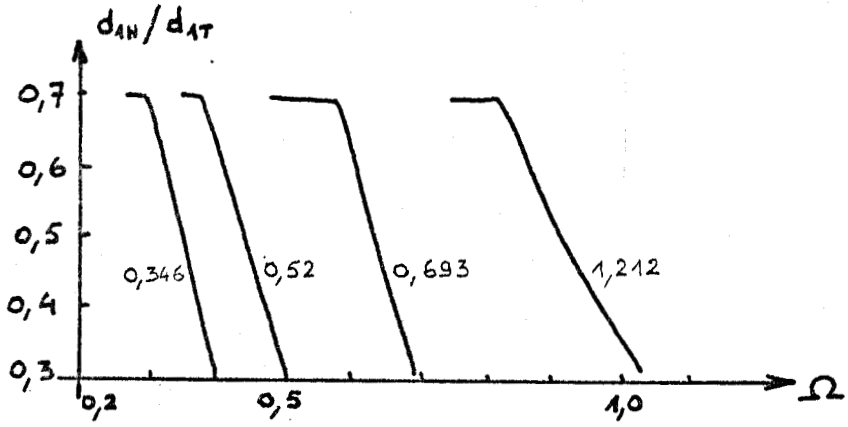


Fig. A 11 rapport d_{AH}/d_{AT} optimal en fonction de Ω et de u_{AT}/a ([7] , p. 10)

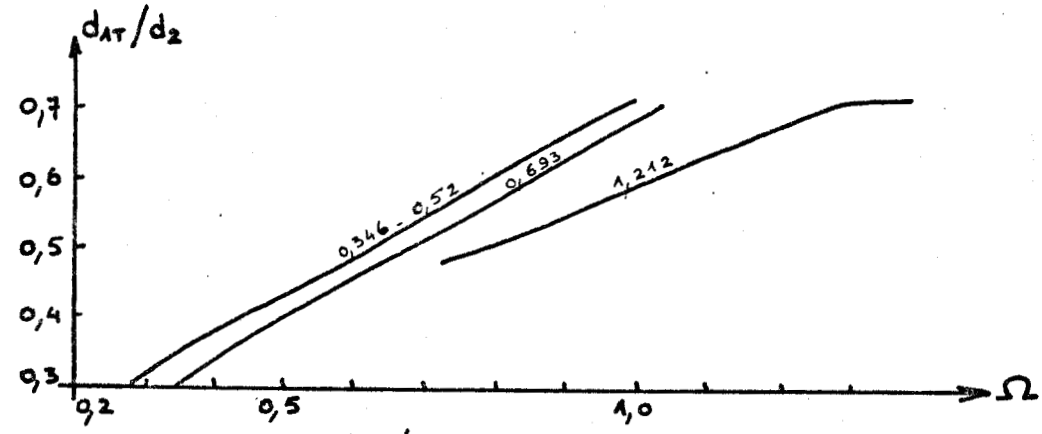
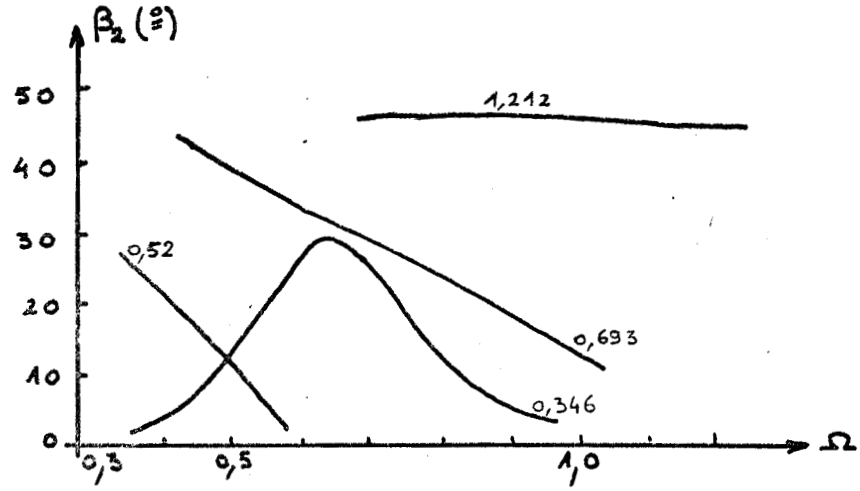


Fig. A 12 Rapport d_{AT}/d_2 optimal en fonction de Ω et de u_{AT}/a ([7] , p.11)



BUS LILLE

Fig. A 13 Variation de l'angle β_2 optimal en fonction de Ω et de u_{AT}/a ([7] , p. 11)

Ces résultats, bien que conditionnés par les modèles de pertes adoptés, sont malgré tout d'une grande utilité au niveau de la conception d'une nouvelle machine, car il demeure encore de nombreux paramètres à fixer comme nous allons le voir.

2.1 - LA ROUE

L'avant-projet doit permettre de déterminer assez rapidement les diamètres d'entrée et de sortie de la roue, les angles d'entrée et de sortie des aubages ainsi que leur nombre, la largeur de la roue à l'entrée et à la sortie. Ces éléments se déterminent par utilisation de critères liés à la résistance des matériaux, à l'analyse unidimensionnelle de l'écoulement dans la roue (théorie d'EULER corrigée par l'introduction du facteur de glissement), de régles constructives issues de l'expérience, et éventuellement d'analyses plus détaillées prenant en compte les diverses pertes comme l'a fait par exemple GALVAS [7] pour les les turbocompresseurs. Ces éléments sont largement détaillés dans les ouvrages de STEPANOFF [3] , LAZARKIEWICZ et TROSKOLANSKI [4] et PFLEIDERER et PETERMANN [5] .

On passe ensuite au tracé de l'aubage, tracé qui est plus ou moins élaboré selon le type de machine et les performances qu'on en attend. Un premier choix doit être fait entre une conception à aubages cylindriques ou à aubages gauches. En général, on utilise des aubages cylindriques dans les roues étroites (petites valeurs de Ω) dont les flasques sont presque parallèles (Fig. A 14 (a)) ; pour des coefficients de vitesse angulaire supérieurs il s'avère nécessaire d'avoir une entrée dans la roue qui ne soit plus située à distance constante de l'axe de rotation et ceci implique de gauchir les aubages (Fig. A 14 (b)).

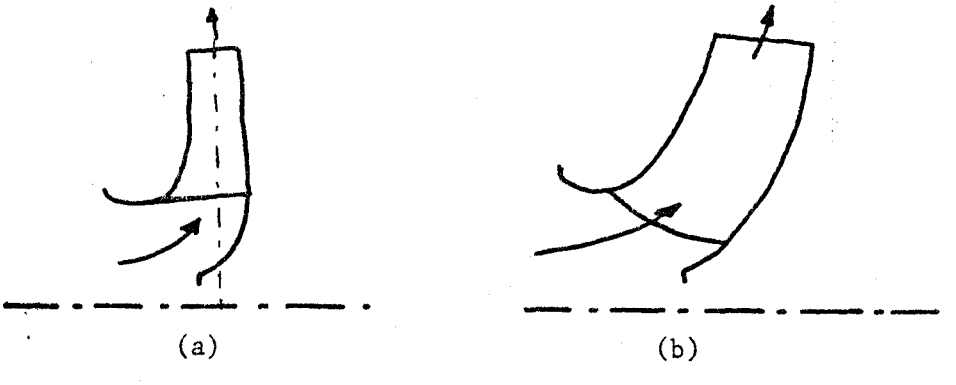


Fig. A 14

Dans chacun de ces cas, diverses méthodes de tracé peuvent être envisagées (arc circulaire, tracé point par point, utilisation d'une représentation conforme, utilisation de profils NACA dont les caractéristiques en grilles d'aubes sont connues, programme de tracé....). La roue tracée peut éventuellement (selon les moyens disponibles) être analysée par des programmes de calcul de l'écoulement dans la roue, programmes dont les possibilités actuelles sont cependant encore limitées par les hypothèses restrictives qu'il est nécessaire d'introduire (en particulier en ce qui concerne le comportement des couches limites et les éventuelles interactions à l'aval et à l'amont de la roue) et par les moyens informatiques importants qu'ils nécessitent.

2.2 - LE CORPS DE POMPE

A l'amont de la roue on trouve donc la tubulure d'aspiration dont le tracé ainsi que celui de sa conduite d'alimentation doivent être faits avec soin car ils conditionnent la répartition des vitesses à l'entrée de la roue (influence sur le rendement et les risques de cavitation et de décollements).

A l'aval de la roue on trouve des éléments dont le rôle est la transformation d'énergie cinétique en pression avec un minimum de pertes. Les principales solutions rencontrées sont les suivantes :

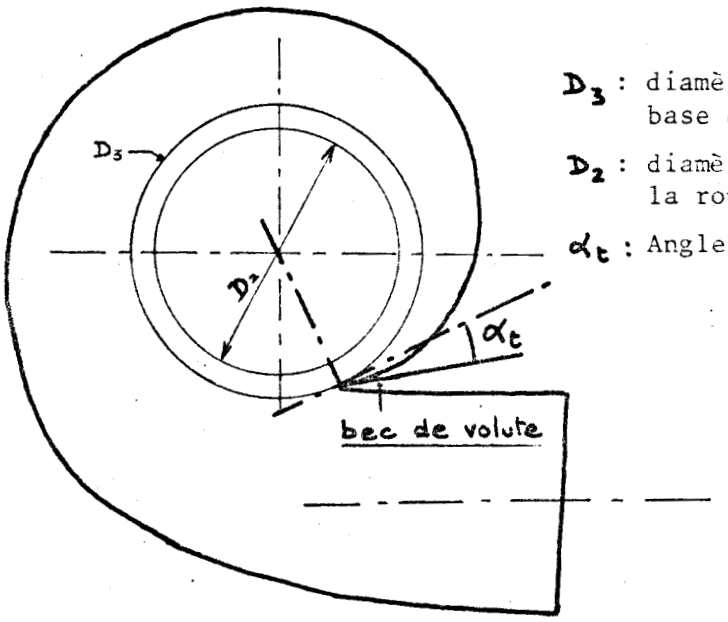
- volute seule
- volute précédée d'un diffuseur annulaire à aubages
- volute précédée d'un diffuseur annulaire sans aubage.

Les deux premiers types sont ceux que l'on rencontre le plus souvent, la solution "volute seule" étant sans doute la plus simple à mettre en oeuvre bien qu'un peu moins favorable sur le plan rendement.

Nous nous attacherons maintenant à l'analyse des paramètres constructifs d'une volute avant d'examiner les phénomènes qui sont liés à l'interaction entre cette volute et la roue.

CHAPITRE 3

PARAMETRES DE CONSTRUCTION DE LA VOLUTE



D_3 : diamètre du cercle de base de la volute.

D_2 : diamètre extérieur de la roue.

α_t : Angle de volute.

Fig. A 15 Volute

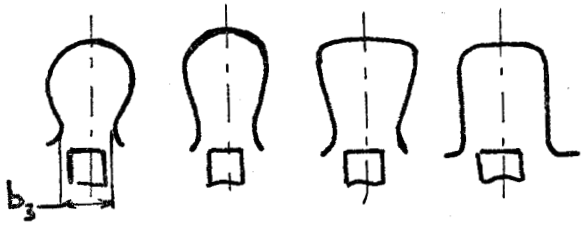


Fig A 16 Sections de volute courantes

Comme on peut le voir sur les figures A 15 et A 16, les éléments de tracé qui déterminent les caractéristiques des volutes sont :

- la nature des sections de volute
- l'angle α_t de volute
- la largeur b_3 à l'entrée de la volute
- le diamètre D_3 de son cercle de base qui conditionne

BUS LILLE

le jeu radial minimum existant entre la roue mobile et la volute, ainsi que la disposition et la forme du bec de volute.

Nous allons envisager successivement chacun de ces éléments, en analysant les résultats expérimentaux et théoriques qui permettent de mettre en évidence l'importance qu'ils ont dans le fonctionnement de la pompe ou du ventilateur et en particulier les modifications au fonctionnement prévu de la roue qu'ils apportent.

3.1 - SECTIONS DE VOLUTE

3.1.1. - Les Méthodes de calcul

La figure A 15 nous montre que les différentes sections de volute sont traversées par une fraction du débit de la pompe, fraction dépendant de la position angulaire de la section par rapport au bec de volute. Le tracé des sections est en général limité au point de rendement maximum (débit nominal), et de façon classique on détermine les valeurs des aires des sections par des méthodes unidimensionnelles qui ne considèrent qu'un écoulement moyen dans la volute, à savoir :

. soit la méthode fondée sur le principe de la conservation du moment cinétique massique ($r . c_u$ = constante) avec prise en compte des effets du frottement (voir [4] pages 270 à 276).

. soit la méthode fondée sur la conservation de la vitesse moyenne de l'écoulement dans la volute, vitesse moyenne c_v calculée empiriquement à partir de la relation :

$c_v = K\sqrt{2gH}$ avec K coefficient expérimental de tracé variant avec le coefficient de vitesse angulaire de la pompe (voir Fig. A 17).

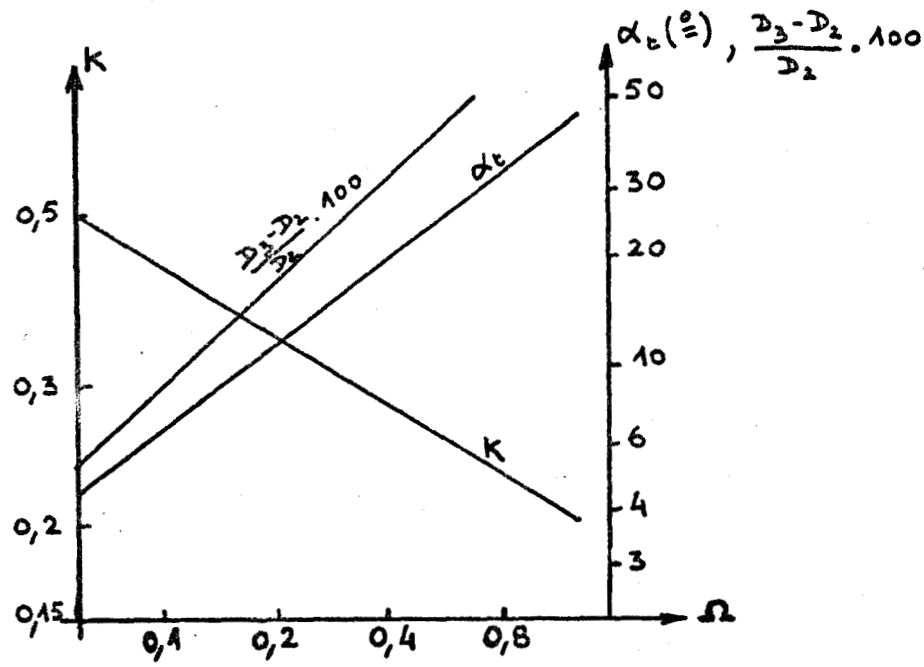


Fig. A 17 Constantes du tracé de la volute (d'après A.J. STEPANOFF [3] p. 118).

Ces méthodes sont évidemment très approximatives et nécessitent une corrélation très étroite avec l'expérience de façon à déterminer des volutes bien adaptées à la roue choisie. Ces méthodes élémentaires ont parfois été reprises et améliorées pour tenir compte de l'aspect tridimensionnel de l'écoulement dans la volute et de l'incidence sur les pertes ; parmi ces méthodes semi-empiriques, citons :

a/ les travaux de A. ERGIN [8] dont le but est de fournir une expression permettant la détermination des sections de volute de façon à obtenir une répartition des pressions statiques à la sortie de la roue aussi uniforme que possible. A cet effet, l'auteur considère que le débit sortant de la roue est un jet qui vient se mélanger à l'écoulement déjà existant dans la volute. Les quelques résultats expérimentaux proposés semblent amener une amélioration au point de vue rendement et une répartition plus uniforme des pressions à la sortie de la roue.

b/ les travaux de A. SALASPINI [9] qui développent une méthode bidimensionnelle dans le plan de symétrie de la volute. Cette analyse semble devoir être le point de départ d'une analyse tridimensionnelle de l'écoulement dans la volute, en remarquant toutefois qu'il ne semble guère possible de résoudre ce problème sans penser aux dissymétries provoquées dans la roue par la présence de la volute.

3.1.2. - Résultats expérimentaux

Les résultats expérimentaux [4] ont permis de montrer :

a/ l'avantage d'une volute symétrique par rapport à des solutions avec dissymétrie vis-à-vis du plan médian de la roue. (Fig. A 18)

b/ le peu de différence entre une volute à sortie radiale et une volute à sortie tangentielle (Fig. A 19)

c/ le léger avantage des solutions du type double-volute (Fig. A 20), cette solution permettant d'autre part de supprimer la poussée radiale.

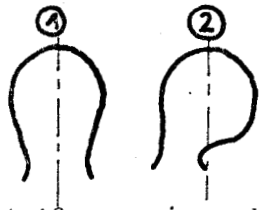


Fig. A 18 : sections de volute
(1) symétrique
(2) désaxée

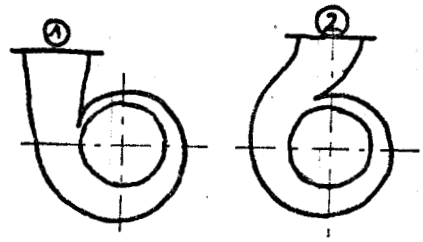


Fig. A 19 Volutes à sortie radiale (2) ou tangentielle (1)

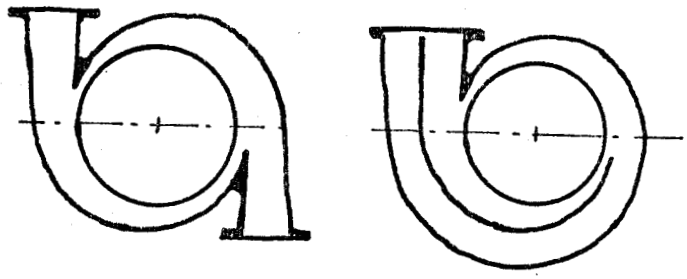


Fig. A 20 double-volute

En ce qui concerne l'adaptation d'un type de section avec une roue donnée, rappelons essentiellement les travaux de K. RÜTSCHI [10] .

RÜTSCHI compare tout d'abord trois volutes de sections différentes (Fig. A 21), travaillant avec une même roue. Ceci permet de montrer que le point de rendement maximum dépend des dimensions choisies, ce qui ne semble pas surprenant à priori puisqu'en effet on peut considérer comme le fait R.C. WORSTER [11], que ce point est obtenu à l'intersection des caractéristiques (H, q_v) de la roue seule et de la volute seule (Voir 3.5.1). Lorsqu'on passe de la section (a) à la section (b), on diminue les pertes dans la volute, ce qui donne une caractéristique (H, q_v) de volute de pente moins importante et donc un point de rendement maximal décalé vers les débits plus importants.

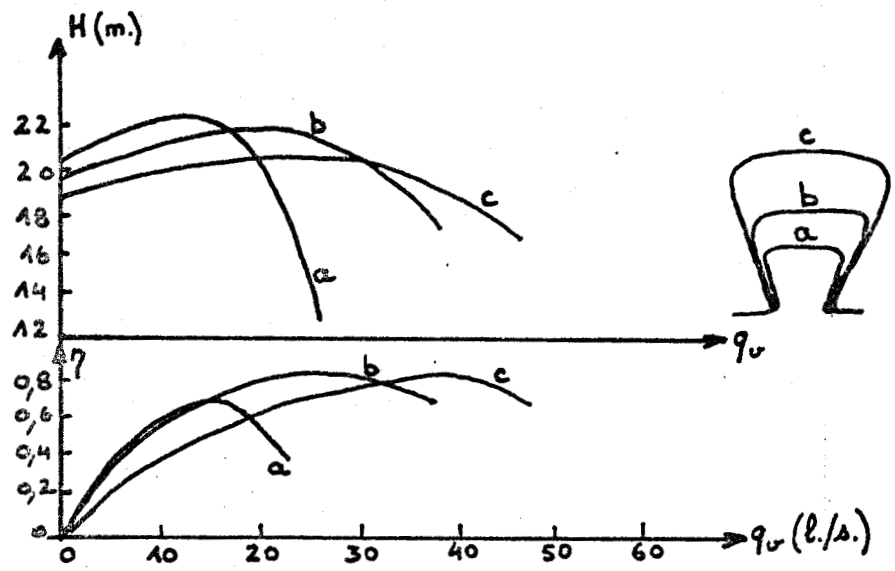


Fig. A 21 Comparaison de trois sections de volute avec la même roue (d'après RÜTSCHI)

Les travaux de RÜTSCHI l'ont ensuite amené à comparer l'influence de la méthode utilisée pour le tracé de la volute, à savoir soit la méthode de STEPANOFF (vitesse moyenne constante), soit la méthode de PFLEIDERER ($r \cdot c_u$ = constante). On peut voir sur les figures A 22, A 23, et A 24 que les différences ne sont pas très importantes, avec un léger avantage cependant à la méthode de PFLEIDERER, ce qui peut s'expliquer par la plus grande diminution de vitesse (et de ce fait par la meilleure transformation de l'énergie cinétique) qui est obtenue en adoptant cette règle de tracé.

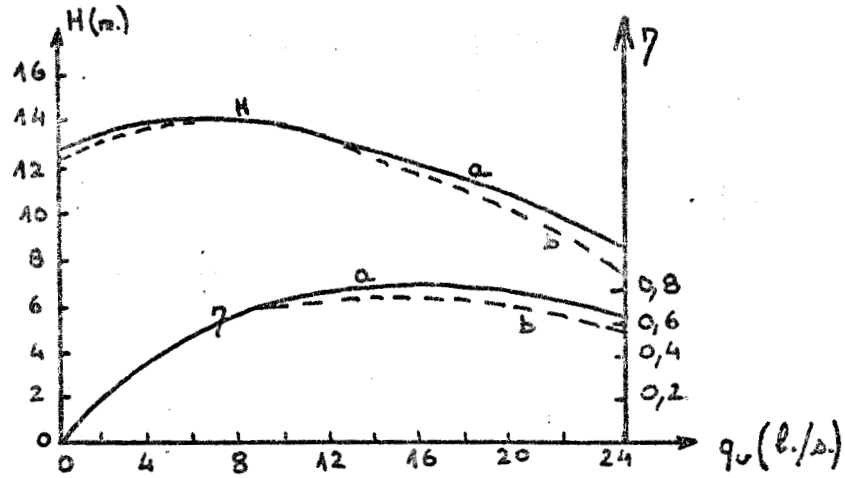


Fig. A 22 Caractéristiques d'une pompe centrifuge
a : avec une volute dessinée selon PFLEIDERER
b : avec une volute dessinée selon STEPANOFF
(d'après RUTSCHI)

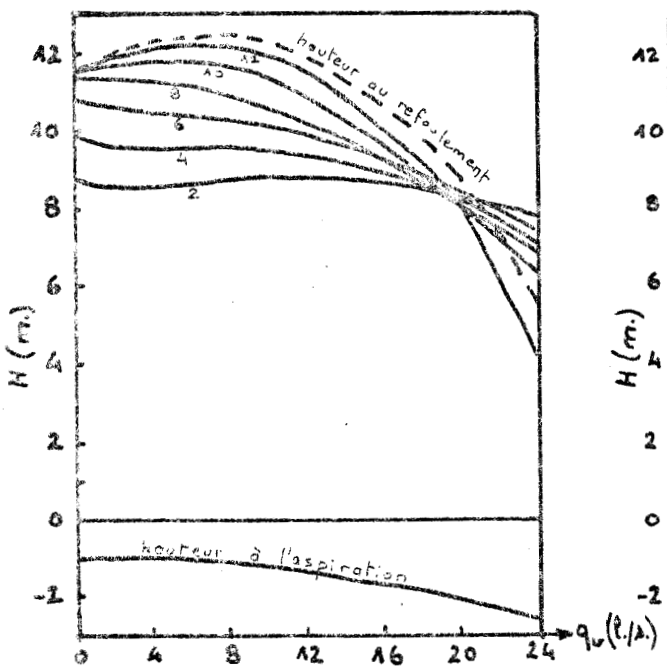


Fig. A 23 Volute dessinée selon PFLEIDERER

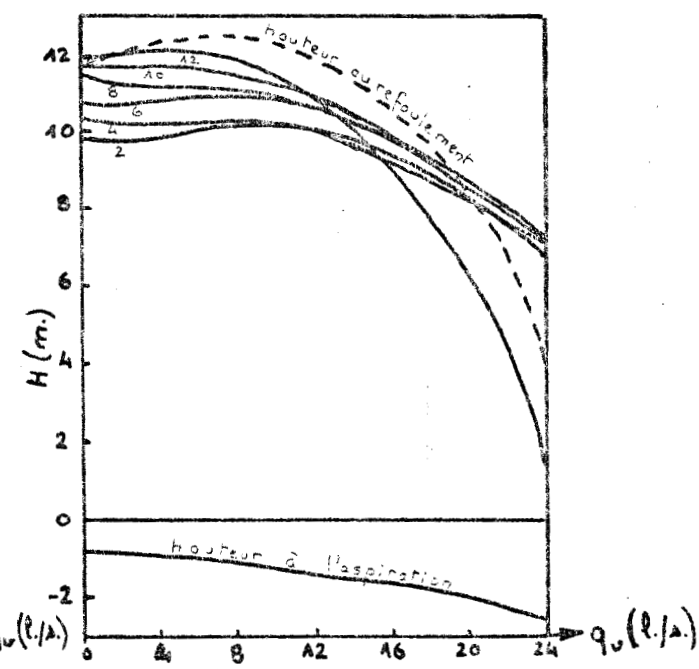


Fig. A 24 Volute dessinée selon STEPANOFF

BUS LILLE

Répartitions de pression dans la volute
(les prises de pression 2-4-6-8-10-12 sont positionnés de 60 à 60° à partir du bec de volute).

3.2 - ANGLE α_t DE LA VOLUTE

La section de volute étant déterminée, il est nécessaire de "positionner" cette volute par rapport à l'écoulement en sortie de roue. Ceci est réalisé par la détermination de l'angle α_t (voir figure A 15) qui est choisi de façon à réduire les chocs et les pertes par décollement au niveau du bec de volute. Cet angle α_t est donc adapté au point de fonctionnement que l'on désire obtenir avec la pompe étudiée. Ceci montre bien qu'il faut se préoccuper de prévoir l'influence exacte de cet angle sur le fonctionnement, surtout lorsqu'on désire pouvoir utiliser une partie importante de la caractéristique de la pompe. L'influence de ce paramètre a été étudiée expérimentalement par R.D. BOWERMAN et A. J. ACOSTA [12] ; ils ont ainsi étudié une roue déterminée, de caractéristique connue dans un diffuseur annulaire, avec trois types de volutes. Chaque volute avait une section rectangulaire et une forme en spirale logarithmique, mais l'angle de la spirale n'était pas le même pour les trois volutes. Les résultats expérimentaux obtenus (voir figure A 25) montrent bien que la performance de la pompe est déterminée par les interactions de la volute et de la roue plutôt que par l'addition pure et simple de pertes à la caractéristique de la roue seule. Les écarts par rapport au fonctionnement de la roue seule sont surtout importants aux coefficients de débit importants en ce qui concerne la puissance et sont de même importance aux petits et grands débits en ce qui concerne la hauteur obtenue. D'autre part, les répartitions de pression obtenues ne sont uniformes autour de la roue qu'au point d'adaptation. Enfin, l'écoulement en sortie de roue près du bec de volute est essentiellement déterminé par l'angle de volute.

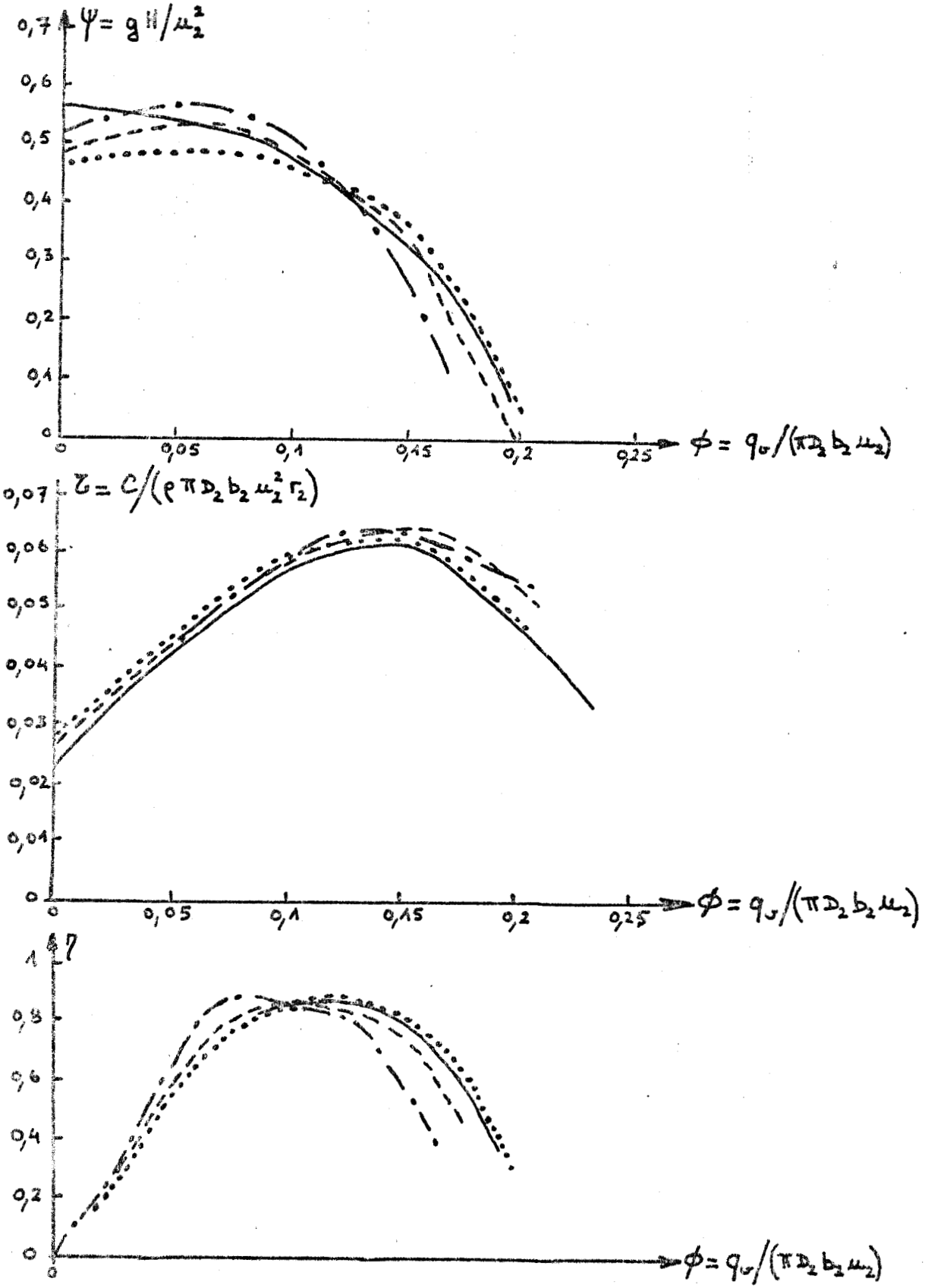


Fig. A 25 Comparaisons des caractéristiques obtenues avec une roue seule puis dans 3 volutes d'angle α_t différent.
(d'après BOWERMAN et ACOSTA [10]).

BUS LILLE

Volute α_t = 8,1 ° —·—

Volute α_t = 12,8 ° - - - - -

Volute α_t = 17,6 ° · · · · · ·

Roue seule ———

Roue : r_2 = 130,81 mm

b = 30,48 mm

β_1 = 20 ° ; β_2 = 23,5 °

Diffuseur : volute double

jeu roue-volute = 0,5 mm

3.3 - LARGEUR DE LA VOLUTE EN SORTIE DE ROUE

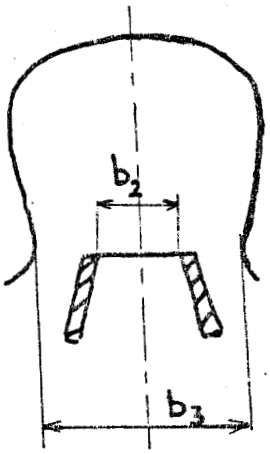


Fig. A 26 b_3 = largeur de la volute en sortie de roue.

La volute, élément de la pompe qu'il est difficile de modifier, doit pouvoir s'adapter à des roues de divers diamètres et de diverses largeurs, d'où la nécessité d'un jeu ($b_3 > b_2$). De plus, ce jeu permet de réduire l'influence d'éventuels défauts de fonderie ou d'élaboration de la volute. Enfin, il semble que l'existence de ce jeu soit favorable au point de vue rendement de la pompe, sachant qu'il y a des valeurs optimales à respecter ; en effet, un jeu trop important tend à favoriser l'augmentation des fuites internes à ce niveau ; cet effet est d'ailleurs plus important pour les pompes haute-pression que pour les pompes basse-pression et pourra nécessiter l'adjonction d'un labyrinthe d'étanchéité augmentant le prix de revient de la pompe.

En pratique, le rapport b_3/b_2 varie de 1,4 à 1,8 lorsque le coefficient de vitesse angulaire diminue. Les résultats expérimentaux sur ce sujet ne sont pas abondants, et de nouveaux travaux devraient être réalisés dans ce domaine, de façon à pouvoir optimiser la valeur du jeu et prévoir son influence sur le fonctionnement de la pompe.

De façon à montrer l'importance de ce paramètre, examinons les résultats expérimentaux de STEPANOFF [3] et de G. WESTEEL [13].

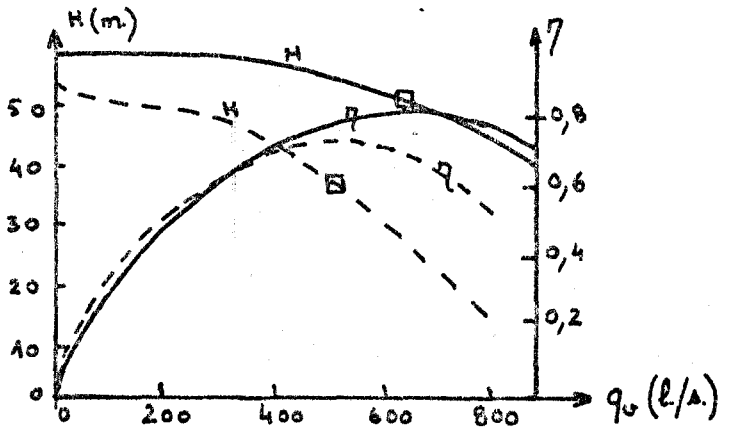


Fig. A 27 Caractéristiques de fonctionnement d'une pompe avec roue à deux ouies de 127 mm de diamètre - roue de 25 mm de largeur en trait plein - roue de 13 mm de largeur en pointillé. Les deux roues ont même diamètre extérieur (343 mm), le même profil, le même angle de sortie, et le même nombre d'aubages (7) (d'après STEPANOFF p. 191).

La perte de rendement et de hauteur (fig. A 27) dans le cas de la roue étroite est provoquée par une perte plus importante en sortie de roue (tourbillons) du fait que les sections de volute sont trop grandes pour cette roue. Il est à noter cependant que le débit au point de rendement maximum de la roue étroite est de l'ordre de 75% de celui de la roue large et non 50% comme on pourrait le penser à l'analyse de la roue seule. Ces résultats ainsi que ceux de G. WESTEEL (figures A 28 et A 29) illustrent bien le fait qu'il ne faut pas dissocier la roue de la volute lorsqu'on essaie de prévoir l'effet sur les caractéristiques de l'un des deux éléments.

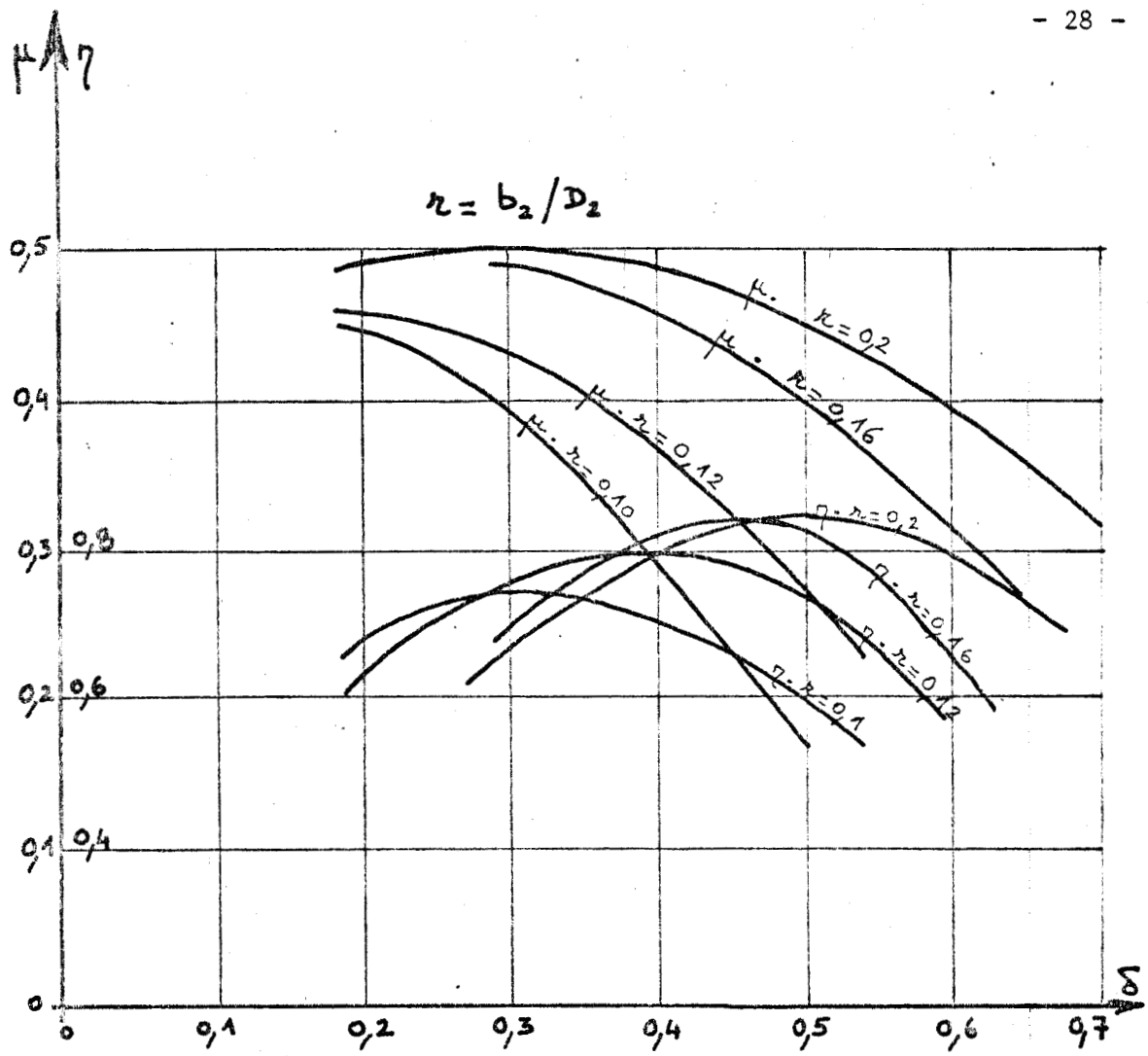


Fig. A 28 Evolution des caractéristiques d'un ventilateur lorsqu'on modifie la largeur b_2 de sortie de roue (volute inchangée). (d'après G. WESTEEL [13] p. 35)

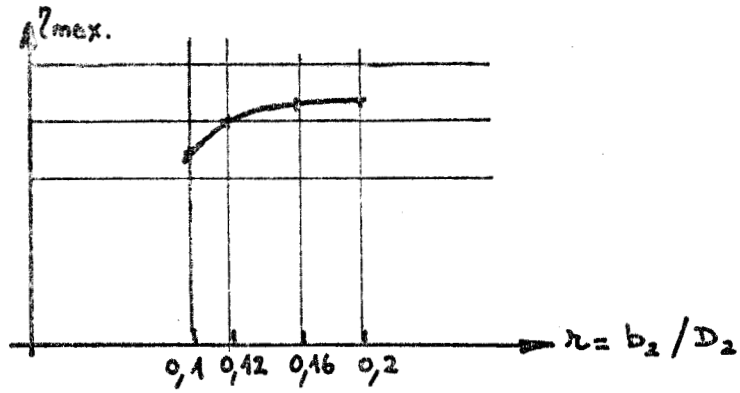


Fig. A 29 Evolution du rendement maximum en fonction de la largeur b_2 (toutes choses égales par ailleurs) (d'après G. WESTEEL [13] p. 36)

BUS LILLE

3.4 - IMPORTANCE DU BEC DE VOLUTE

Le dernier paramètre sur lequel nous allons fixer notre attention est le bec de volute dont le rôle ne semble pas négligeable dans l'analyse du comportement de l'ensemble roue-volute.

L'influence du bec de volute peut être caractérisée globalement par les paramètres suivants :

- le jeu radial relatif au bec de volute
- la forme du bec de volute.

3.4.1 - Jeu au bec de volute

Le jeu entre le bec et la roue est en général caractérisé par le rapport sans dimension $(D_3 - D_2)/D_2$ (fig. A 15). Ce rapport est en général déterminé en fonction du coefficient de vitesse angulaire de la pompe de façon à réaliser un compromis permettant d'avoir le rendement maximum (résultats de STEPANOFF [3], figure A 17). En effet, un jeu trop réduit conduit, comme nous le verrons dans notre étude expérimentale, à un fonctionnement bruyant du fait des interférences trop importantes de la roue avec la volute au voisinage du bec ; par opposition, un jeu trop important cause également une chute de rendement due à la circulation du fluide dans le passage entre le bec et la roue.

Notons cependant que ce paramètre "jeu" ne peut pas toujours être ajusté à la valeur "optimale" définie ci-dessus pour les raisons suivantes :

- il peut être éventuellement nécessaire de l'augmenter lorsque le fluide véhicule des éléments solides (risques de détérioration du bec)
- un jeu plus ou moins grand que le jeu initial peut être occasionné par un changement ou un rognage de la roue, qui sont des opérations relativement simples à effectuer pour adapter une pompe donnée à de nouvelles conditions de fonctionnement.

Il est donc intéressant de voir les conséquences des modifications de ce paramètre, et ce sera l'un des objets de notre étude expérimentale.

Dans STEPANOFF [3] on trouve ainsi un exemple de variation du jeu sur une pompe de coefficient de vitesse angulaire moyen. On peut constater sur cette figure A 30 que l'augmentation du jeu n'a pas de grosse influence sur les caractéristiques du moins au voisinage de valeurs raisonnables.

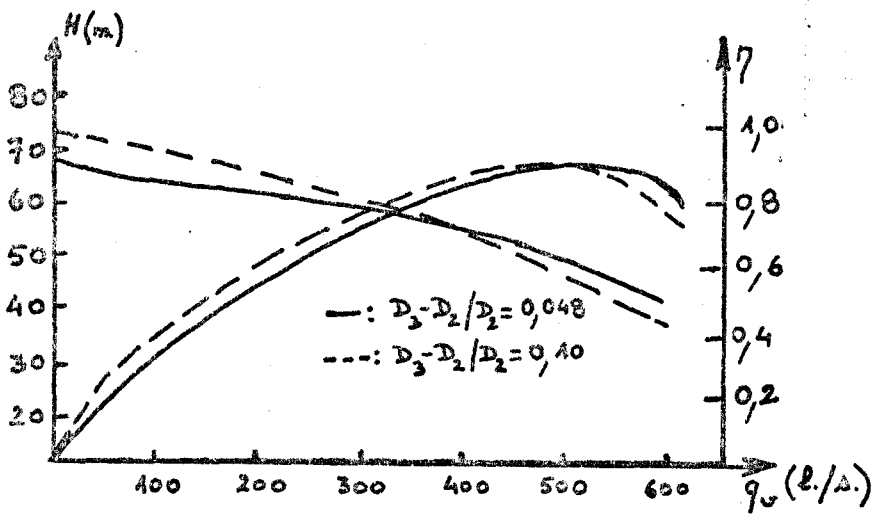
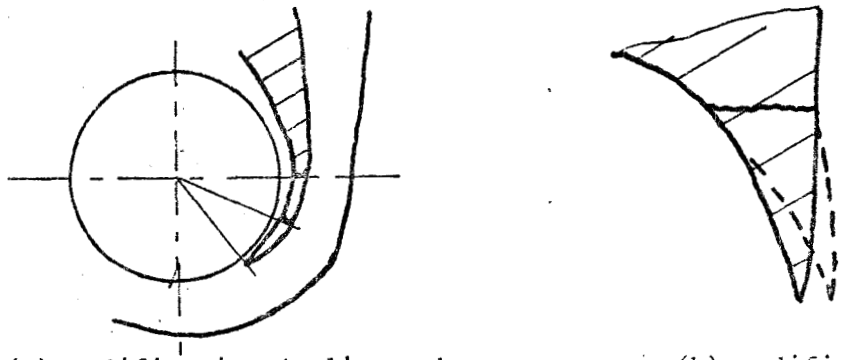


Fig. A 30 Influence de la distance au bec (N = 1200 tr/mn) d'après STEPANOFF ([3] p. 191)

3.4.2 - Forme du bec

Le jeu au bec peut d'ailleurs être modifié par action sur le bec lui-même, en agissant sur l'encombrement angulaire de la volute (fig.A31(a)) ou en modifiant l'angle de volute au niveau du bec seulement (fig.A31(b))



(a) modification de l'encombrement angulaire de la volute

(b) modification de l'angle de volute α_t au niveau du bec

Fig. A 31 Modifications du bec de volute.

Les incidences de ces modifications sur les caractéristiques de la pompe ont été étudiées assez complètement par RÜTSCHI [10] , SALASPINI [9] , WORSTER [11] et plus récemment par D.S. HIRA et V.P. VASANDANI [14] . Après avoir rappelé les principaux résultats expérimentaux, nous verrons quelles conclusions générales on peut en tirer.

a) Résultats de RÜTSCHI

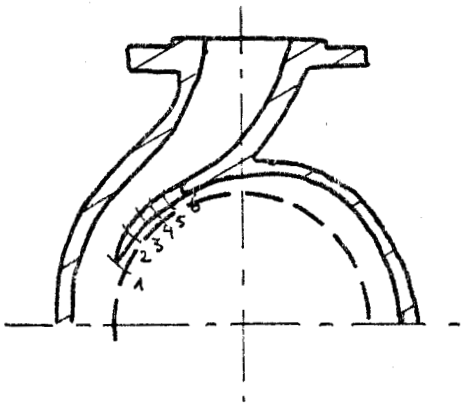


Fig. A 32 positions de bec essayées par RUTSCHI ([10] p. 236)

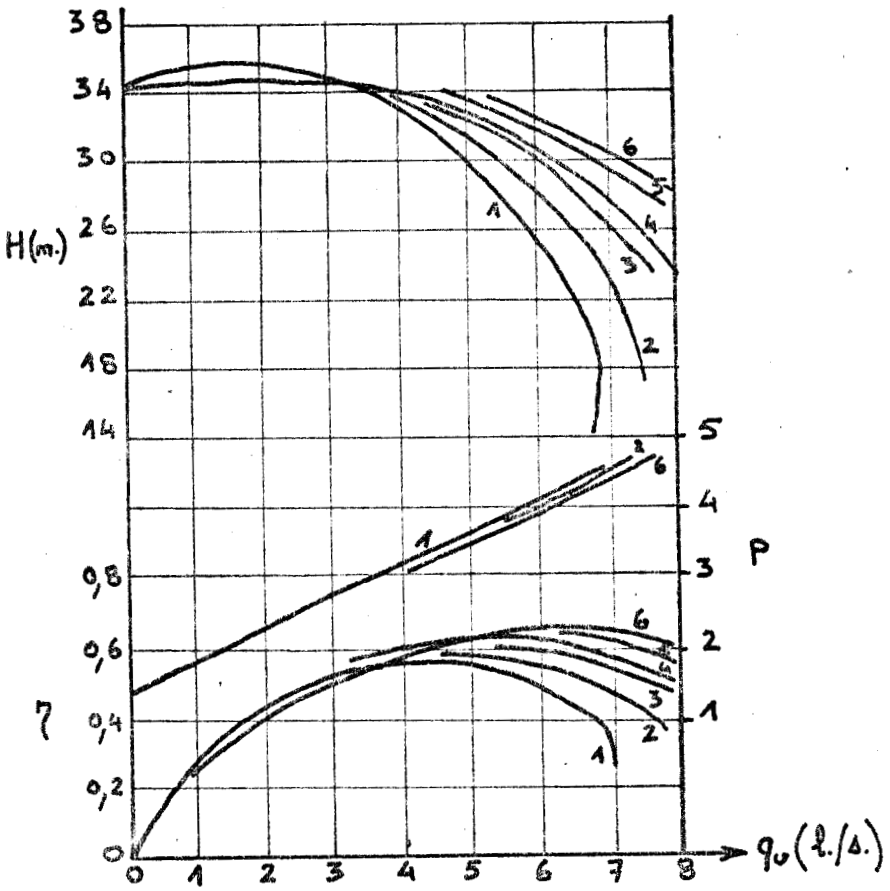


Fig. A 33 Résultats de RUTSCHI ([10] p. 236)

BUS LILLE

b) Résultats de WORSTER [11] et [9]

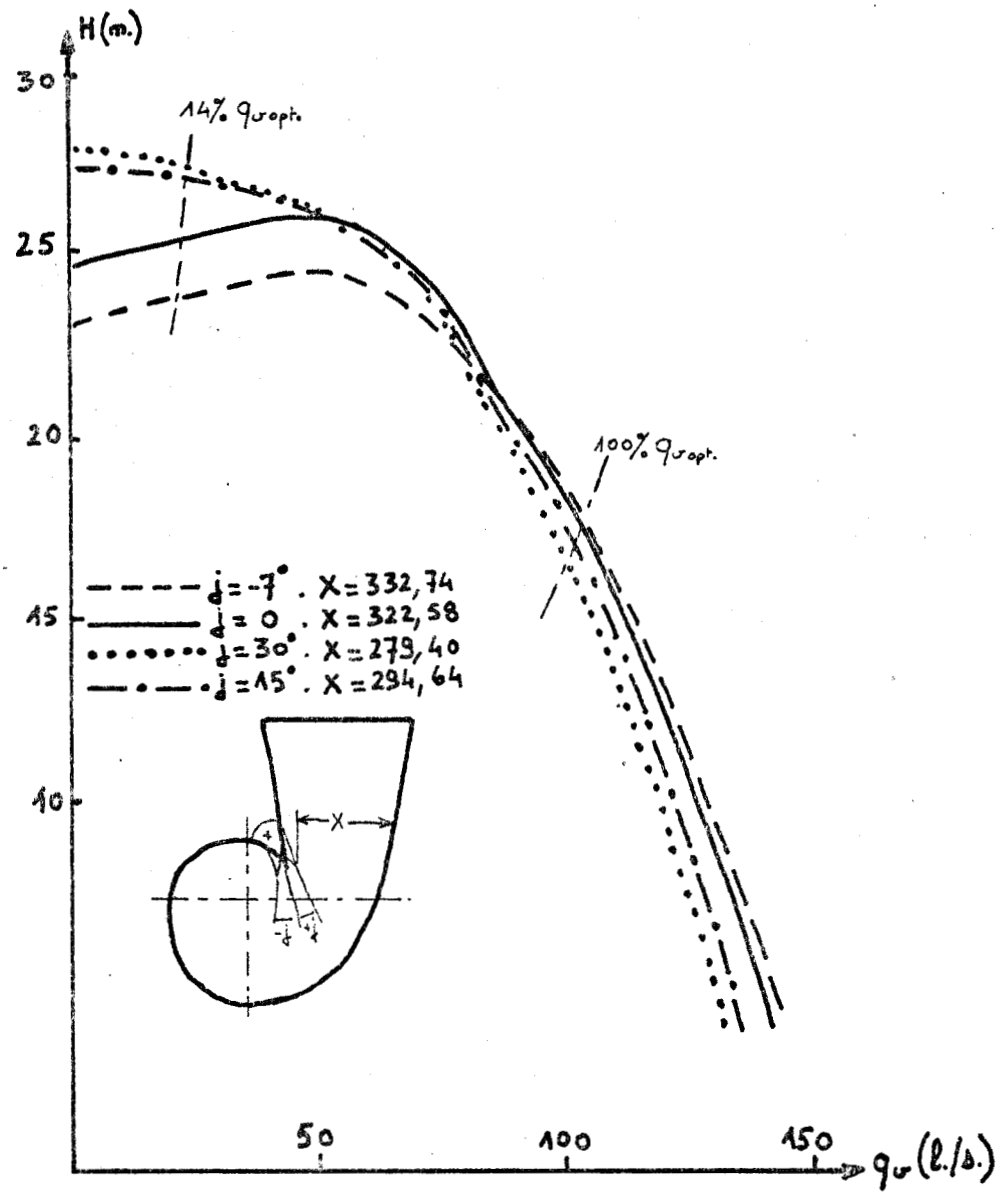
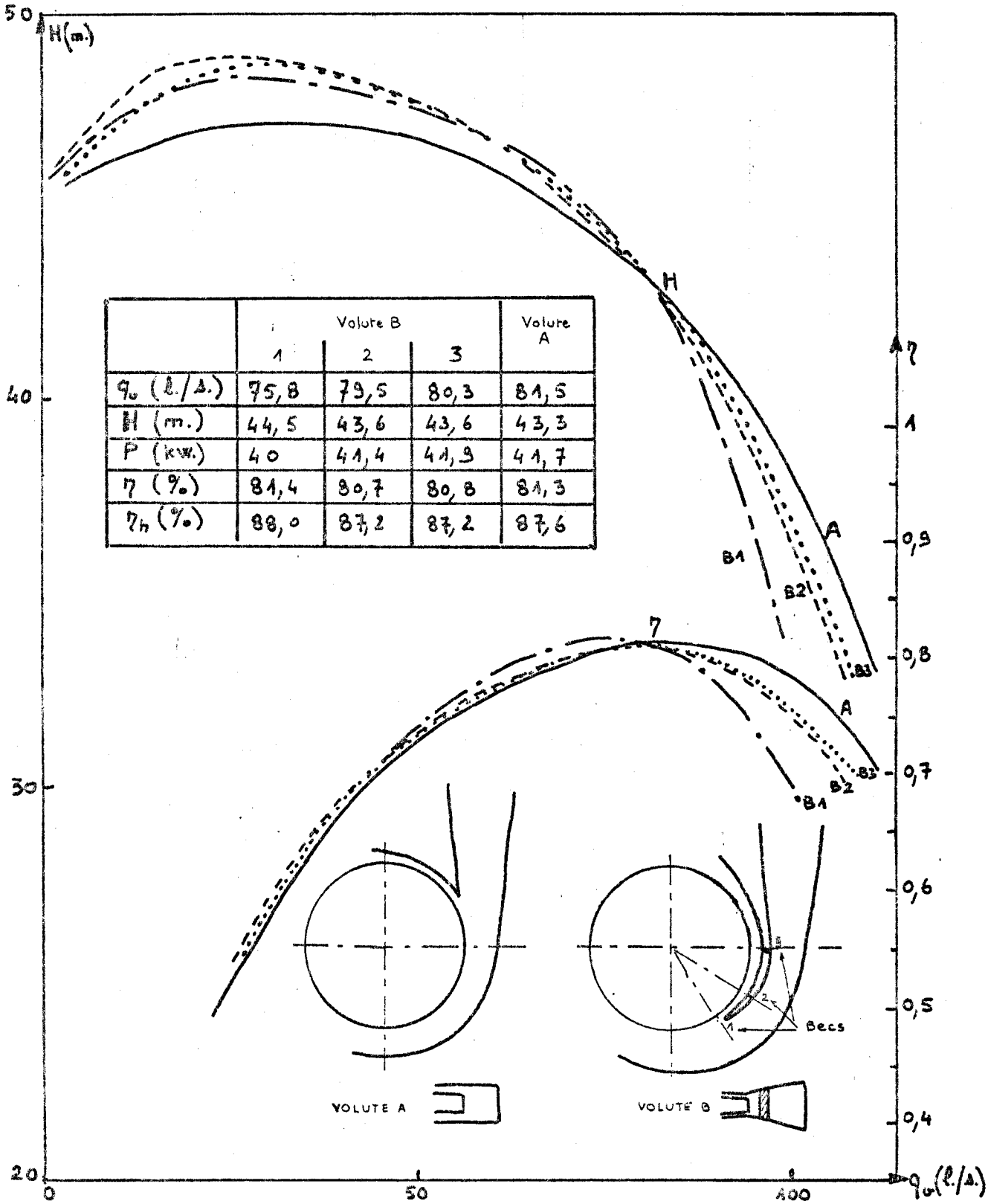


Fig. A 33 effet d'une variation de l'angle du bec dans une volute spirale logarithmique à 10° [9]

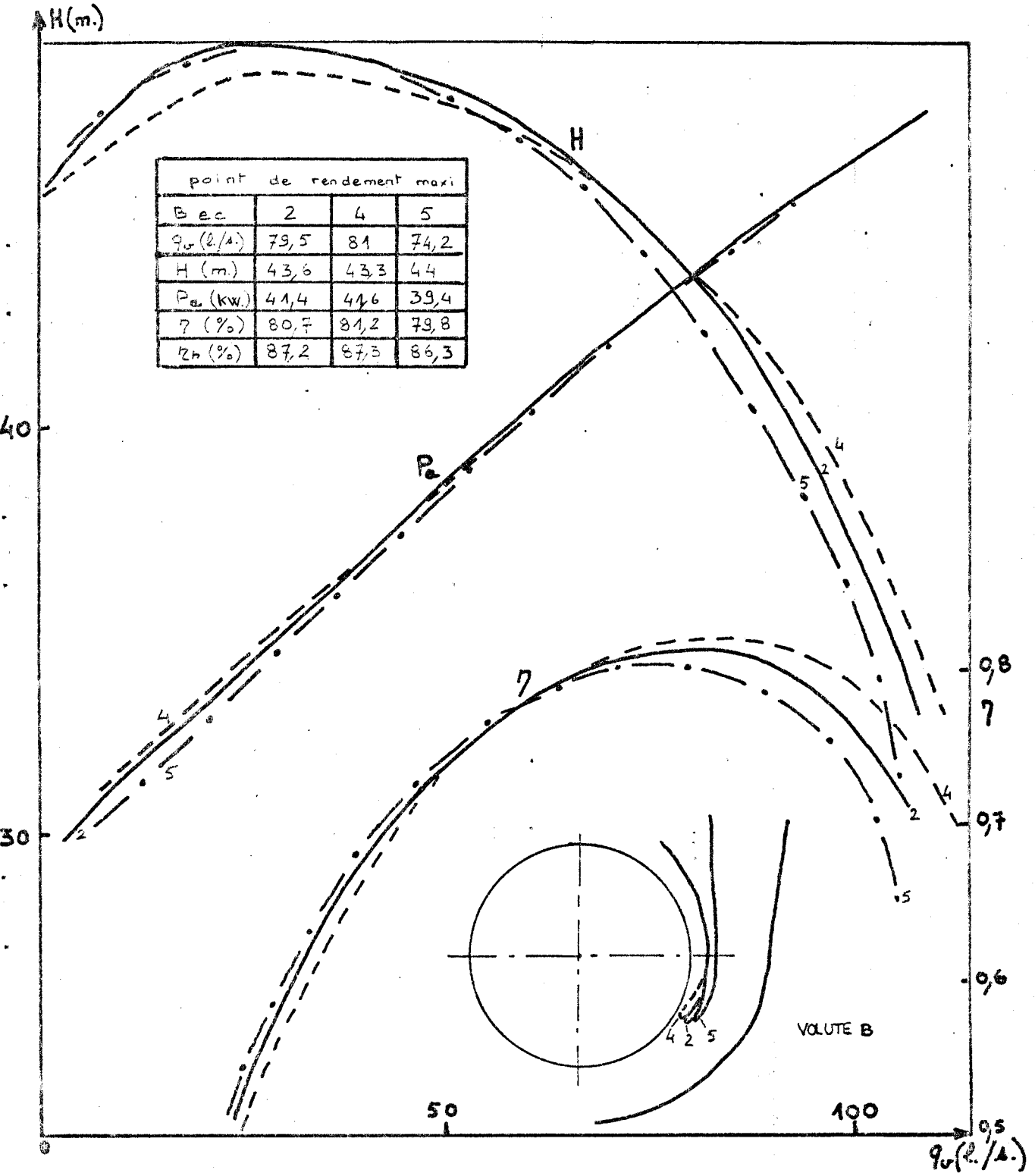
BUS ULLE



	Volute B			Volute A
	1	2	3	
q_v (l./s.)	75,8	79,5	80,3	81,5
H (m.)	44,5	43,6	43,6	43,3
P (kw.)	40	41,4	41,9	41,7
η (%)	81,4	80,7	80,8	81,3
η_h (%)	88,0	87,2	87,2	87,6

Fig. A 34 Effet de l'encombrement angulaire de la volute sur les performances d'une pompe ([11] p. 853)

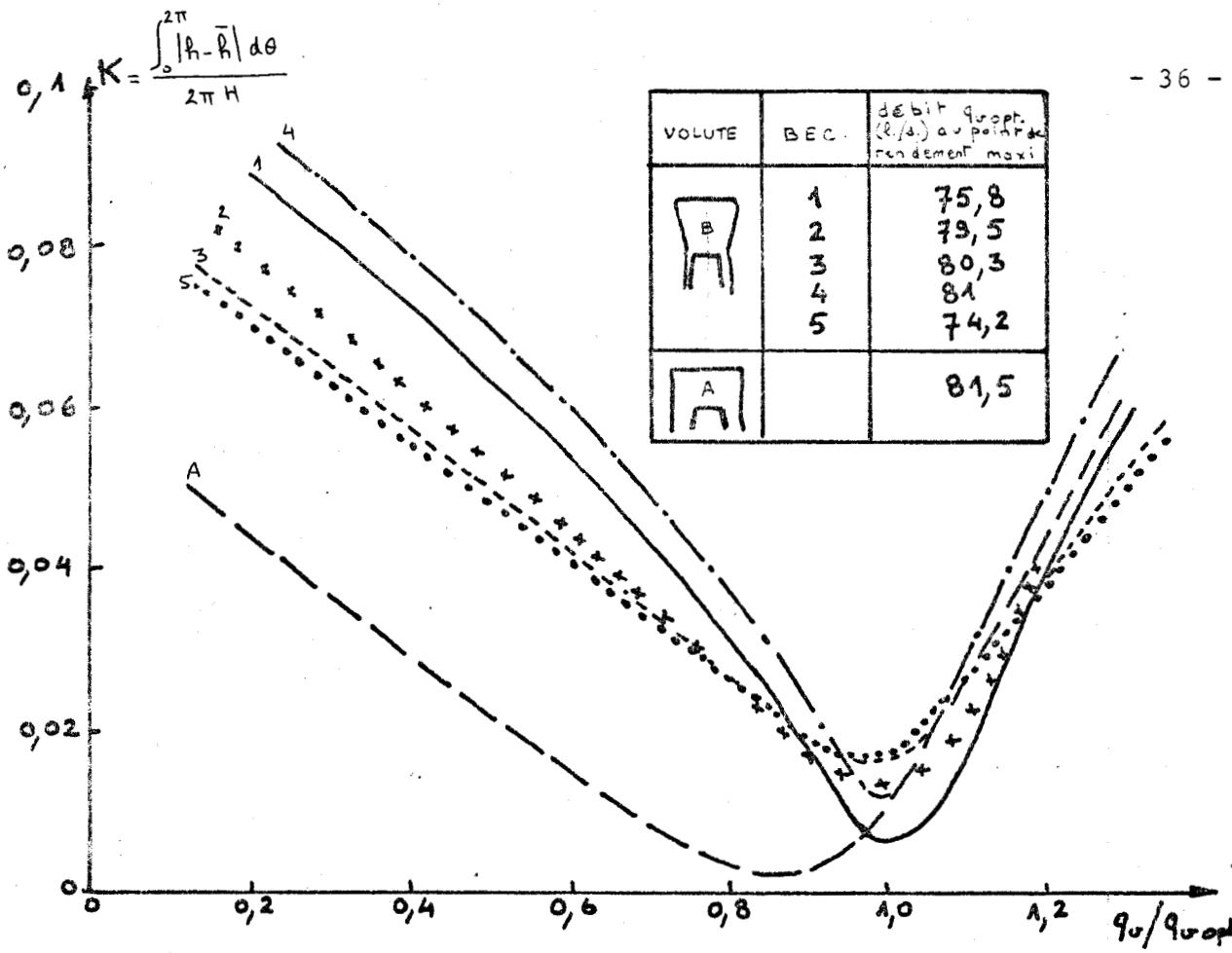
BUS LILLE



point de rendement maxi			
Bec	2	4	5
q_v (l./s.)	79,5	81	74,2
H (m.)	43,6	43,3	44
P_a (kw.)	41,4	41,6	39,4
7 (%)	80,7	81,2	79,8
7_h (%)	87,2	87,3	86,3

Fig. A 35 Effet d'une rotation du bec de volute sur les performances d'une pompe ([9]).

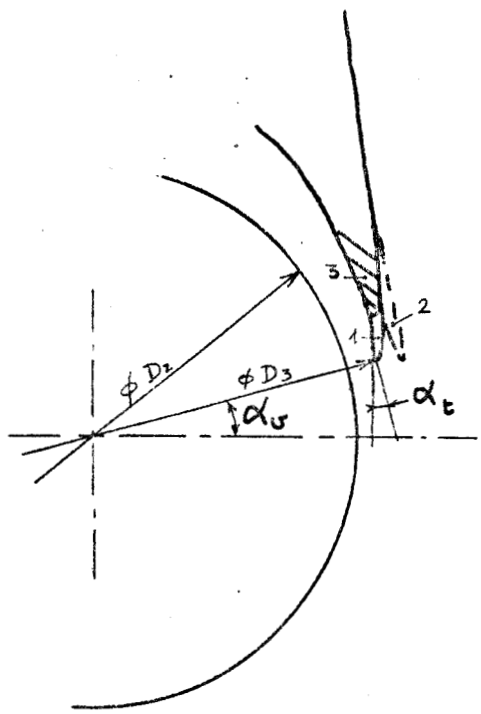
BUS LILLE



VOLUTE	BEC	débit $q_{v\,opt.}$ (l/s) au point de rendement maxi
B	1	75,8
	2	79,5
	3	80,3
	4	81
	5	74,2
A		81,5

Fig. A 36 Coefficient de répartition de pression autour de la roue d'une pompe ([11])

c) Résultats de SALASPINI [9]



Bec	1	2	3
α_v °	15	13,5	20
α_t °	15	5	15
D_3 mm	306	332	312

BHS LILLE

Fig. A 37 Becs de volute essayés par SALASPINI ([9])

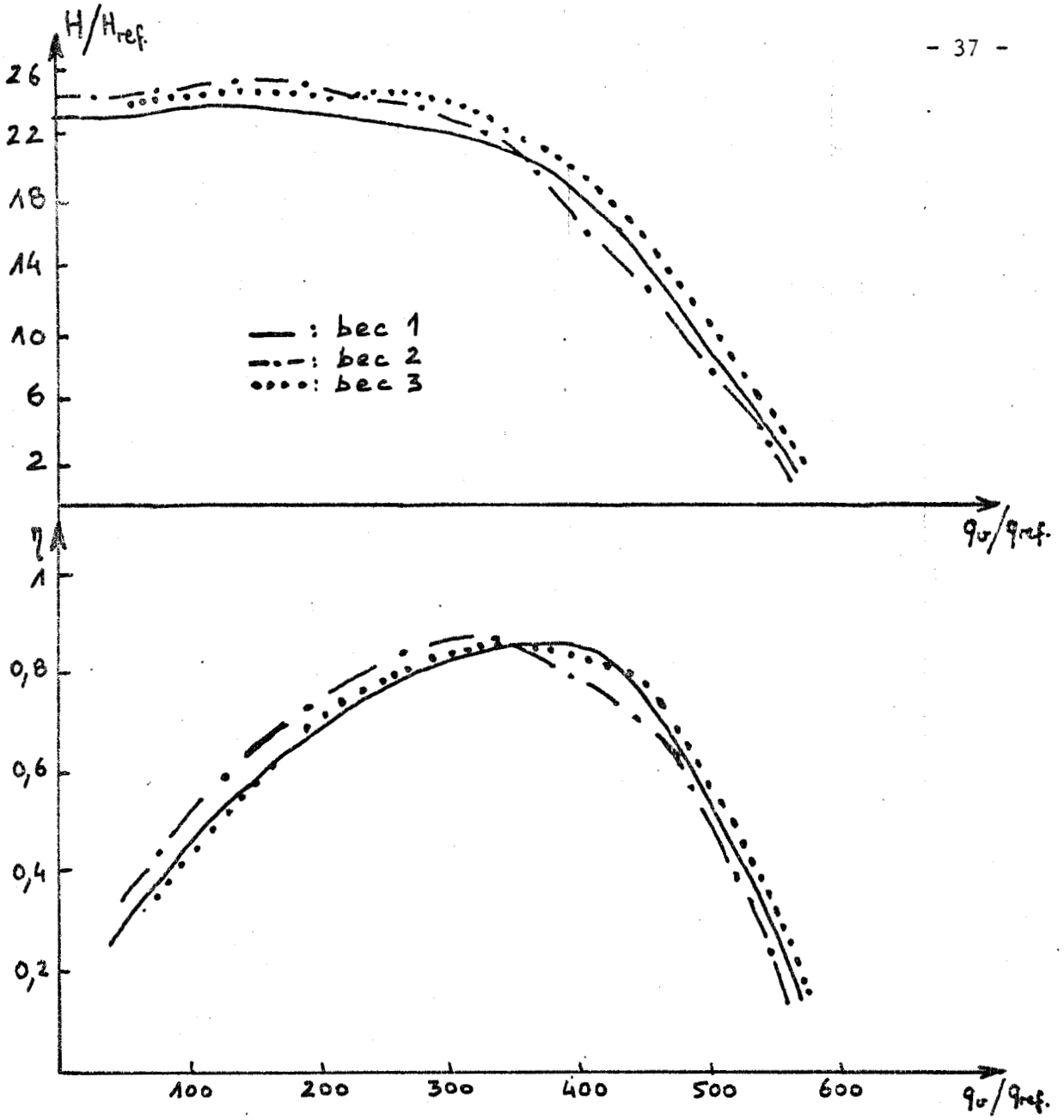


Fig. A 38 Caractéristiques obtenus par Salaspini [9]
(références q_{ref} et $H_{ref.}$ non précisées)

d. résultats de HIRA et VASANDANI [14]

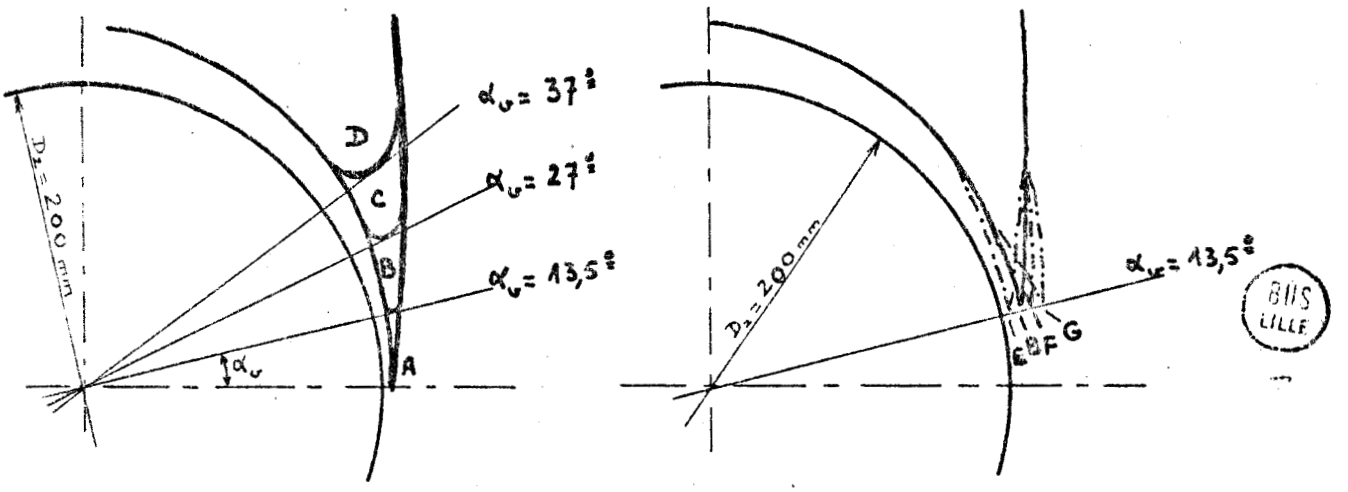


Fig. A 39 Becs de volute essayés par HIRA et VASANDANI [14]

BUS LILLE

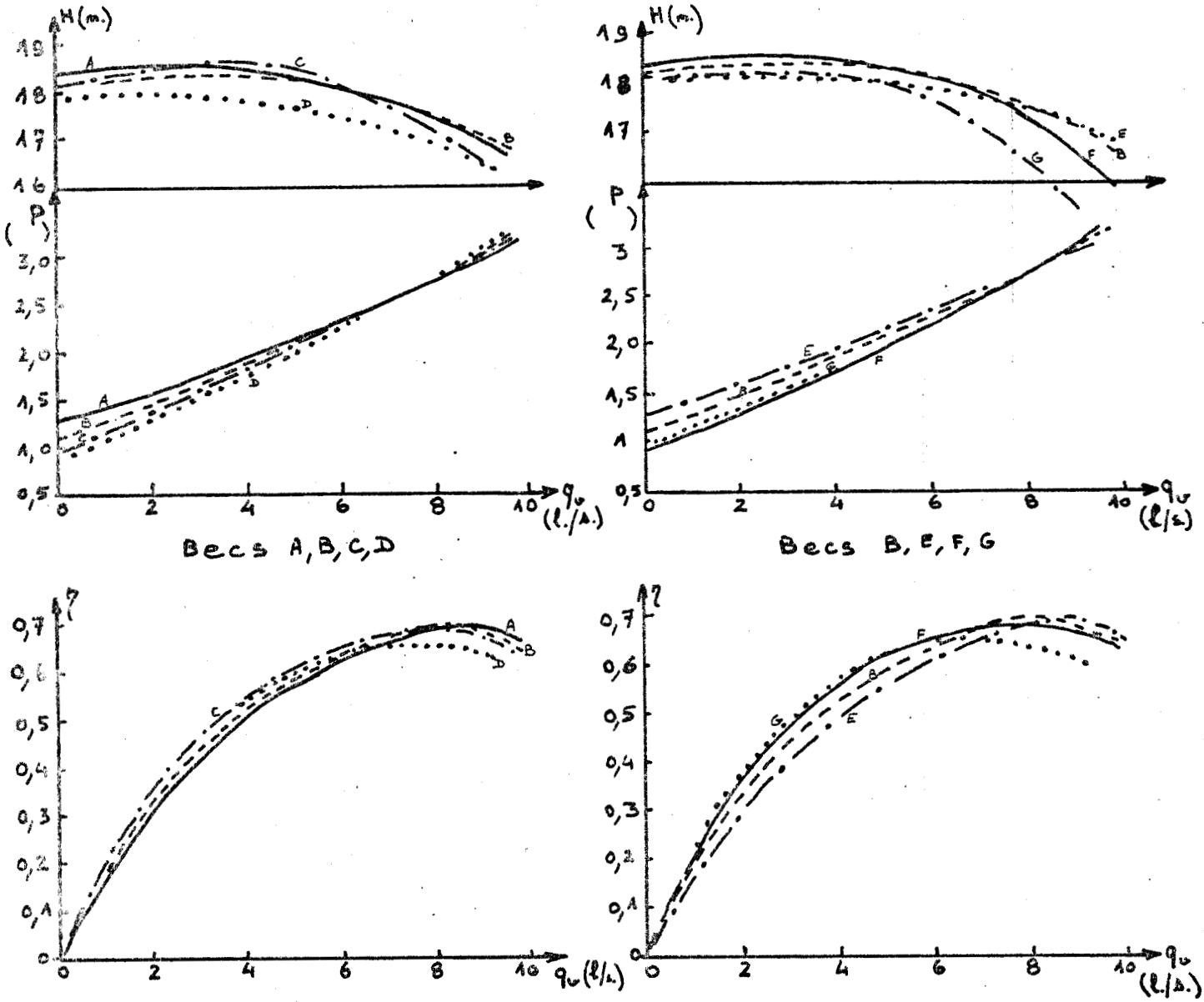


Fig. A 40 Caractéristiques obtenues pour les différents becs essayés par HIRA et VASANDANI ([14] p. 57).

BUS LILLE

e) Conclusions

Les résultats expérimentaux rappelés ci-dessus montrent clairement qu'il est nécessaire de condidérer l'ensemble roue-volute pour déterminer ou prévoir les caractéristiques d'une pompe ou d'un ventilateur centrifuge ; considérer les deux organes séparément conduit à une mauvaise estimation des possibilités de la machine étudiée.

De plus, il semble bien que le bec de volute soit un élément intéressant en ce qui concerne les possibilités d'adaptation d'une machine à un fonctionnement particulier. En effet, les résultats montrent que :

- une rotation du bec de volute dans le sens d'une augmentation du jeu bec-roue permet d'augmenter la hauteur obtenue à petit débit, et de déplacer le point de rendement maximum vers les petits débits, avec cependant une légère diminution de la valeur de ce rendement maximum
- Une réduction de l'encombrement angulaire de la volute déplace le point de rendement maximum vers les petits débits (figures A 40 et A 38) ou vers les grands débits (fig. A 34) selon la valeur initiale de cet encombrement angulaire.

Il faut donc être prudent dans l'exploitation de ces résultats. Cependant, on peut noter que l'utilisation possible d'un rognage du bec de volute (opération simple à effectuer) pour adapter une pompe donnée à de nouvelles conditions de fonctionnement par rapport aux conditions de conception commence à apparaître dans la littérature technique ; citons par exemple un récent article de la revue ACEC [15] qui signale le rognage du bec comme une opération à envisager (ainsi que l'adaptation d'une nouvelle roue) pour adapter les caractéristiques des pompes utilisées sur pipe-lines (voir figure A 41).

Enfin, il semble qu'une étude systématique de l'effet du jeu relatif $(D_3-D_2)/D_2$ n'ait pas été effectuée ; or, l'influence de ce paramètre ne doit pas être négligeable, comme le montrent les résultats expérimentaux ci dessus, et il est important de la

connaître, en particulier lorsqu'on réalise une adaptation de pompe par utilisation d'une roue de diamètre différent à celui de la roue initiale.

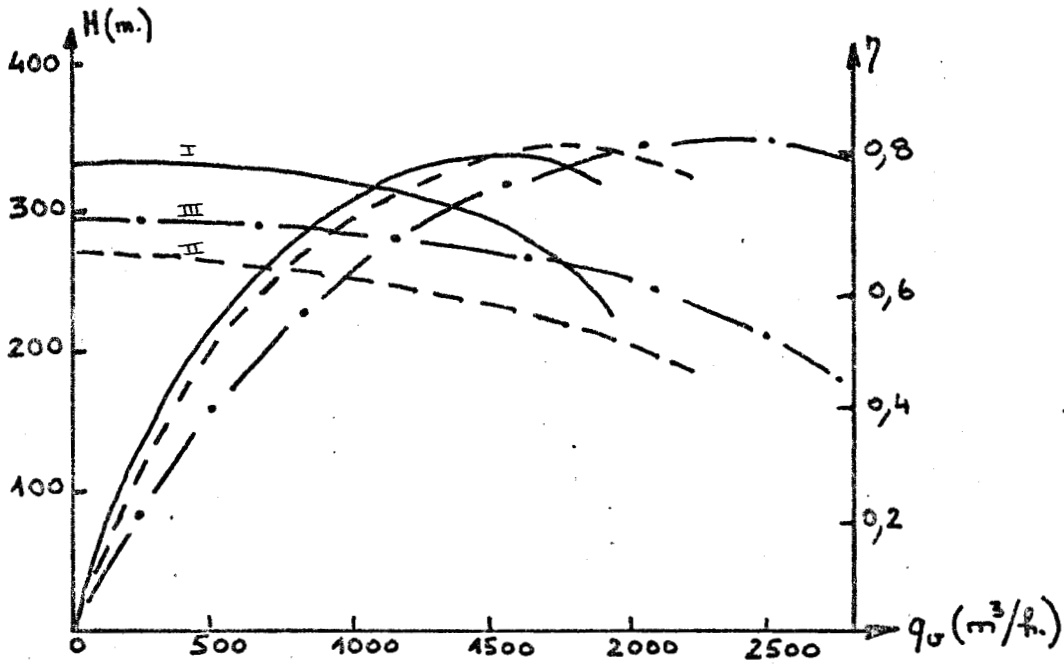


Fig. A 41 Courbes caractéristiques d'une même pompe avec ou sans modification de la roue et de la volute [15] .

I : volute et roue initiales
II : même roue que I ; bec de volute rogné
III : roue et bec de volute modifiés

BUS LILLE

3.5 - ANALYSES THEORIQUES DE L'ENSEMBLE ROUE-VOLUTE

Les tentatives d'analyse théorique de l'ensemble roue-volute sont peu nombreuses, et pourtant les résultats expérimentaux précédents montrent bien que la roue ne travaille pas de la même façon dans un diffuseur annulaire et dans une volute. En particulier, la figure A 36 montre que, même au point de rendement maximal, la pression n'est pas uniforme autour de la roue, et que ceci vient donc contrarier toutes les analyses théoriques classiques de l'écoulement du fluide dans la roue. De plus, la connaissance des phénomènes d'interactions est importante pour l'étude des vibrations et des sources de bruit.

Les problèmes rencontrés peuvent être classés en deux catégories :

a) détermination du point de rendement optimal pour un ensemble roue-volute déterminé et prévision des déplacements de ce point de rendement optimal lorsqu'on modifie des paramètres soit de la roue, soit de la volute.

b) détermination des conditions de fonctionnement sur toute la caractéristique et en particulier détermination des fluctuations de pression dues à l'interaction roue-volute.

Examinons succinctementcomment il est possible d'aborder chacun de ces problèmes.

3.5.1. - PROBLEME a :

Une solution intéressante à ce problème nous semble avoir été apportée par WORSTER [11] . Il détermine la position prévue du point d'adaptation en traçant la caractéristique théorique de la roue (analyse à une dimension corrigée par introduction d'un facteur de glissement et du rendement hydraulique) puis en recherchant l'intersection de cette caractéristique avec celle de la volute. Détaillons un peu ces calculs :

La hauteur indiquée théorique d'une roue de rayon extérieur R_2 ayant des aubages inclinés vers l'arrière d'un angle β_2 et une largeur à la sortie b_2 s'écrit, en négligeant l'obstruction des aubages et la prérotation à l'entrée :

$$g \cdot H_{iTh.} = u_2 \cdot c_{u2} = u_2^2 - u_2 \cdot \frac{q_v}{2\pi . R_2 . b_2 . tg\,\beta_2}$$

ou sous forme adimensionnelle

$$\mu_{iTh.} = \frac{g . H_{iTh.}}{u_2^2} = 1 - \frac{\delta}{2\pi} \cdot \frac{R_2}{b_2} \cdot \frac{1}{tg\,\beta_2}$$

avec $\delta = q_v / u_2 R_2^2$

Compte tenu de la présence d'un nombre fini d'aubages, le coefficient de travail indiqué s'écrit :

$$\mu_i = \sigma . \mu_{iTh}$$

σ étant le facteur de glissement, qui dépend en général du nombre d'aubages Z, de l'angle β_2 , du coefficient de débit δ , et éventuellement d'autres paramètres géométriques. De nombreux modèles exprimant ce facteur de glissement existent (travaux de BUSEMANN, STODOLA, PFLEIDERER,ECK, ...).

En ce qui concerne la caractéristique de la volute, voyons comment on peut l'obtenir dans le cas par exemple d'une volute de section rectangulaire de largeur constante b_3 et de hauteur V dans la section de sortie qui est traversée par le débit total de la pompe. Si on adopte un calcul de la volute selon le principe de la conservation du moment cinétique massique, on obtient :

$$q_v = \int_{R_2}^{R_2+V} c_u \cdot b_3 \, dr \qquad \text{avec} \qquad r c_u = R_2 c_{u2}$$

soit $$q_v = b_3 R_2 c_{u2} \cdot Ln\left(\frac{R_2+V}{R_2}\right)$$

or, $$\mu_i = \frac{c_{u2}}{u_2}$$

et nous avons donc : $$q_v = b_3 R_2 \mu_i u_2 Ln\left(\frac{R_2+V}{R_2}\right)$$

soit : $$\mu_i = \frac{q_v}{u_2 b_3 R_2 Ln\left(\frac{R_2+V}{R_2}\right)} = \delta \cdot \frac{R_2}{b_3} \cdot \frac{1}{Ln\left(\frac{R_2+V}{R_2}\right)}$$

On obtient donc le point d'adaptation roue-volute à l'intersection de leurs caractéristiques respectives : (Fig. A 42)

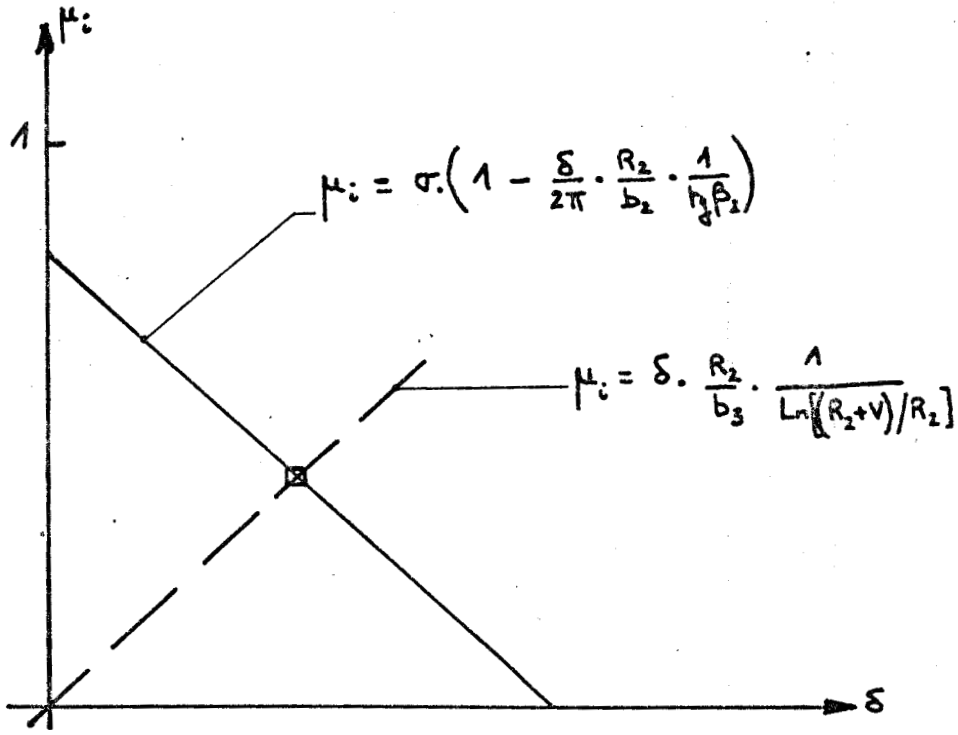


Fig. A 42 Détermination du point d'adaptation d'un ensemble roue-volute.

Cette méthode permet de plus de prévoir l'évolution du point d'adaptation lorsqu'on effectue des modifications sur la roue ou sur la volute, et les résultats ainsi obtenus par WORSTER [11] sont bien corroborés par l'expérience.

3.5.2 - PROBLEME b :

Ce problème n'a pas été abordé dans toute sa généralité. En effet, la détermination de l'écoulement dans le canal

inter-aubes n'est déjà pas simple à traiter lorqu'on ne regarde que la roue seule ; si on veut traiter l'ensemble, il est nécessaire de traiter simultanément les équations de l'écoulement dans la roue (axes relatifs) et dans la volute (axes fixes) ; or, le problème est d'autant plus difficile à traiter que à un écoulement relatif permanent dans la roue ne correspond pas un écoulement absolu permanent en sortie de roue.. Un essai de détermination de cet écoulement a été fait, dans le cas d'un écoulement plan de fluide non visqueux, par U. MANFRASS [16] . L'écoulement du fluide est analysé par une méthode des singularités : dans ce schéma, les aubages et la paroi de la volute sont remplacés par des distributions de vortex auxquels on superpose l'écoulement du à une source disposée au centre de la roue (figure A 43).

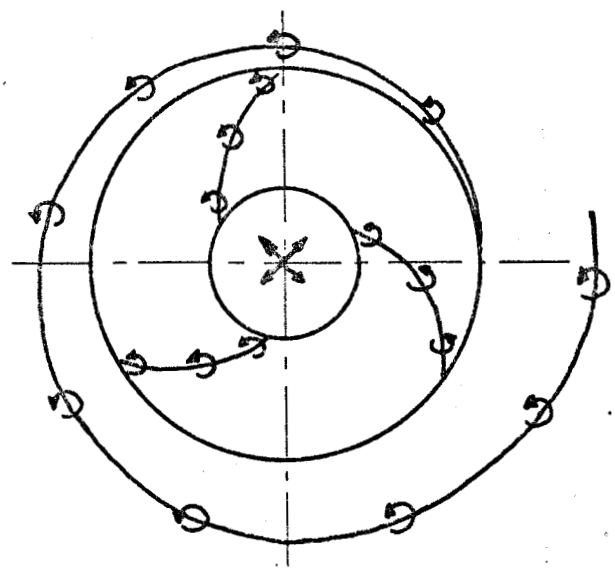


Fig. A 43 Schéma de calcul de MANFRASS ([16] p. 786).

La concordance entre les mesures et les calculs effectués par cette méthode semble à peu près valable au voisinage immédiat du point d'adaptation, mais devient mauvaise dès qu'on s'en éloigne. Il est cependant possible de cette manière d'avoir une idée des fluctuations de pressions et de vitesses dues à l'interaction entre partie fixe et partie mobile.

Ces phénomènes d'interactions peuvent également être étudiés en utilisant les résultats tant théoriques qu'expérimentaux relatifs aux grilles d'aubes en tandem, mais on sait la difficulté d'utilisation de ces résultats de grilles d'aubes planes pour l'étude des machines centrifuges.

PARTIE B

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES INTÉRACTIONS ENTRE LA ROUE ET LA VOLUTE D'UNE POMPE CENTRIFUGE

CHAPITRE 4

MOYENS D'ESSAIS UTILISES

4.1 - MESURES

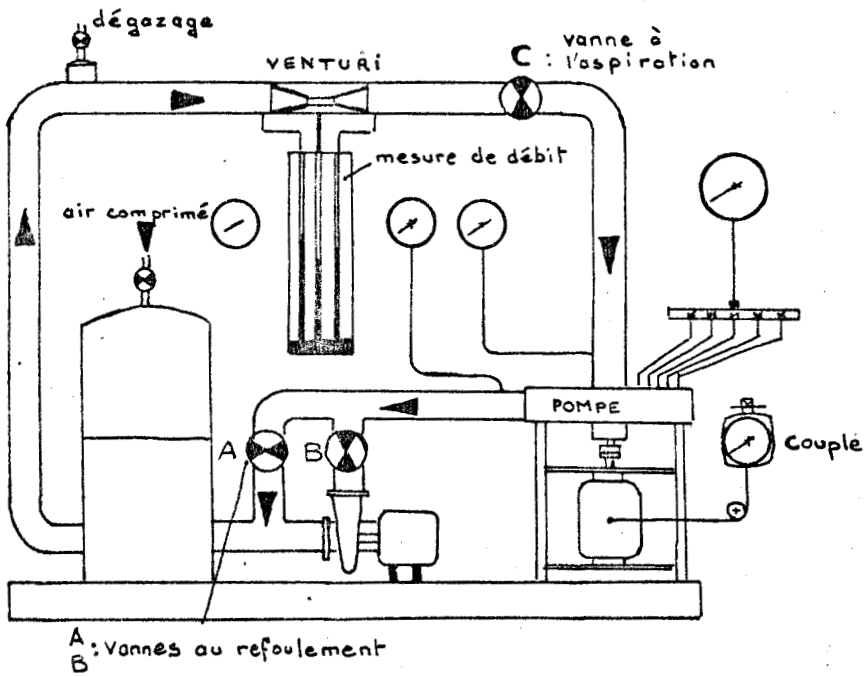


Fig. B 1 Schéma du banc d'essais de pompe.

Le banc d'essais de pompe centrifuge (fig. B 1) utilisé pour nos essais expérimentaux présente les possibilités de mesures classiques :

- mesure de débit par VENTURI
- mesures de pression à l'aspiration et au refoulement, ainsi qu'en différents points de la pompe
- mesure de vitesse de rotation (sonde électromagnétique) et du couple. Le moteur d'entrainement de la pompe est un moteur balance à courant continu de 1,5 kw dont la vitesse peut varier de 0 à 1400 tr/mn

BUS LILLE

. possibilité de mesurer la vitesse du fluide à l'entrée et à la sortie de la roue par utilisation d'une sonde à "3 trous"
. mesure de la pression de l'air au réservoir, avec possibilité de variation de cette pression, ce qui autorise le réglage de la ligne piézométrique du circuit
. mesure de la température de l'eau dans le réservoir.

Ces mesures permettent la détermination des caractéristiques classiques des pompes :

. hauteur, couple, puissance et rendement en fonction du débit à vitesse constante
. tracé des caractéristiques adimensionnelles.

4.2 - POMPES ESSAYEES

La pompe essayée est une pompe centrifuge à arbre vertical (fig. B 1). Les roues essayées sont des roues à aubes cylindriques du type semi-ouvertes. Le stator supérieur de la pompe est transparent, ce qui permet de visualiser l'écoulement de l'eau aussi bien dans la roue que dans le diffuseur. Ce stator supérieur est facilement démontable, ce qui permet d'accéder assez aisément à tout élèment de la pompe (entrée, roue, diffuseur) pour le modifier.

Nous disposons ainsi pour l'instant de :

a/ 2 configurations d'entrée : (fig. B 2)

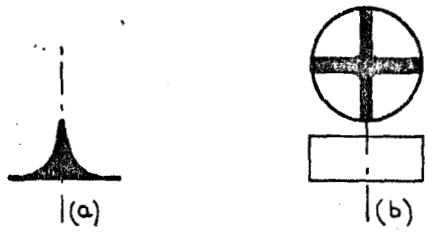


Fig. B 2 : entrée de la roue.
(a) sans aubage directeur
(b) avec aubages directeurs.

b/ 5 roues : (fig. B 3)

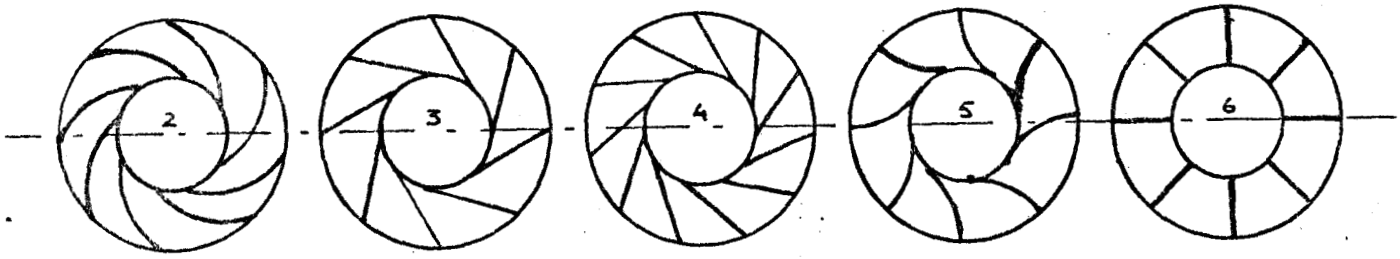


Fig. B 3 : roues essayées.

Les roues essayées ont les caractéristiques géométriques suivantes :

. diamètre à l'entrée : 100 mm) Ces paramètres géométriques
. diamètre à la sortie : 200 mm) peuvent être modifiés dans
. hauteur des aubages : 15 mm) certaines limites par tournage
. épaisseur des aubages : 3 mm) ou fraisage des roues disponibles.

. roue 2 : 8 aubages circulaires (ligne moyenne de rayon 82,5 mm)
angle d'entrée : 70°
angle de sortie : 65°

. roue 3 : 8 aubages droits
angle d'entrée : 70°
angle de sortie : 30°

. roue 4 : 11 aubages droits
mêmes angles que la roue 3

. roue 5 : 8 aubages circulaires (ligne moyenne de rayon 79,5 mm)
angle d'entrée : 70°
angle de sortie : 0°

. roue 6 : 8 aubages radiaux

Les angles indiqués sont mesurés par rapport à la direction radiale.

c/ Trois configurations de sortie (fig. B 4)

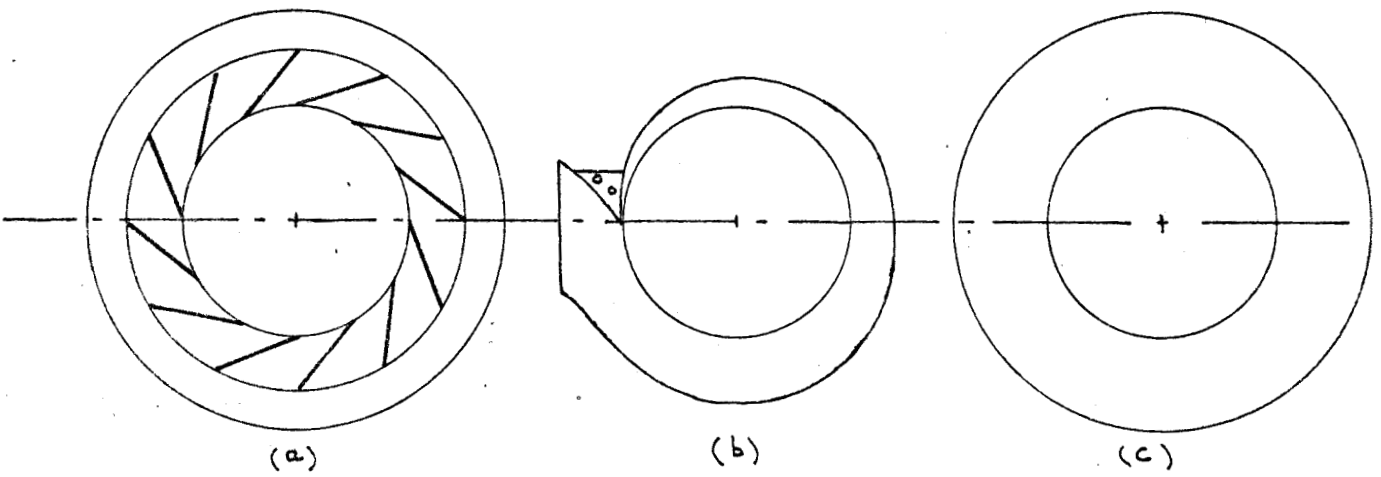


Fig. B4

Compte-tenu du carter supérieur en matériau transparent, nous avons monté un stroboscope piloté par une sonde électromagnétique placée à proximité d'une roue dentée fixée sur l'arbre de la pompe. Ceci nous permet donc d'avoir une image figée des phénomènes dans la roue, image déphasable à volonté grâce à l'introduction d'un retardateur d'éclats dans le circuit du stroboscope. Nous avons ainsi la possibilité de photographier des phénomènes apparaissant dans la roue pour différentes positions relatives de la roue et du diffuseur, en utilisant l'éclair du stroboscope comme flash.

C'est ce dispositif expérimental qui nous a permis d'observer le phénomène de cavitation au bec de la volute dont il sera question au chapitre 5.

4.3 - CARACTERISTIQUES A 1000 tr/mm

Les figures B 5, B 6, B 7 nous montrent les caractéristiques obtenues à 1000 tr/mm avec les diverses roues, lorsqu'on utilise la volute spirale comme élément de sortie.

Les rendements obtenus ne sont pas très élevés, ce qui n'est pas très étonnant compte-tenu de la taille de la pompe et de l'influence prépondérante de certaines pertes (chocs, jeu entre la roue et le stator, conception assez rustique des roues et de la volute,...).

De plus, si on calcule le coefficient de vitesse angulaire au point de rendement maximum des pompes essayées, on a des valeurs de Ω de l'ordre de 0,35, et la valeur du rendement trouvée est en assez bon accord avec la courbe exprimant ce rendement en fonction de Ω (fig. A 5).

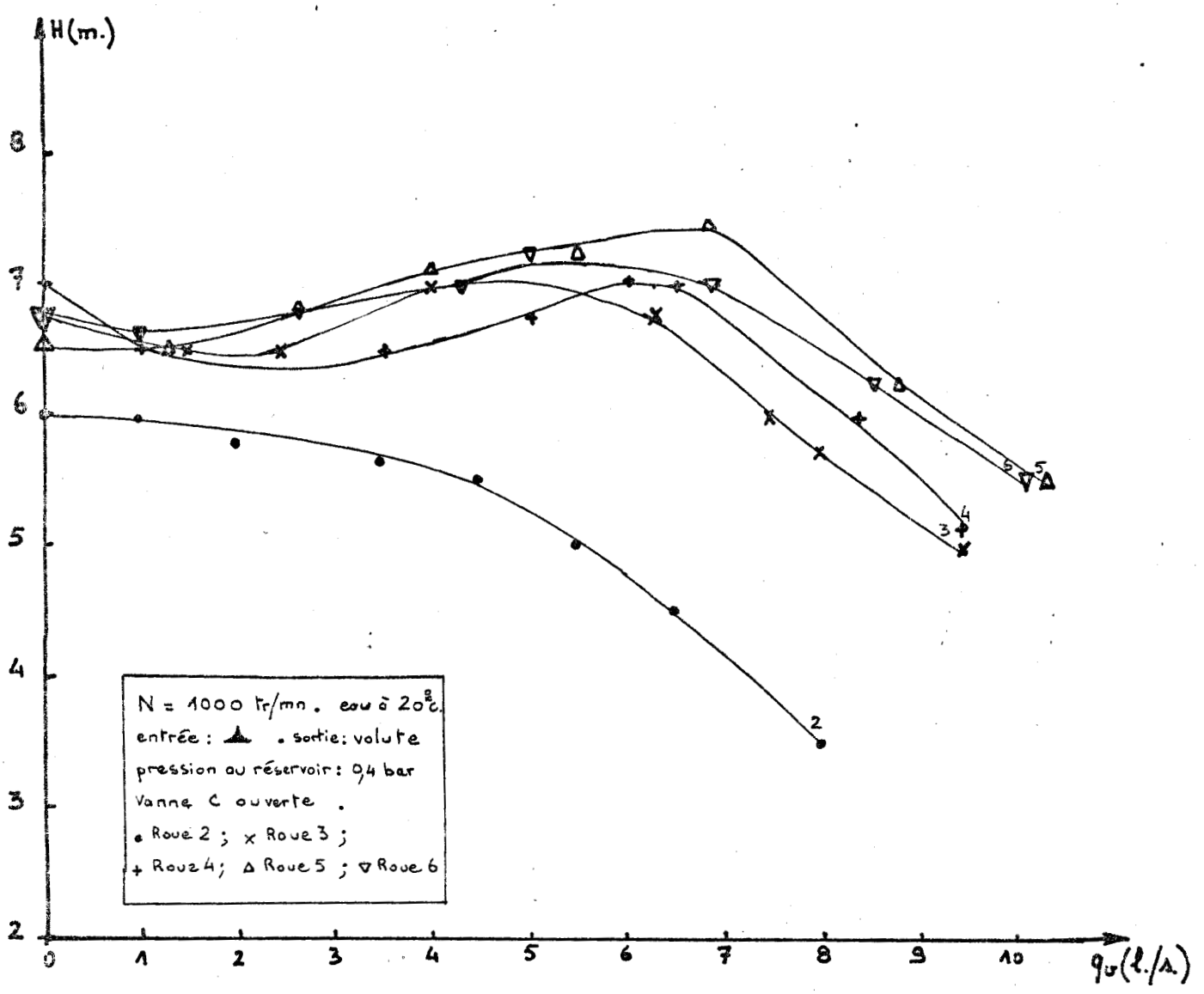


Fig. B 5

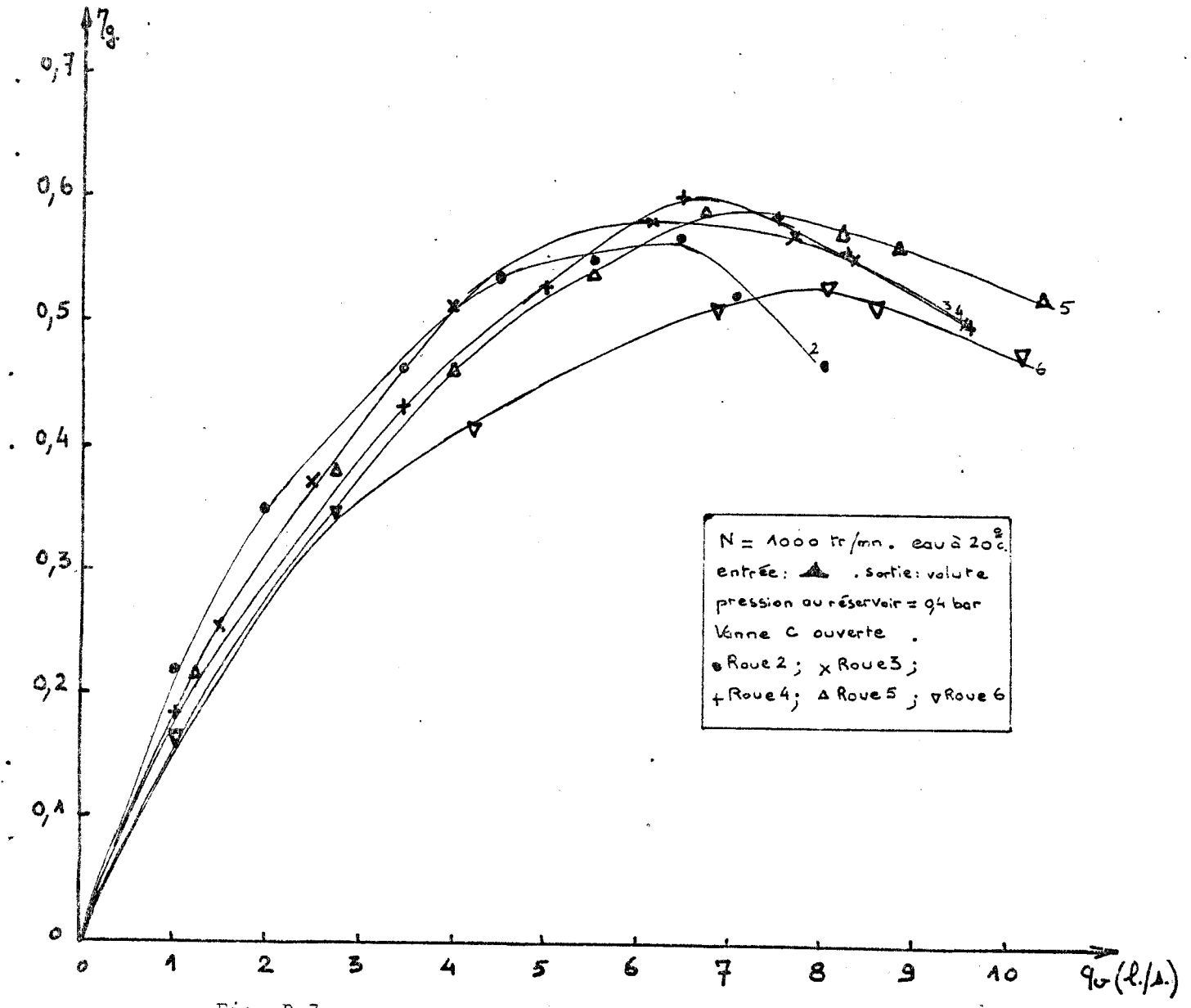


Fig. B 7

BUS LILLE

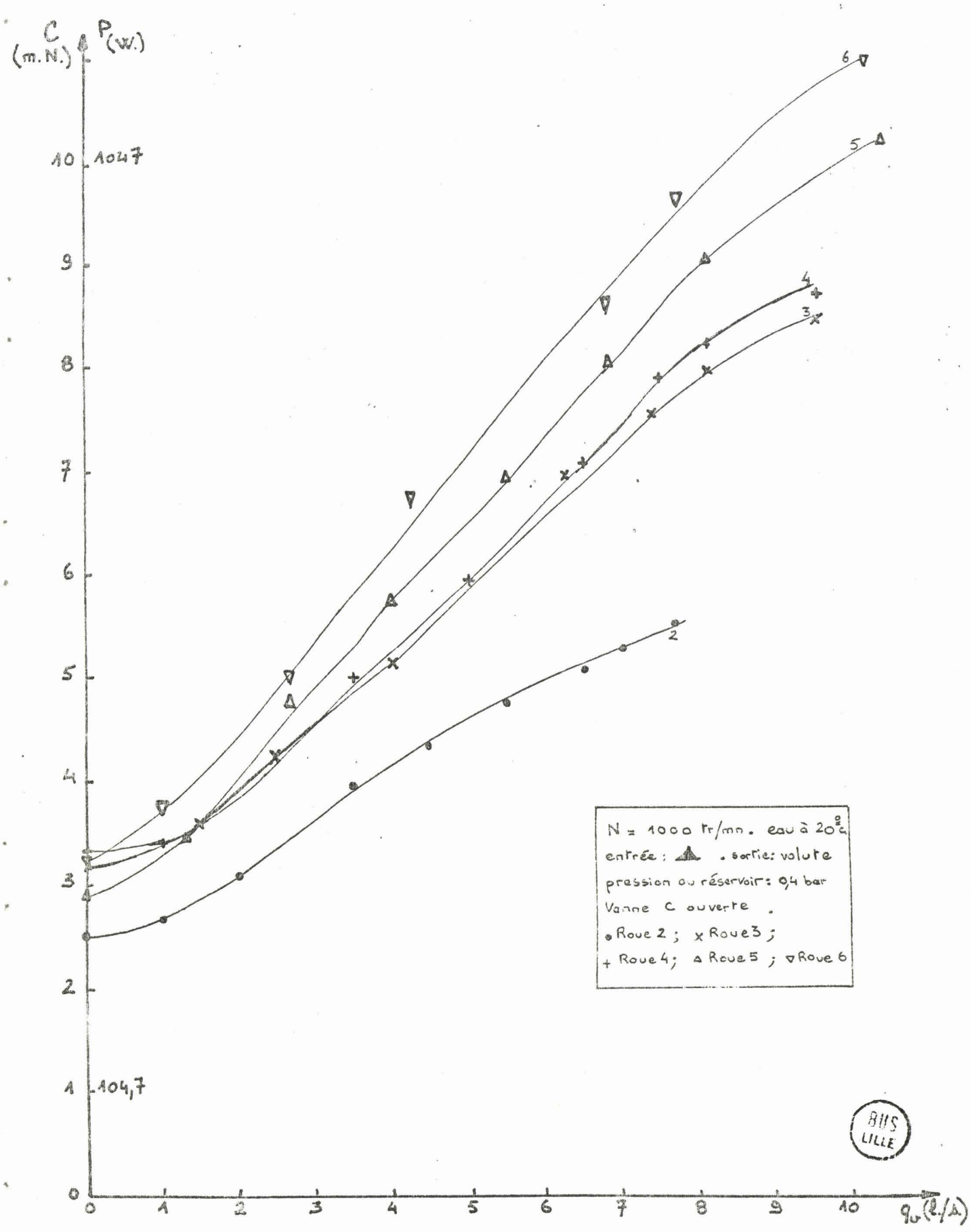

C (m.N.)
P (W.)
1047
104,7
q_v (l/s)
N = 1000 tr/mn. eau à 20°C
entrée : ▲ . sortie: volute
pression au réservoir: 0,4 bar
Vanne C ouverte .
• Roue 2 ; x Roue 3 ;
+ Roue 4 ; △ Roue 5 ; ▽ Roue 6
BUS LILLE

Fig. B 6

CHAPITRE 5

OBSERVATION D'UN PHENOMENE DE CAVITATION INSTATIONNAIRE SUR LE BEC DE VOLUTE

5.1 - OBSERVATION DE PHENOMENE

Le montage stroboscopique décrit au chapitre précédent nous a permis de mettre en évidence un phénomène de cavitation instationnaire au niveau du bec de la volute de notre pompe centrifuge. Cette cavitation qui apparait puis disparait au passage de chaque aubage de la roue devant le bec de volute, est présente alors qu'aucune autre tace de cavitation n'existe dans la roue. Nous avons pu l'observer en différents points de la caractéristique de la pompe, mais essentiellement à des débits supérieurs au débit d'adaptation de la pompe : l'importance du phénomène augmente avec le débit, mais par chaque point de fonctionnement étudié il nous a été possible de le réduire et même de le faire disparaître en agissant sur la ligne piézométrique du circuit par l'intermédiaire de la pression au réservoir (Fig. B 1). Nous avons pu ainsi déterminer la pression minimale à maintenir à l'aspiration de la pompe pour qu'il n'y ait pas apparition de cavitation au bec ; de plus, cette possibilité de réglage de la pression au réservoir nous a permis de constater que la présence de ce phénomène de cavitation n'affecte en rien les performances de la pompe (à la précision de nos relevés).

La photo ci-dessous (Fig. B 8) et la perspective schématique (Fig. B 9) permettent de préciser un peu mieux la nature des photos qui suivent, relatives à un essai dont les conditions étaient les suivantes :

- roue à 8 aubages droits (roue n° 6)
- vitesse de rotation : 1 000 tr/mn
- $h/h^* = 0,7$; $q_v/q_v^* = 1,5$ (h^* et q_v^* représentent ici la hauteur et le débit au point de rendement maximum).
- pression effective à l'aspiration : 0,5 m.C.E.
- pression effective à l'aspiration à la disparition du phénomène : 7,5 m.C.E.

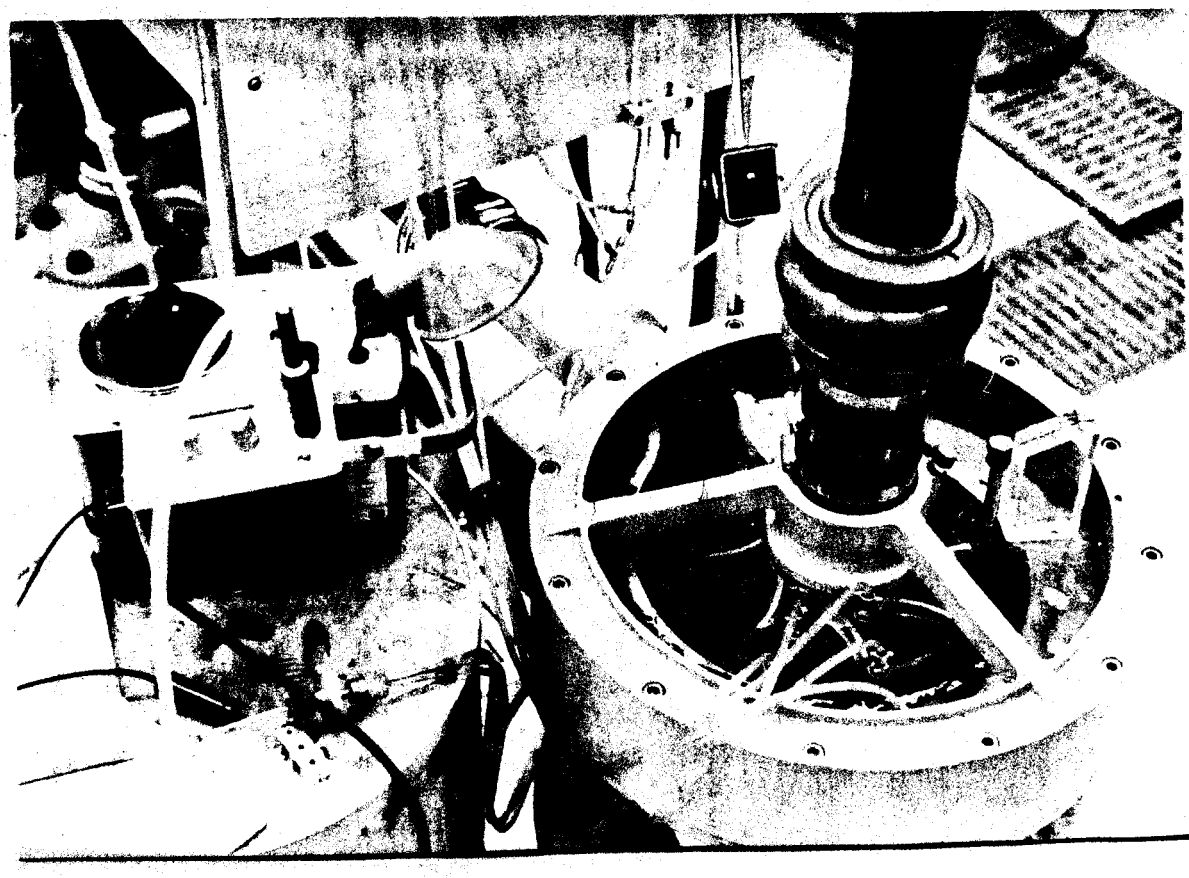


Fig. B 8 Photo montrant le carter transparent de la pompe et le dispositif stroboscopique.

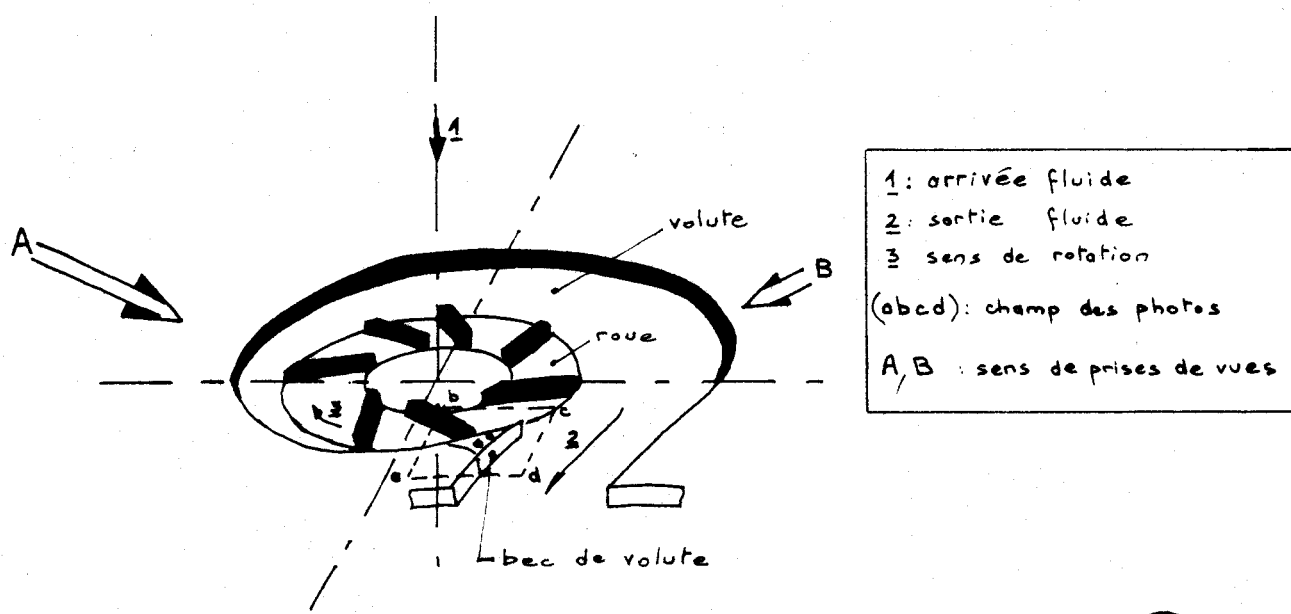
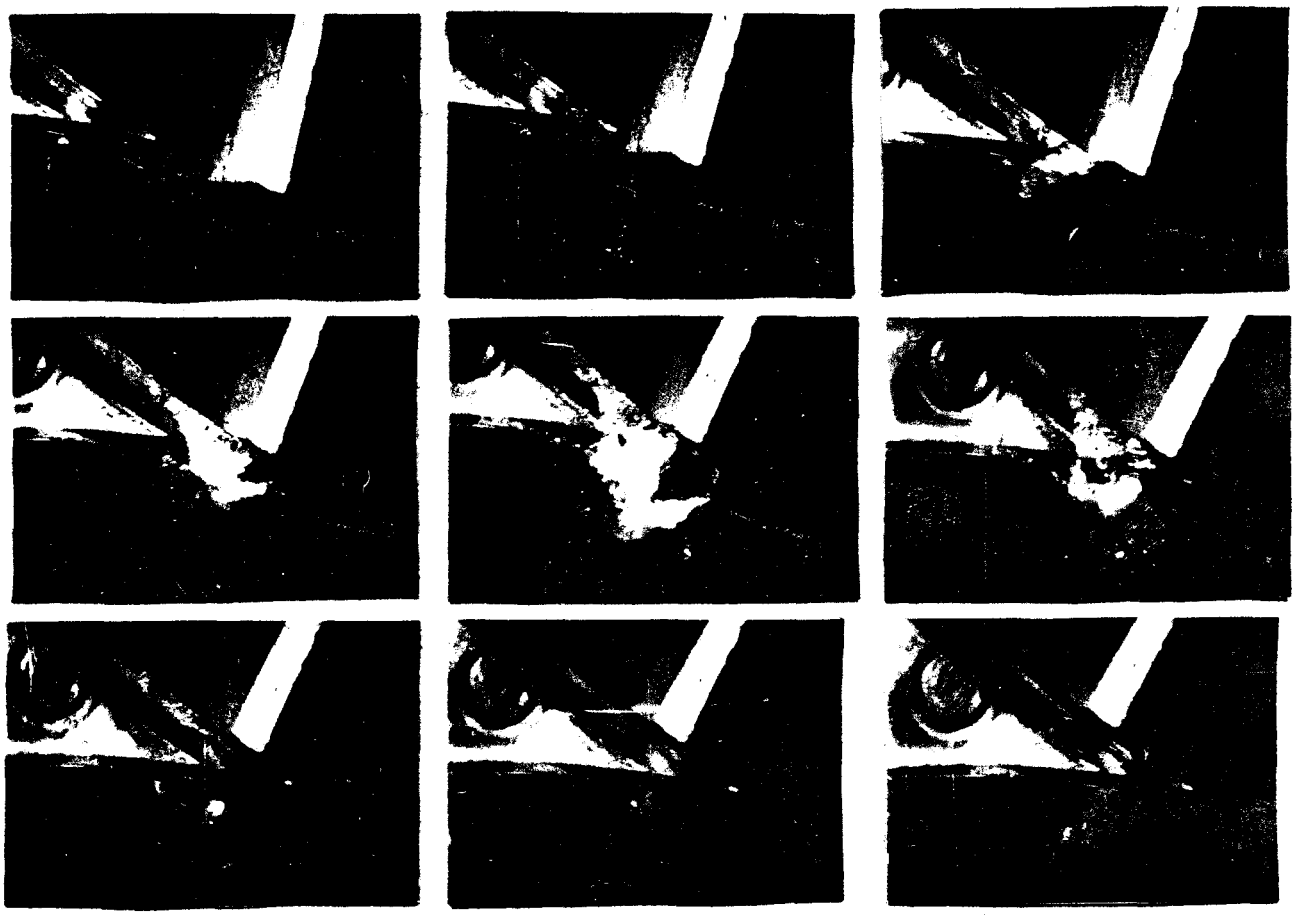


Fig. B 9 Schéma précisant les sens de prises de vues et le champ des photos.

BUS LILLE

Les photos qui suivent, (sens de prise de vue : (A)), permettent de décrire le phénomène observé :



Photos montrant l'aubage approchant du bec (pas de cavitation) puis l'apparition et la croissance de la cavitation sur le bec de volute, lorsque l'aubage est à son voisinage direct et enfin la disparition de la cavitation après le passage de l'aubage.

Les deux agrandissements suivants nous détaillent mieux l'allure de la poche de vapeur qui se forme sur le bec de volute, au sein du fluide, dans le canal de sortie de la pompe. On remarque également sur ces photos que corrélativement à la cavitation sur le bec, il apparaît également une cavitation marginale de fuite dans le jeu qui existe entre la partie supérieure du bec et le carter transparent amovible de notre pompe. Ces deux phénomènes apparaissent et disparaissent simultanément à chaque passage d'un aubage devant le bec de volute.

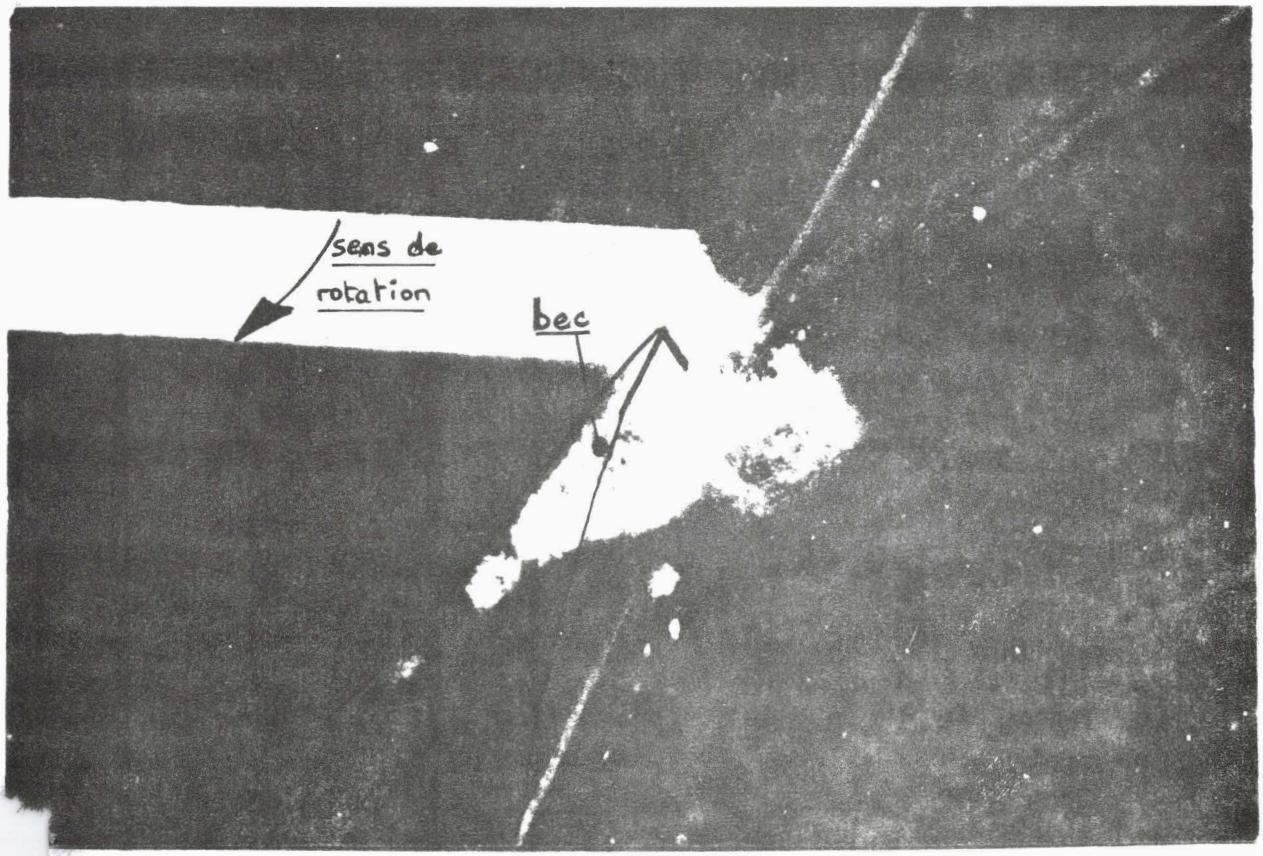
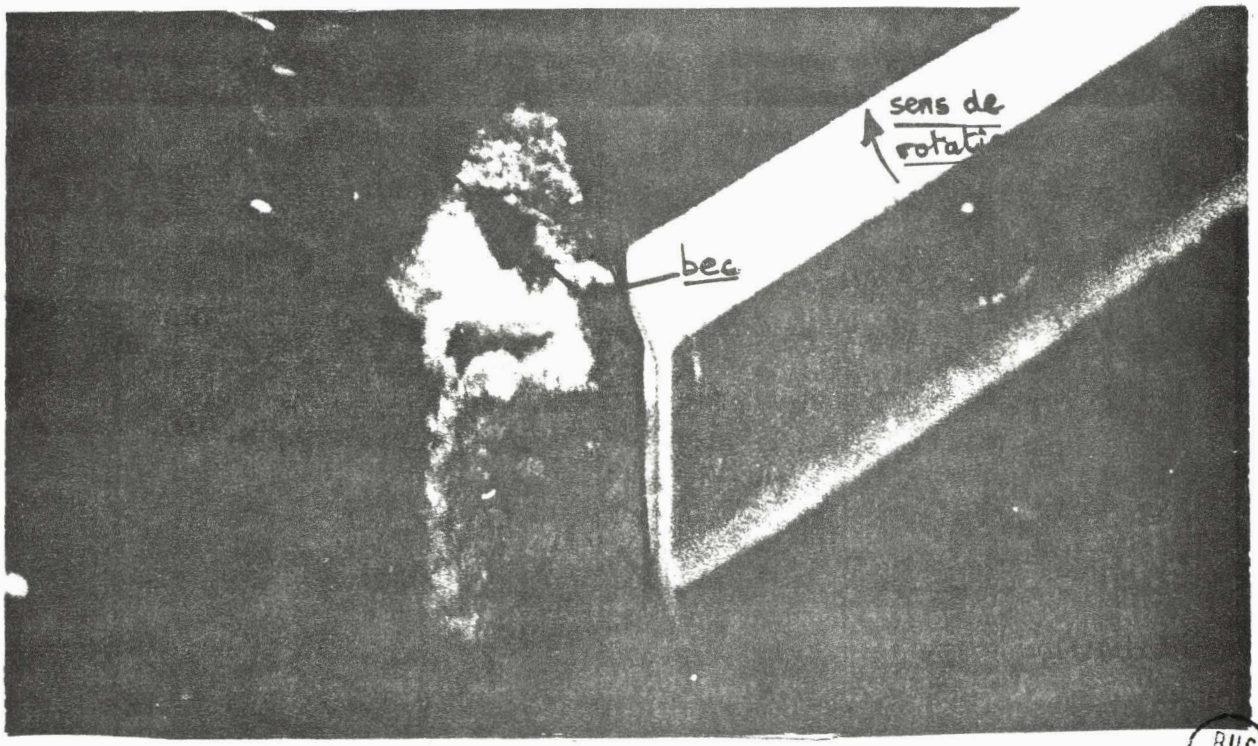


Fig. B 10 Agrandissement précisant le phénomène de cavitation sur le bec de volute (sens de prise de vue (A) - Roue n° 3 - débit maxi à 1000 tr/mn)



BUS
LILLE

Fig. B 11 Agrandissement montrant la zone cavitante vue selon (B) - (mêmes conditions que B 10).

L'observation des photos précédentes montre donc que nous voyons apparaître un phénomène de cavitation sur le bec de volute au passage de chaque aubage devant ce bec, au moment où l'interaction entre roue et bec de volute est la plus forte, c'est-à-dire au moment de l'obstruction quasi totale par ce bec de volute du débit du canal formé par l'aubage étudié et celui qui le précède immédiatement.

Notons dés à présent que l'existence de ce phénomène instationnaire de cavitation est très certainement accentuée sur notre banc d'essais par le fait que nous avons lors de ces essais un jeu extrémement réduit entre l'extrémité de la roue et le bec de volute (dans l'essai décrit ci-dessus nous avons un jeu de l'ordre de 0,5 mm pour un diamètre extérieur de roue de 200 mm, ce qui est beaucoup plus petit que les régles constructives classiques relatives à la valeur de ce jeu, vues au chapitre 3) . Malgré cette restriction nous pensons avoir mis en évidence de façon claire l'apparition de ce phénomène, son caractère instationnaire, et ces observations expliquent les érosions de becs de volutes cités par exemple par STEPANOFF ([3] , p. 252) ou par SASIA ([17]) pour des pompes ayant fonctionné longtemps à des débits supérieurs au débit optimum.

5.2 - EVOLUTION DU PHENOMENE

Nous avons pu observer et photographier le phénomène pour les différentes roues citées précédemment, pour un même jeu entre l'extrémité de la roue et le bec de volute.

Pour trois de ces roues, nous avons observé l'évolution du phénomène lorsque l'on fait varier la pression à l'aspiration sans modifier les autres conditions de fonctionnement. Ces essais nous ont permis de noter la pression à l'aspiration nécessaire pour que le phénomène de cavitation n'apparaisse pas, et d'en déduire les courbes exprimant le NPSH requis en fonction du débit relatives à cette cavitation marginale. Les résultats obtenus se traduisent par les courbes de la figure B 12 sur lesquelles on peut constater que :

a/ Le NPSH requis est une courbe à très forte pente en fonction du débit : le phénomène est très sensible dans les zones de débit important. L'allure de cette courbe de NPSH requis est à rapprocher des courbes obtenues à propos de la cavitation dans les diffuseurs à aubages des pompes centrifuges. Ce phénomène et l'allure des courbes a été décrit par Monsieur GUITON [18] et il nous semble intéressant de rappeler les courbes citées en référence (Fig. B 13).

On retrouve la même évolution du phénomène observé avec l'augmentation du débit, en notant toutefois que nous n'avons pas pu déceler d'influence notable sur les caractéristiques de la pompe comme cela apparaît dans un diffuseur à aubages. De plus, il est à noter que les valeurs du NPSH requis ont été relevées en notant la disparition du phénomène de cavitation et non pas son apparition. Les valeurs trouvées varient sans doute selon le mode opératoire du fait d'une certaine hystérésis du phénomène et avec la quantité d'air dissous dans l'eau que nous ne controlons pas très finement.

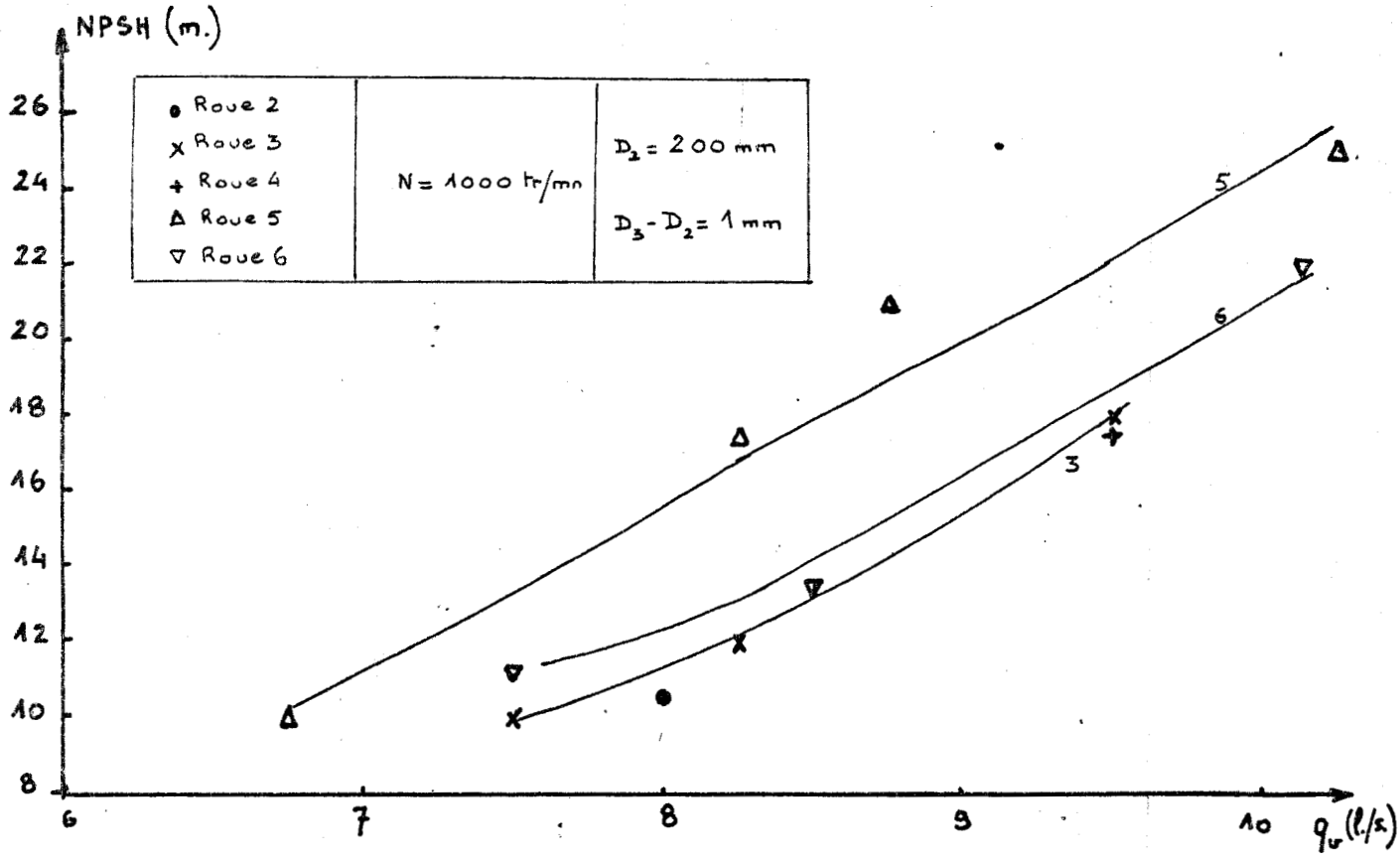


Fig. B 12 NPSH requis en fonction du débit.

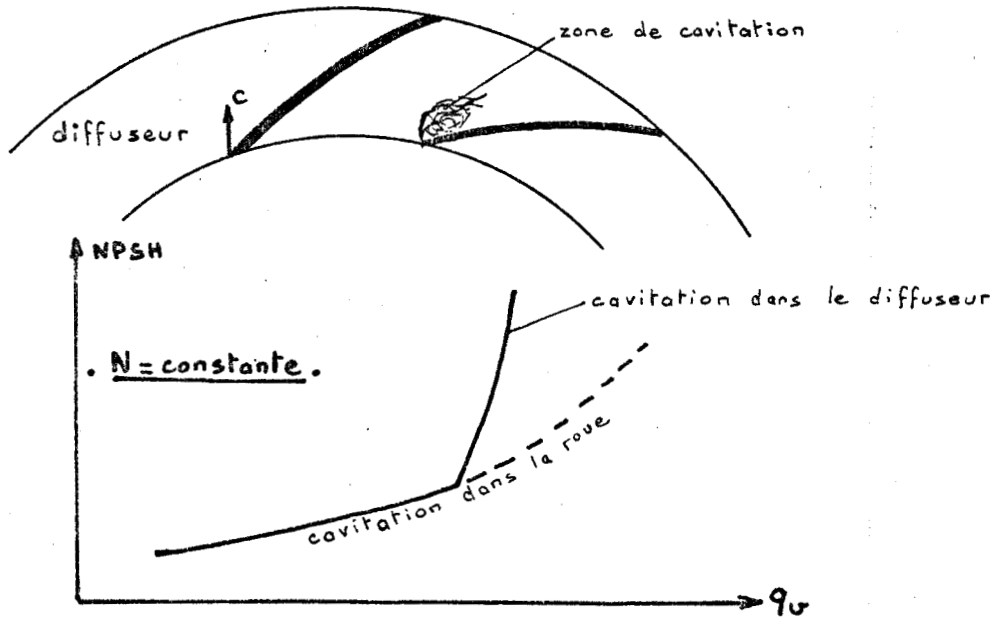


Fig. B 13 Cavitation dans le diffuseur aux grands débits (d'après GUITON [18]).

BUS LILLE

b/ Pour un jeu relatif déterminé, et pour un débit donné (la vitesse de rotation de la pompe étant identique), le NPSH requis varie avec l'angle des aubages à la sortie : on obtient en effet des valeurs plus importantes pour les roues à sortie radiale (5 et 6) que pour les roues 3 et 4 dont la sortie est à 30° et que pour la roue 2 dont la sortie est à 65°

Traçons par exemple (Fig. B 14) les triangles des vitesses à la sortie de la roue pour des angles de sortie de 0 °, 30 ° et 65 ° et pour un débit de 8 Kg/s : la vitesse débitante correspondante est :

pour une vitesse d'entrainement égale à : (N = 1000 tr/mn)

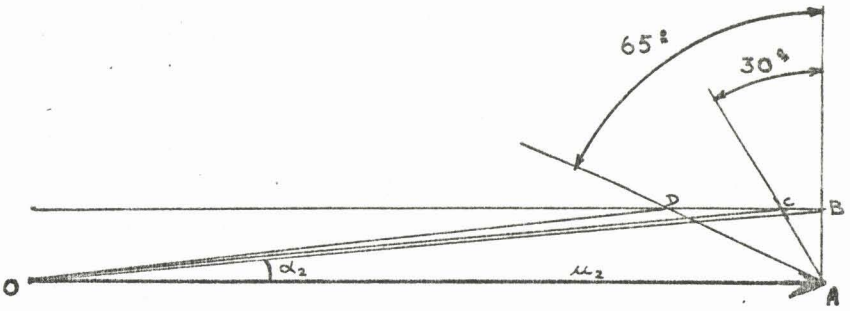


Fig. B 14 Triangles des vitesses théoriques en sortie des roues 5 (OAB), 3 (OAC), 2 (OAD).

(débit : 10 l/s ; N : 1000 tr/mn).

Compte-tenu de la faible vitesse débitante, les écarts angulaires entre les diverses vitesses de sortie sont très faibles ; l'angle α_2 vaut 4,65° dans le triangle O AB, 4,87° dans O AC et 5,62 ° dans OAD. Ces valeurs ne permettent pas évidemment d'expliquer le phénomène d'interaction au niveau du bec que nous avons observé. De plus, il est certain que cette analyse à une dimension supposant un guidage parfait du fluide par les aubages de la roue n'est guère représentative de l'écoulement réel. D'ailleurs l'allure instationnaire du phénomène de cavitation au bec est bien un signe caractéristique : c'est seulement au passage de l'intrados de l'aubage devant le bec que se produit l'interaction maximale amenant la cavitation sur le bec.

c/ Enfin, il peut sembler discutable de définir un critère de cavitation utilisant la notion de NPSH ; en effet, le phénomène de cavitation étudié apparaît à la sortie de la roue, et sa relation avec les conditions de pression à l'entrée de la roue ne paraît pas s'imposer.

Compte-tenu de la localisation précise du phénomène étudié, il peut sembler préférable de définir un paramètre de cavitation du type nombre d'EULER :

$$Eu = \frac{p_2 - p_v}{\rho \frac{W_2^2}{2}} \qquad \text{ou plutôt } Eu = \frac{p_2 - p_v}{\rho \frac{c_2^2}{2}}$$

expressions dans lesquelles p_2 représente la pression en sortie de roue (juste à l'amont de la zone cavitante), p_v la pression de vapeur saturante du liquide à la température d'utilisation, W_2 et c_2 les vitesses relative et absolue du fluide en sortie de roue. Notons tout de suite les difficultés de définition des grandeurs p_2, W_2, c_2 en sortie de roue car ce sont des grandeurs essentiellement fluctuantes. On pourrait aussi, comme le fait GYULAI [19], décomposer ce paramètre d'EULER en deux parties, en posant :

$$Eu = Eu_{ec.} + Eu_{pe.}$$

avec $Eu_{ec.} = \frac{p_2 - p_v}{\rho \frac{c_2^2}{2}}$ p_2 et c_2 caractéristiques de l'écoulement "sain" à l'amont immédiatement de la zone cavitante

et $Eu_{pe.} = \frac{p - p_2}{\rho \frac{c_2^2}{2}}$ $(p - p_2)$ caractéristique de la chute de pression locale due à la perturbation que constitue le bec de volute pour l'écoulement.

Le premier paramètre $Eu_{ec.}$ est lié à l'écoulement, et varie essentiellement avec le débit, la vitesse de rotation de la pompe et la pression à l'aspiration.

Le second paramètre $Eu_{pe.}$, correspond à la chute de pression supplémentaire due à la perturbation locale qui provoque le

phénomène de cavitation.

Cette façon de séparer l'influence de l'écoulement et de la perturbation locale est évidemment fort séduisante dans la mesure en particulier où on peut espérer définir le second paramètre Eu_{pe}. dans un essai extérieur à la pompe.

Malgré tout, le caractère instationnaire du phénomène de cavitation observé nous semble rendre cette distinction encore plus aléatoire, et rendre les essais et calculs éventuels peu intéressants pour l'utilisateur.

En définitive, dans la mesure où il est d'usage de définir le NPSH requis pour caractériser les conditions de cavitation à l'entrée, il nous semble plus pratique de définir également le NPSH requis pour tout phénomène de cavitation apparaissant dans la pompe car la comparaison des diverses formes de cavitation et des diverses conditions d'apparition sera plus aisée pour l'utilisateur.

Enfin, ces résultats peuvent également se traduire par utilisation du paramètre adimensionnel de THOMA σ en fonction par exemple du débit dans la pompe ; ceci a été traduit sur la fig. B 15 sur laquelle on peut voir l'influence des caractéristiques des aubages à la sortie et en particulier de l'angle de sortie.

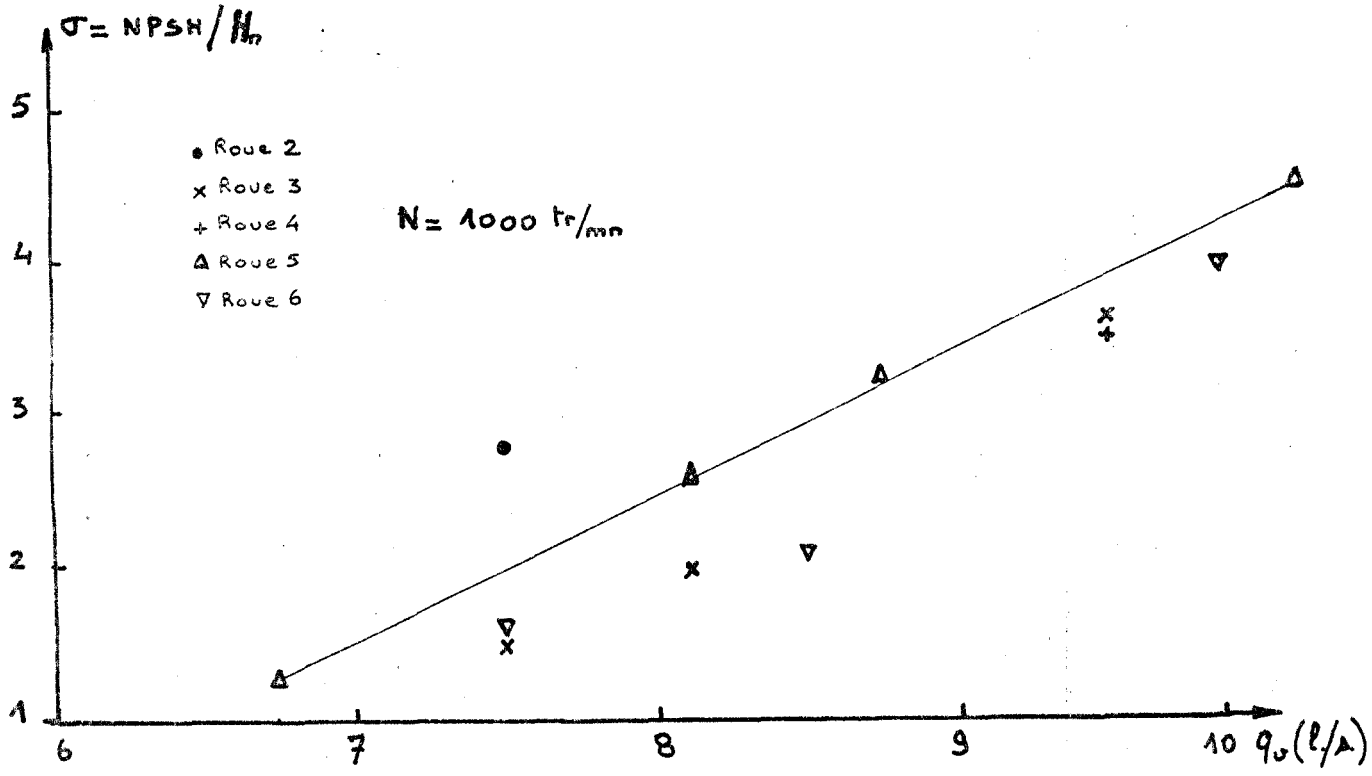


Fig. B 15 Coefficient de THOMA

CHAPITRE 6

PHENOMENES COROLLAIRES A LA CAVITATION AU BEC DE VOLUTE

6.1 - LA CAVITATION ET SES EFFETS

Lorsque, en un endroit de la pompe, des conditions particulières font chuter la pression au niveau de la pression de vapeur saturante correspondant à la température du liquide considéré, on voit apparaître le phénomène de cavitation, c'est à dire la formation de cavités emplies de vapeur. Ces cavités de vapeur disparaissent dès que, dans leur trajet à travers la pompe, elles rencontrent des zones de pression plus élevée.

Ce phénomène a des effets divers sur le comportement de la pompe, effets que nous récapitulerons avant de nous attacher plus particulièrement à ceux que nous avons pu observer dans notre cas particulier, c'est-à-dire dans le cas de la cavitation au bec de volute.

6.1.1 - Influence sur les caractéristiques de la pompe

Lorsque les poches gazeuses formées atteignent des dimensions non négligeables vis-à-vis des dimensions de la machine, elles réduisent de fait la section de passage du fluide "sain" et la courbe caractéristique est alors profondément modifiée. Les caractéristiques hauteur-débit et rendement-débit s'affaissent simultanément, indiquant la présence de zones de vapeur importantes (fig. B 16).

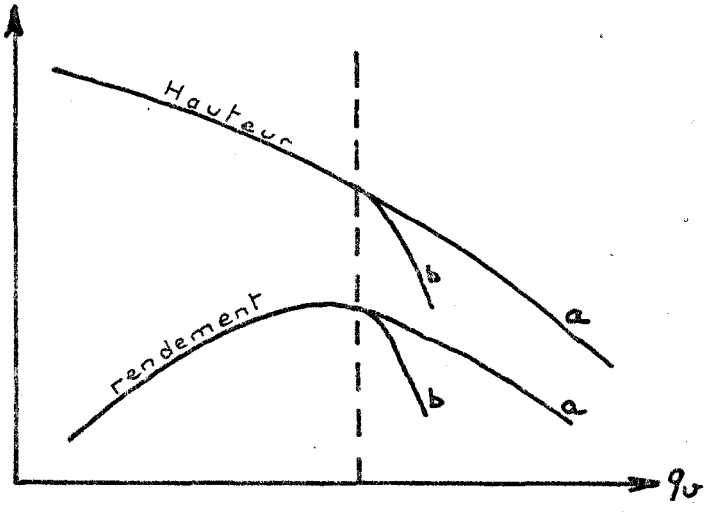


Fig. B 16 Exemple de chute de caractéristique due à la cavitation

a) caractéristique sans cavitation
b) caractéristique avec cavitation

Cette dégradation des caractéristiques apparait à des dégrés divers selon le type de pompe et à des débits d'autant plus faibles que la hauteur à l'aspiration est petite.

Dans le cas qui nous intéresse, nous n'avons pas constaté de chute de caractéristiques entre un fonctionnement sans cavitation et un fonctionnement avec cavitation, mais cela n'est guère surprenant après l'observation visuelle du phénomène qui a été faite précédemment : d'une part, la poche de vapeur qui se forme sur le bec de volute a des dimensions trop petites pour perturber l'écoulement dans le canal de sortie ; d'autre part, il ne faut pas oublier que cette poche de vapeur n'est pas constamment présente puisqu'elle apparaît et disparait au passage de chaque aubage, ce qui réduit encore les incidences de ce phénomène sur la caractéristique globale de la machine étudiée.

6.1.2 - Erosion des éléments de la machine

Lorsque les cavités de vapeur arrivent dans une région où la pression est plus élevée, elles disparaissent brutalement et l'action mécanique due à cet écrasement des bulles de vapeur produit rapidement une érosion des parois de la pompe au voisinage immédiat des zones d'implosion. Ces mécanismes d'érosion de cavitation ont été et sont toujours étudiés en détail tant sur le plan expérimental [20] que sur le plan théorique [21] .

En ce qui nous concerne, nous n'avons pas constaté ce phénomène sur notre banc d'essais, mais cela s'explique par la brièveté relative de fonctionnement de notre pompe à des régimes cavitants. Par contre, l'érosion du bec de volute s'observe souvent au démontage de pompes centrifuges ayant fonctionné longtemps à des débits supérieurs au débit nominal ([3] , [17]), et la visualisation de cavitation que nous avons pu faire permet d'expliquer cette érosion.

6.1.3 - Bruits et vibrations

Comme pour le phénomène d'érosion, l'implosion des bulles de vapeur produit des chocs qui se traduisent par des fluctuations de pression transmises à la structure de la pompe qu'elles font vibrer tout en créant une augmentation du niveau sonore de la pompe en fonctionnement.

Ces phénomènes qui apparaissent simultanément avec le phénomène de cavitation sont évidemment à éviter, et ils peuvent servir à prévoir où à déceler l'apparition de la cavitation. En effet, comme le montrent de nombreux travaux publiés sur ce sujet ([22], [23]), les phénomènes vibratoires et sonores apparaissent avec les premières bulles de cavitation, bien avant que la caractéristique de la pompe commence à chuter ; de plus, les maxima de vibrations et d'intensité sonore apparaissent eux mêmes avant le décrochement de la caractéristique et correspondent sans doute au maximum d'érosion [20]. Il nous a donc paru intéressant d'étudier les conséquences sur la structure de la pompe et sur l'environnement du phénomène de cavitation instationnaire au bec de volute.

A cet effet nous avons donc procédé à des mesures et analyses des fluctuations de pression, des vibrations et du bruit de la pompe en comparant les régimes cavitants aux régimes non-cavitants.

6.2 - EFFETS OBSERVES

6.2.1 - Fluctuations de pression

Nous avons envisagé de mesurer les fluctuations de pression au niveau du bec de volute, en perçant une prise de pression à 1 cm du bec, sur la partie du bec située dans le canal de refoulement de la pompe, c'est à dire dans la zone concernée par la figure de cavitation qui apparaît sur cette partie de la volute (fig. B 17). A l'extrémité de la prise de pression de diamètre 1 mm, nous avons disposé une pièce d'adaptation permettant d'utiliser un capteur de pression piézoélectrique VIBROMETER (type : 16 QP100C ; sensibilité : 155 pC/bar ; fréquence de résonance : 50 kHz). Ce capteur était relié à un amplificateur de charge VIBROMETER TA2D dont la sortie était branchée sur un oscilloscope à mémoire TEKTRONIX (série 5000) comme l'indique la figure B 18.

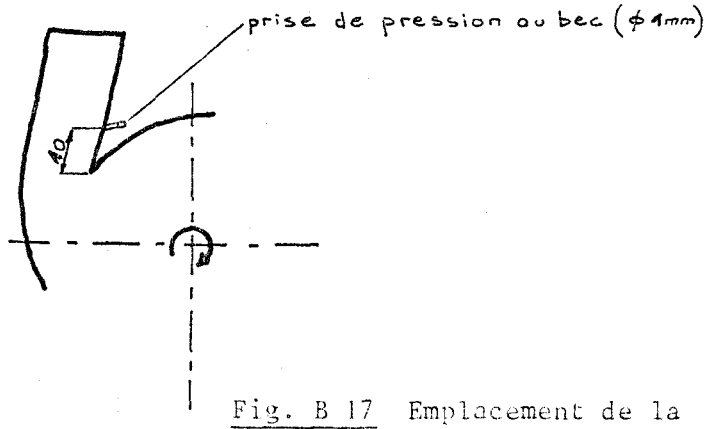


Fig. B 17 Emplacement de la prise de pression

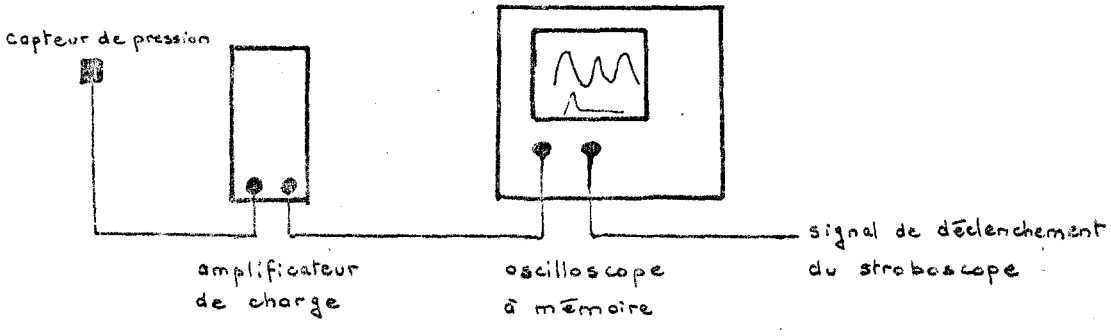


Fig. B 18 Mesures de pression au bec

Nous avons donc relevé les fluctuations de pression à cet endroit du bec en différents points de la caractéristique. Ensuite, nous avons comparé (pour un même débit et une même vitesse de rotation) un point de fonctionnement avec cavitation (pression au réservoir = 0,4 bar) et un point de fonctionnement sans cavitation (pression au réservoir = 1,8 bar).

Ces mesures de pression se sont avérées d'une exploitation fort délicate du fait d'une influence des vibrations du carter sur la mesure ; le capteur de pression piézoélectrique que nous possédons a en effet une sensibilité assez importante aux accélérations (0,002 bar/g) et il faudrait isoler parfaitement le capteur par rapport au corps de pompe pour obtenir des mesures exploitables ; ceci n'a pu être réalisé sur notre banc d'essais compte-tenu de la taille du capteur et des possibilités de pose de ce capteur sur notre pompe.

Cependant, nous avons pu constater (voir fig.B19) un signal beaucoup plus lisse et régulier dans le cas d'un fonctionnement sans cavitation au bec ; le "crachin" enregistré sur les courbes avec cavitation est à la fois du à des fluctuations de pression très rapides lorsqu'il y a cavitation et aux vibrations engendrées par cette cavitation. Ceci a été bien mis en évidence par l'intermédiaire de mesures effectuées après avoir bouché la prise de pression au bec de volute.

Nous avons donc abandonné pour l'instant ces mesures de pression sur le bec pour nous attarder un peu plus sur les mesures de vibrations et de bruit que nous allons décrire maintenant.

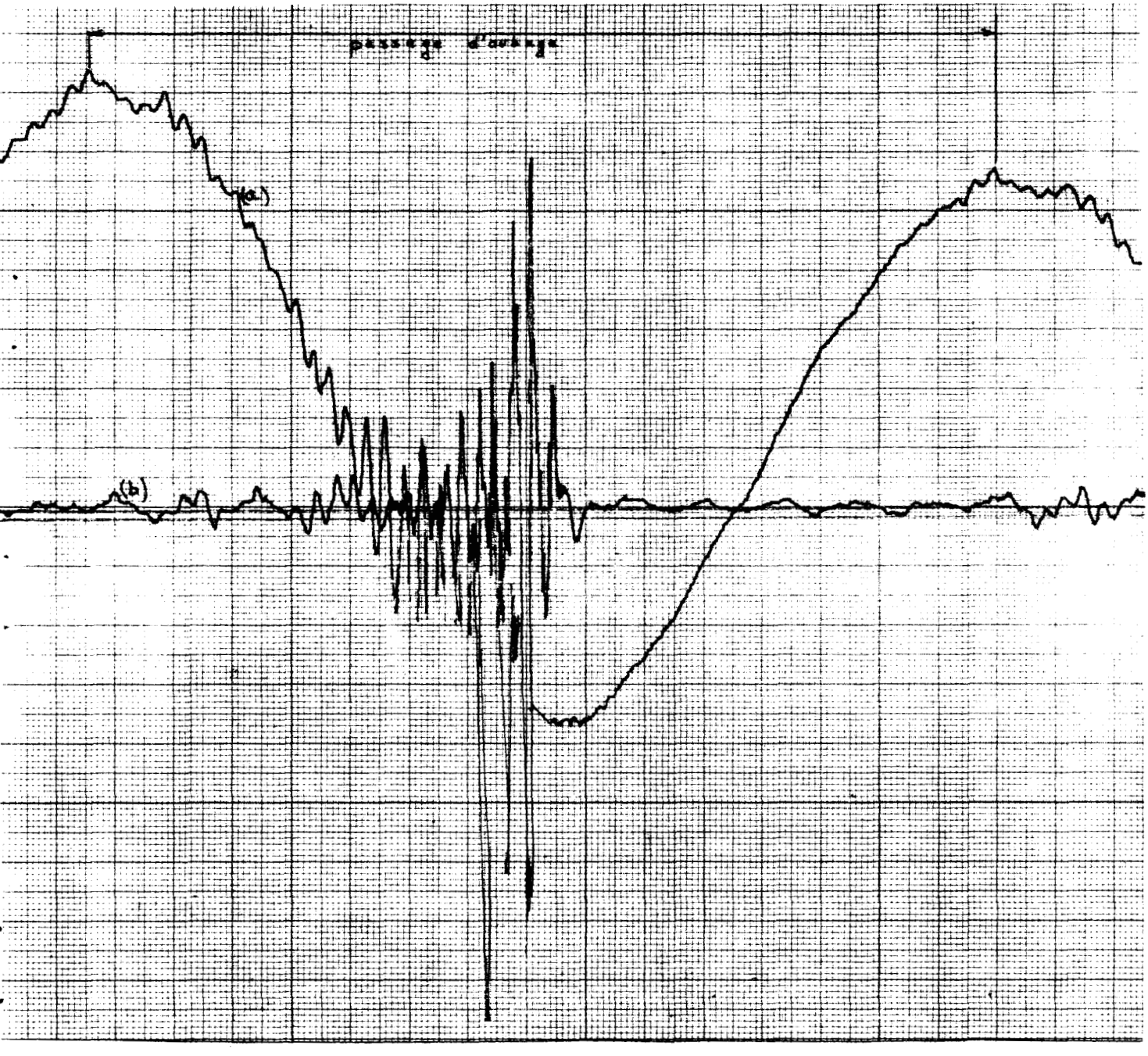


Fig. B 19 (a) Fluctuations de pression sur le bec de volute
(Roue n° 6 - N = 1000 tr/mn - débit maxi - cavitation au bec)

(b) Signal enregistré dans les mêmes conditions qu'en (a) mais après avoir obturé la prise de pression au bec.

BUS LILLE

6.2.2 - Mesures de vibrations

Compte tenu des remarques effectuées au cours des mesures de pression nous avons donc placé un accéléromètre piézoélectrique sur le carter de la pompe, dans une zone voisine du bec de volute et perpendiculairement au plan de la roue. Comme on peut le voir sur la figure B 20, la chaine de mesure était donc composée comme suit :

- accéléromètre BRÜEL et KJAER (modèle 4328, sensibilité 65 mv/g ; résonance à 24 kHz).
- amplificateur de charge BRÜEL et KJAER (modèle 2626).
- mémoire numérique ZONIC de Spectral Dynamics.

  L'utilisation de la mémoire numérique nous permet de sortir le signal enregistré à une cadence plus faible et d'attaquer une sortie du type table traçante
- table traçante MFE (modèle 715 M).

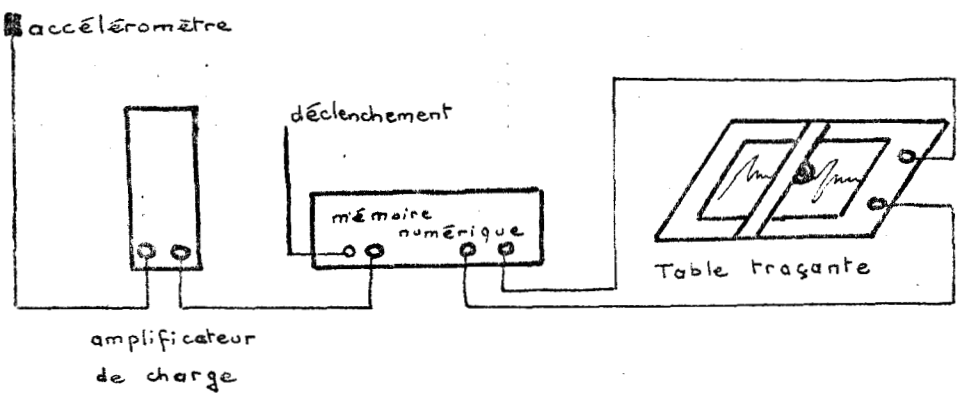


Fig. B 20 Mesures de vibrations

La figure B 21 nous montre un exemple type de signal obtenu avec le montage décrit ci-dessus (cavitation au bec). On remarque que le corps de pompe est excité au passage de chaque aubage par un choc de durée faible. Ceci est tout à fait en relation avec l'observation visuelle du phénomène de cavitation que nous avons faite précédemment : le choc sur le bec de volute résulte de la présence d'une zone cavitante à ce niveau qui apparait et disparait au passage de chaque aubage devant le bec, et non pas d'une mauvaise adaptation de l'écoulement à l'angle de la volute.

Pour un même point de fonctionnement, nous avons également relevé l'évolution de ce choc lorsqu'on modifie la ligne piézométrique du circuit par modification de la pression au réservoir du circuit. La comparaison des figures B 22 (a) et B 22 (b) montre bien que le choc enregistré est essentiellement lié à la présence de cavitation au bec ; d'autre part, la comparaison des figures B 21 et B 22 (a) nous indique bien que l'amplitude du choc est liée à l'importance de la zone cavitante, importance qui augmente lorsqu'on diminue la pression au réservoir du circuit.

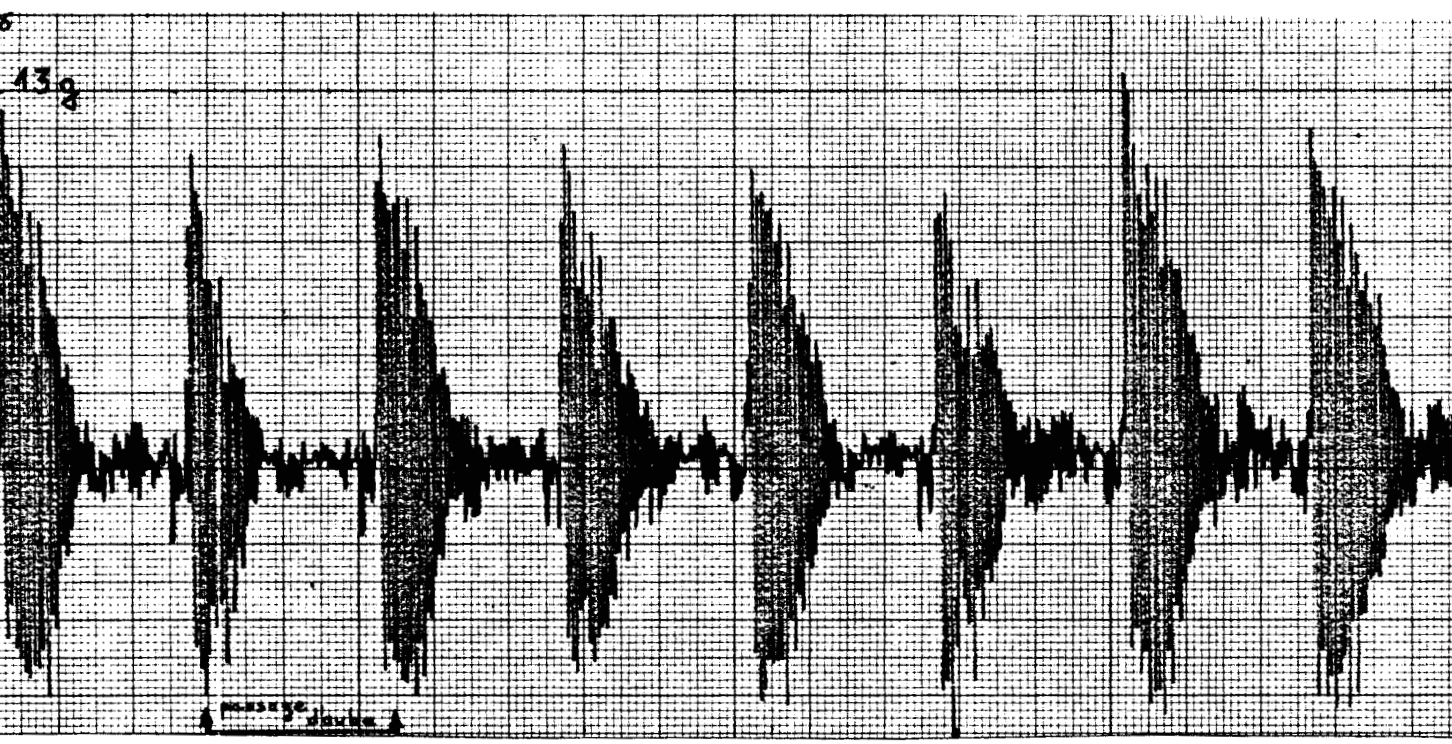
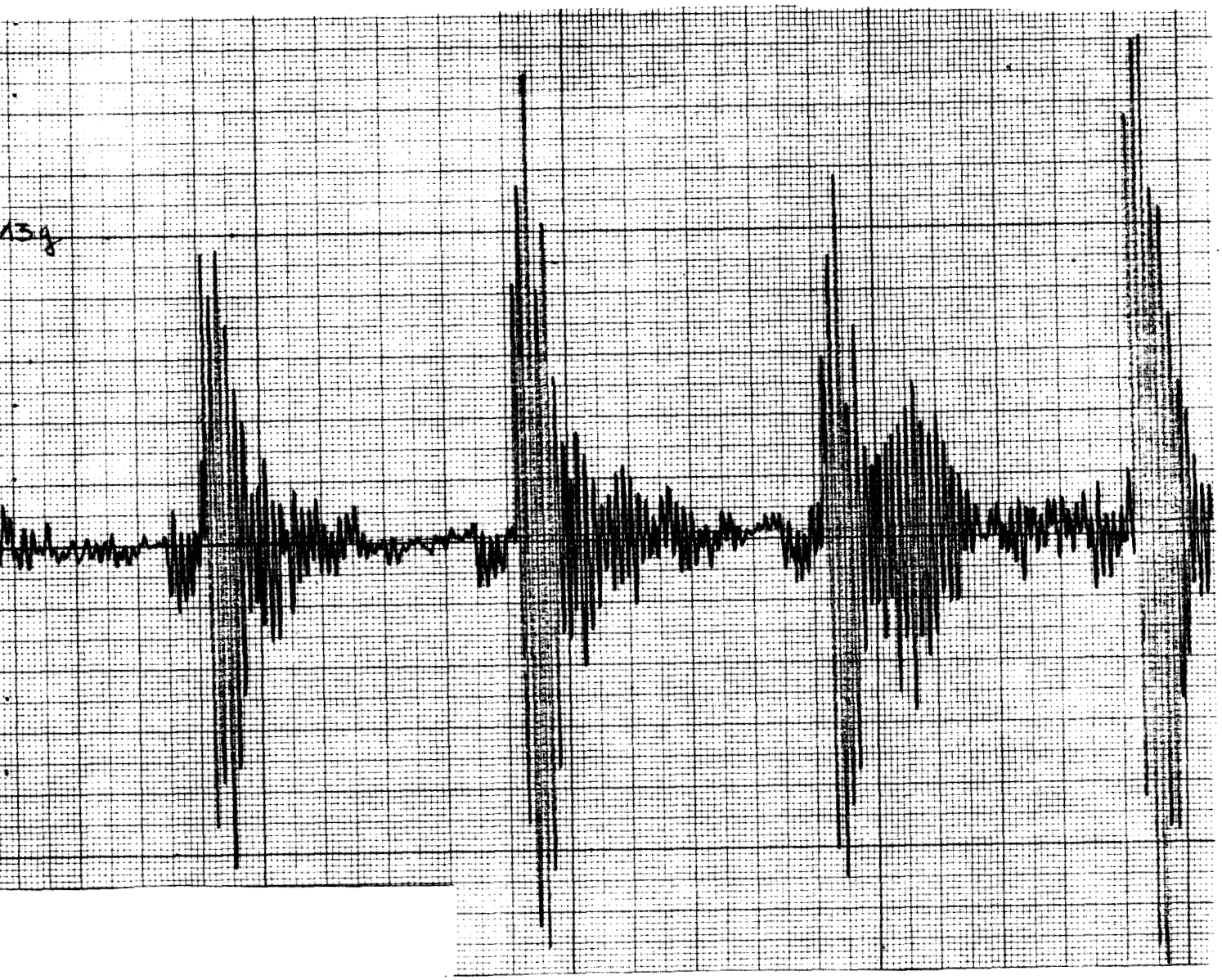
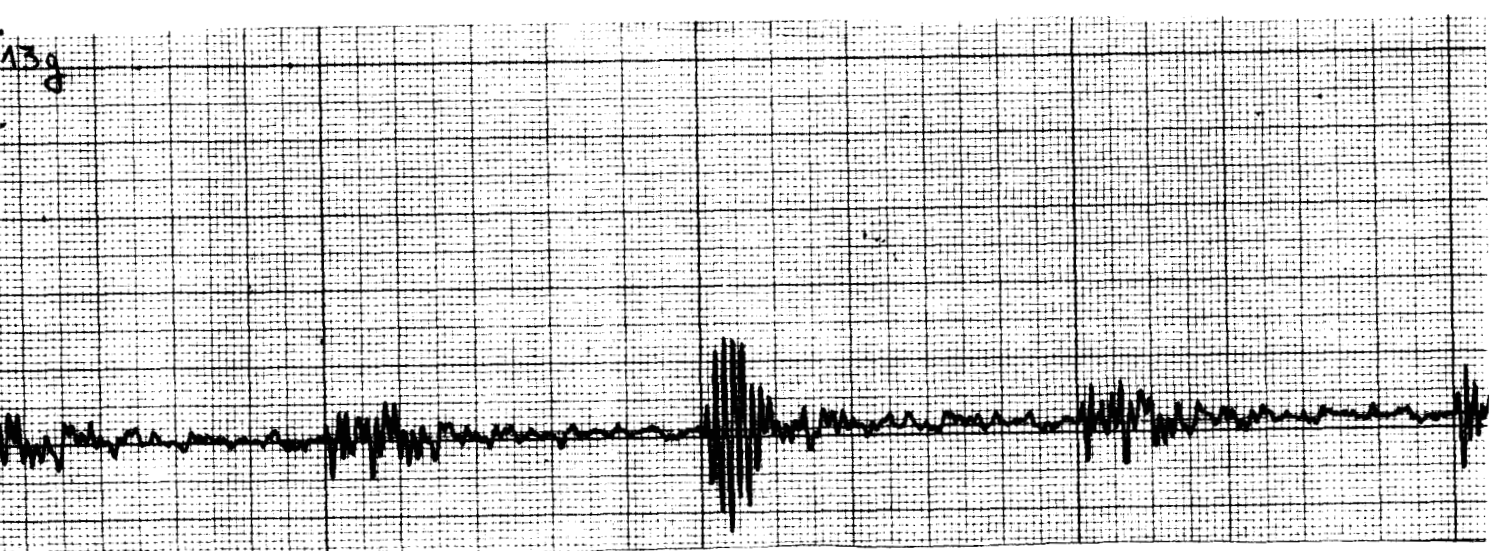


Fig. B 21 Vibrations enregistrées pendant 1 tour
(Roue n° 6 ; N = 1000 tr/mn ; débit maxi ; 0,4 bar au réservoir ; cavitation au bec).



(a) Roue n° 6 ; N = 1000 tr/mn ; débit maxi ; pression au réservoir = 0,2 bar.



(b) même point de fonctionnement qu'en (a) - pression au réservoir = 2 bar.

BUS LILLE

Fig. B 22 Comparaison de 2 enregistrements de vibrations
(a) avec cavitation au bec
(b) sans cavitation au bec.

6.2.3 - Mesures de bruit

Lorsque nous avons effectué nos essais de visualisation nous avons tout de suite noté les modifications du niveau sonore de la pompe liées à l'existence ou non de la cavitation (bruit de sirène trés caractéristique). Après avoir enregistré l'allure des phénomènes vibratoires, nous avons donc cherché à analyser le bruit émis par la pompe et l'influence de l'existence de la cavitation au bec sur le spectre sonore. A cet effet nous avons disposé un microphone à proximité immédiate du corps de pompe, suivi d'une chaine d'analyse ainsi constituée (fig. B 23) :

- microphone BRÜEL et KJAER (type 4131).

- analyseur BRÜEL et KJAER (modèle 2107) à pourcentage de bande constant (analyse de 20 Hz à 20 kHz).

- enregistreur BRÜEL et KJAER (2307) équipé d'un potentiomètre logarithmique 50 dB.

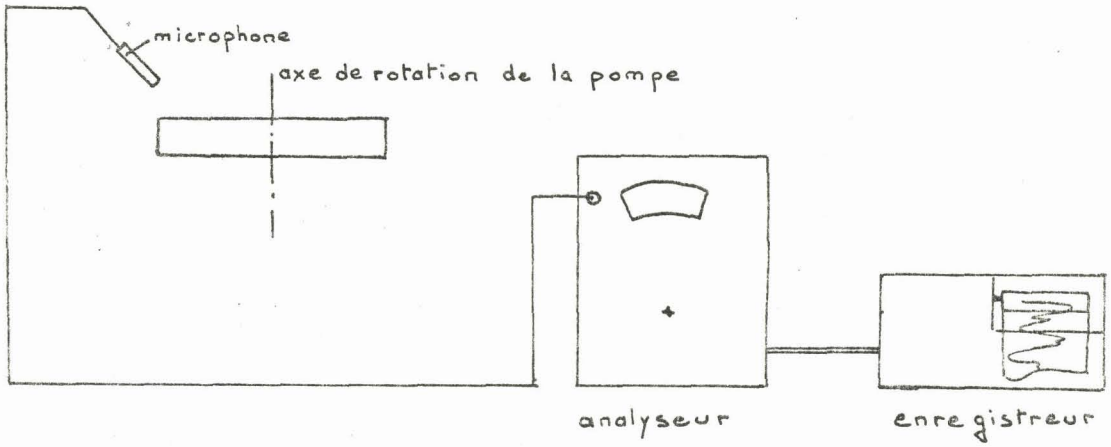


Fig. B 23 Analyse du bruit.

La figure B 24 nous montre un exemple de résultats obtenus avec ce montage ; cette figure récapitule les analyses en fréquence effectuées pour un même point de fonctionnement de la pompe en faisant varier la pression au réservoir. Les spectres obtenus dans les trois cas sont représentés sur la figure B 25.

On peut remarquer que la disparition de la cavitation s'accompagne d'une diminution de l'ordre de 7 à 10 dB du niveau sonore dans le domaine des fréquences élevées. Ceci rejoint évidemment les résultats maintenant bien connus obtenus par exemple par VARGA [22] ou PEARSALL [24] : le phénomène de cavitation se caractérise essentiellement par l'augmentation du spectre sonore dans le domaine des fréquences élevées, les fréquences concernées étant d'autant plus élevées que la taille des bulles de cavitation est petite.

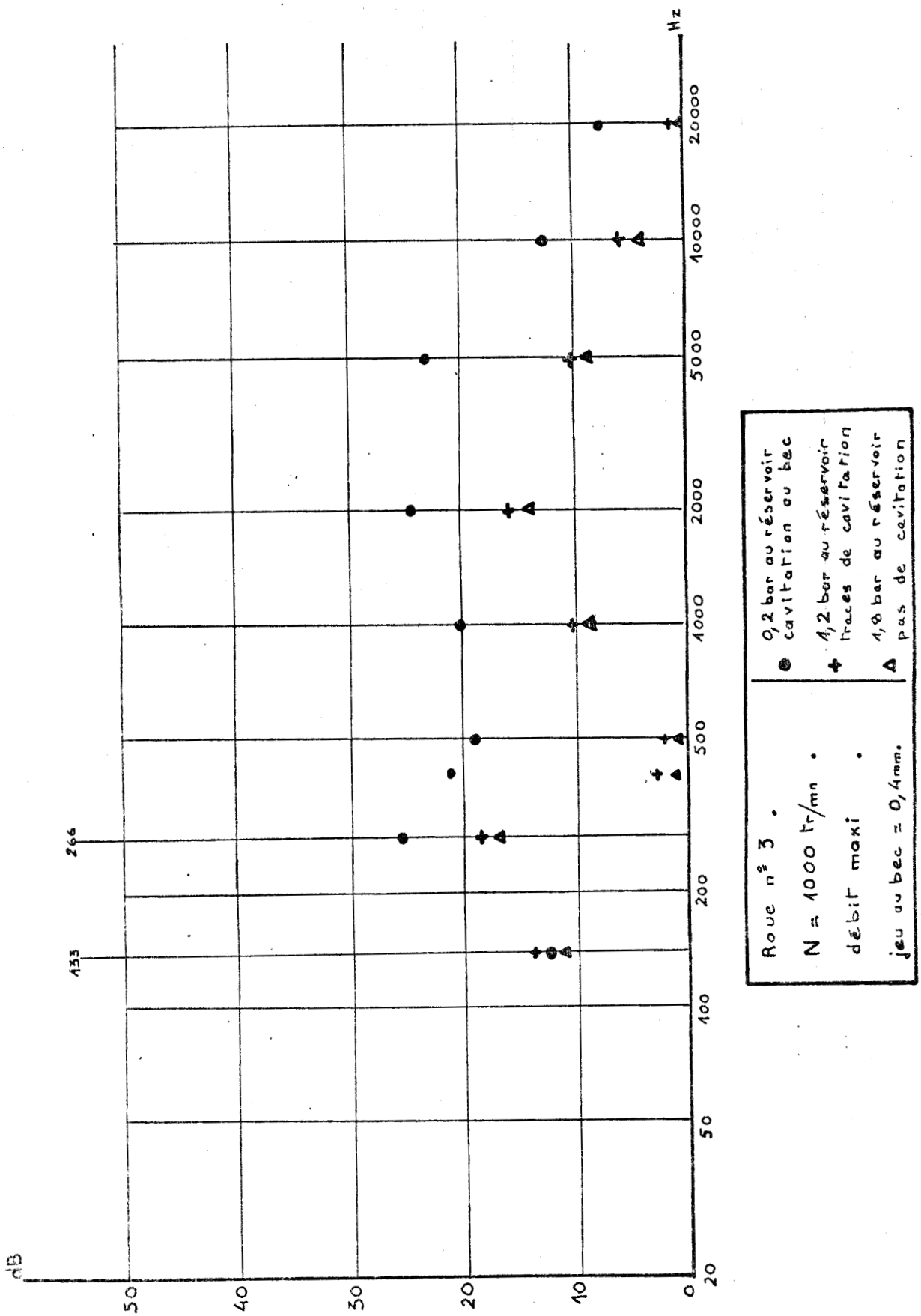


Fig. B 24 Analyse du bruit de la pompe.

BUS LILLE

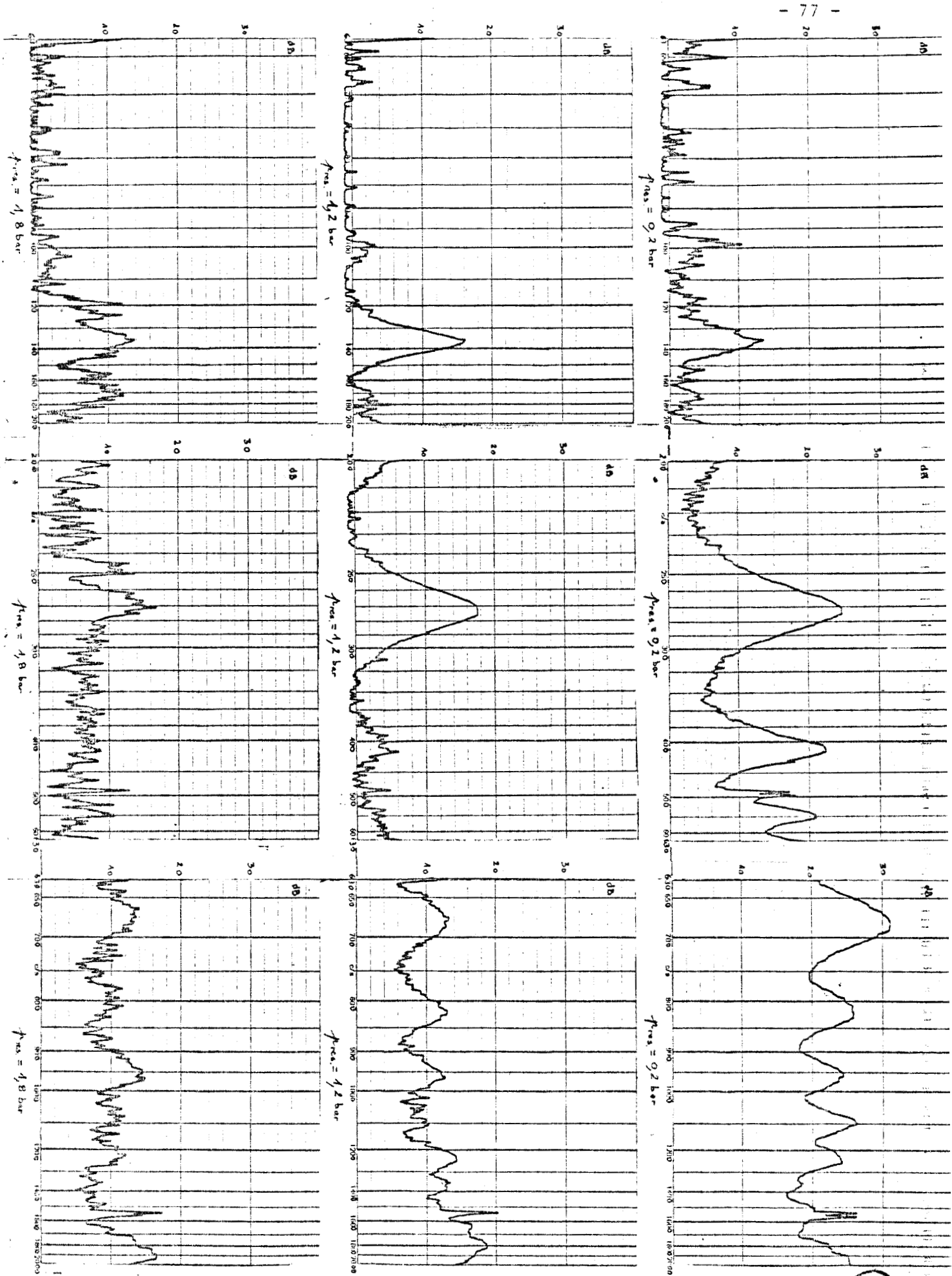
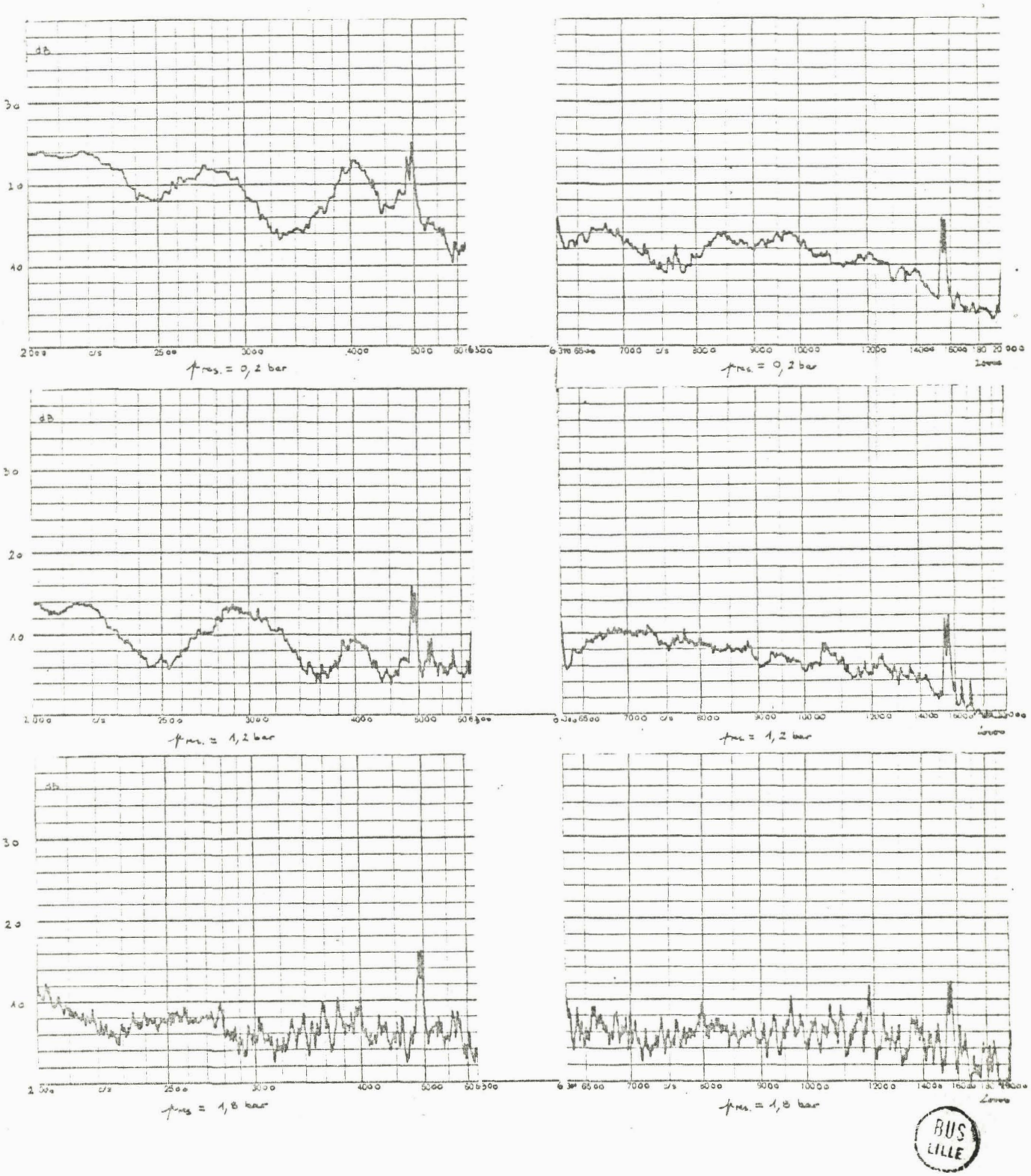


Fig. B 25 (a) Comparaison des spectres sonores entre 63 Hz et 2000 Hz, pour 3 valeurs de la pression au réservoir
(Roue n° 3 - (R_3 - R_2) = 0,4 mm - N = 1000 tr/mn - débit maxi)

BUS LILLE



BUS LILLE

Fig. B 25 (b) Comparaison des spectres sonores entre 2 K Hz et 20 K Hz, pour 3 valeurs de la pression au réservoir.

$p_{res.}$ = 0,2 bar - cavitation au bec

$p_{res.}$ = 1,2 bar - traces de cavitation au bec

$p_{res.}$ = 1,8 bar - pas de cavitation au bec

CHAPITRE 7

EFFET DE CERTAINS PARAMETRES DE CONSTRUCTION SUR LES PHENOMENES OBSERVES

Pour analyser plus finement le phénomène de cavitation instationnaire au bec de volute, nous avons ensuite étudié l'influence des paramètres de construction de la pompe qui nous sont aisément accessibles, c'est-à-dire :

- modifications au niveau de la roue
  (nombre d'aubages, angle de sortie, forme de l'extrémité, rognage de la roue)
- modifications au niveau de la volute
  (le seul élément accessible est ici le bec de volute que l'on peut changer aisément).

7.1 - INFLUENCE DES AUBAGES

Au chapitre 4 nous avons décrit les différentes roues dont nous disposons actuellement, ainsi que les caractéristiques hateur-débit et rendement-débit obtenues avec ces roues placées dans la même volute. Initialement ces roues avaient toutes le même diamètre extérieur, et les premières comparaisons effectuées ont donc porté seulement sur les caractéristiques des aubages.

7.1.1 - Nombre d'aubages :

Une comparaison entre les roues 3 et 4 dont la seule différence est le nombre d'aubages (8 pour la roue 3 et 11 pour la roue 4) montre qu'elles ont des caractéristiques absolument identiques (à la précision des mesures) et qu'elles ne présentent pas de différence de comportement au point de vue de la cavitation au bec.

Il faut cependant noter que, compte-tenu du fait que le phénomène de cavitation apparaît et disparaît au passage de chaque aubage, l'augmentation du nombre d'aubes est défavorable en ce qui concerne l'érosion du bec de volute dans le cas où on est amené à faire fonctionner longtemps la pompe dans ces conditions.

7.1.2 - Angle de sortie des aubages :

La comparaison des diverses roues disponibles nous montre tout d'abord que le phénomène apparaît pour toutes les roues pour des débits supérieurs au débit correspondant au point de rendement maximal, et qu'il présente à chaque fois la même allure, apparaissant et disparaissant au passage de chaque aubage devant le bec de volute. Evidemment, les caractéristiques des différentes roues varient puisque les angles d'aubages sont différents (Fig. B 5, B 6, B 7) ; il n'est donc pas surprenant non plus de constater que le phénomène de cavitation est plus ou moins difficile à faire disparaître selon le type de roue (Fig. B 12), bien que ces différences soient quand même relativement faibles. La roue 5 est d'ail-

leurs à distinguer un peu des autres car la courbure des aubes est dans le sens de rotation, au contraire des autres roues. On ne peut donc vraiment pas dire que l'angle de sortie des aubages soit un paramètre modifiant de façon sensible le phénomène de cavitation au bec de volute.

7.1.3 - Forme de l'extrémité de l'aubage :

Nos roues sont de conception très rustique comme on peut en juger sur la Fig. B 3. En particulier, les aubages sont d'épaisseur pratiquement constante (mis à part le bord d'attaque) et le bord de fuite peut sembler de largeur trop importante (Fig. B 27).

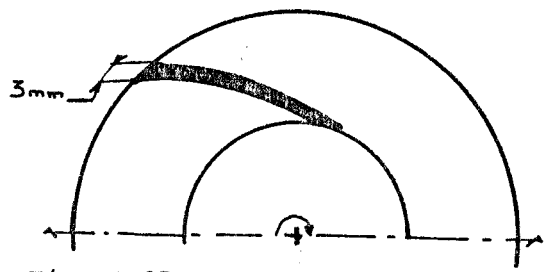


Fig. B 27 Largeur au bord de fuite.

De plus, la lecture des travaux de D.M. COPLEY et R.C. WORSTER [25] nous a conduit à essayer de modifier un peu nos bords de fuite. Avant de passer aux résultats obtenus, rappelons rapidement les principaux résultats des auteurs cités plus haut.

a) travaux de D.M. COPLEY et R.C. WORSTER

Les études expérimentales réalisées par COPLEY et WORSTER ont porté sur l'influence de la forme du bord de fuite sur la répartition des pressions dans des aubages de pompe centrifuge. Les résultats obtenus, dont un exemple est donné par la Fig. B 28, ont montré que :

- en profilant le bord de fuite (solution III ou IV par exemple), on modifie l'angle de sortie de l'écoulement en faisant passer le bord de fuite effectif du point T au point C, et ceci conduit à une augmentation des performances

de la machine.

- ces résultats sont d'ailleurs mis en évidence par l'exemple de la Fig. B 28 où on voit bien comment les répartitions de pression sur l'aubage évoluent favorablement lorsqu'on profile ce bord de fuite.

On peut donc penser réduire l'interaction entre aubage et bec de volute en profilant le bord de fuite, d'autant plus que les essais de la Fig. B 28 montrent une diminution de la dépression au bord de fuite sous l'effet du profilage.

b) résultats obtenus :

Compte tenu de cet article et des moyens dont nous disposons, nous avons essayé sur une roue de notre pompe de rogner le bord de fuite de façon à obtenir une forme analogue à la solution III de la Fig. B 28, c'est-à-dire :

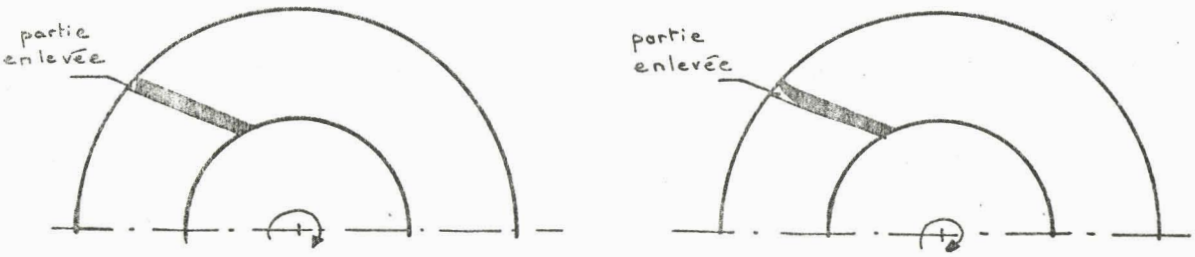


Fig. B 29 Essais de modification du bord de fuite

Nous n'avons pas constaté de modification apparente du phénomène de cavitation au bec qui nous intéresse, et nous n'avons donc pas poursuivi plus avant dans l'exploitation des résultats de COPLEY et WORSTER, sachant que nous y reviendrons sans doute ultérieurement de façon plus approfondie.

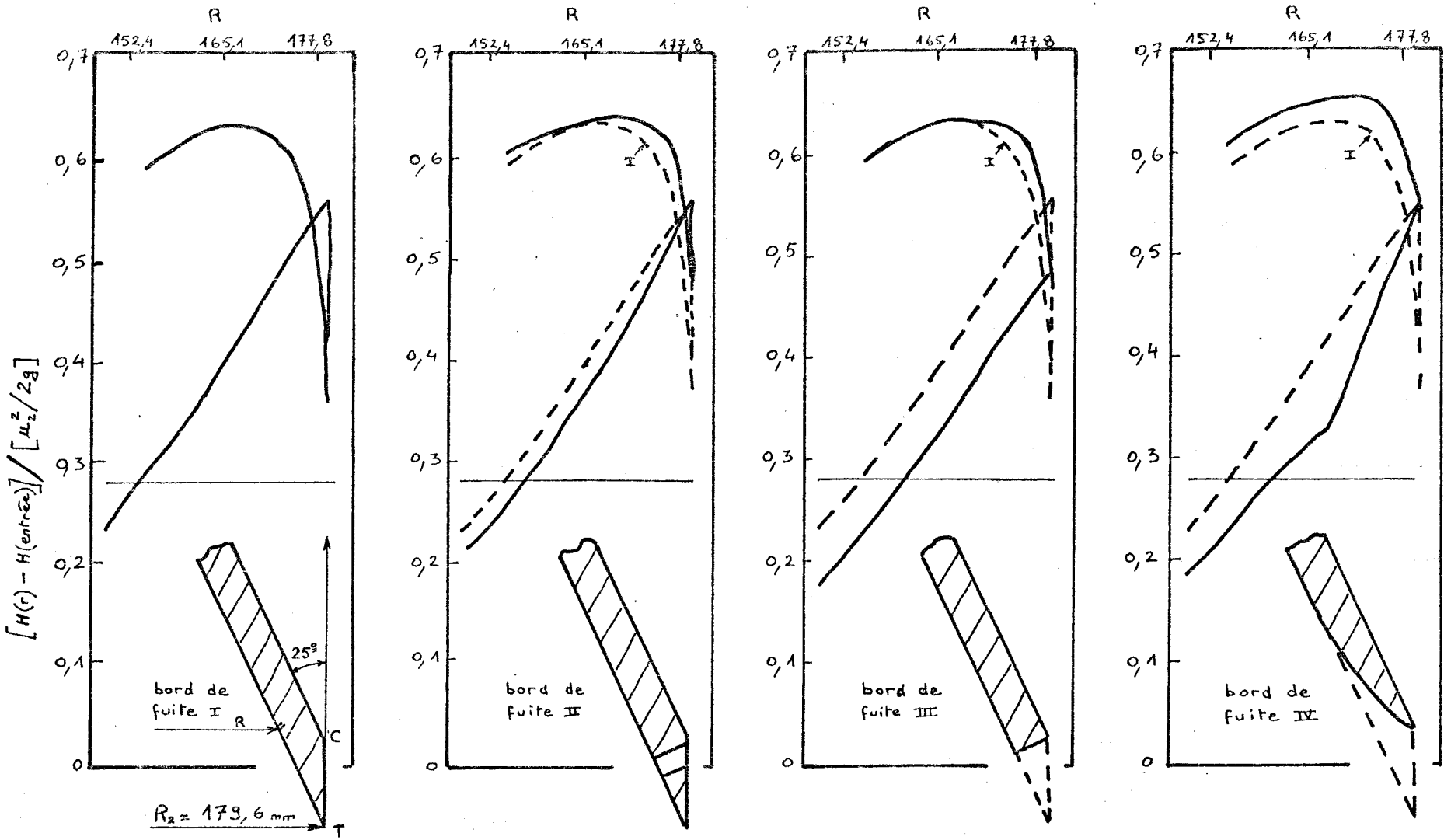


Fig. B 28 Effet de la forme du bord de fuite sur la répartition des pressions [25]

(N = 3000 tr/mn ; q_v = 191 l/s = 1,35.$q_{v\,opt.}$)

BIUS LILLE

7.2 - INFLUENCE DU JEU AU BEC DE VOLUTE

A priori la distance entre le diamètre extérieur de la roue et le bec de volute semble devoir être le paramètre primordial au niveau des phénomènes liés à l'adaptation de la roue et de la volute. Nous avons déjà évoqué l'influence de ce paramètre au chapitre 3, mais si cette étude bibliographique nous a permis d'en voir l'incidence sur les caractéristiques globales de la machine, nous avons voulu étudier expérimentalement son action sur le phénomène de cavitation au bec et ses conséquences (bruit, vibrations). A cet effet, compte tenu de nos moyens expérimentaux, nous avons procédé par rognages successifs de la roue, de façon à augmenter progressivement le jeu en question (Fig. B 30)

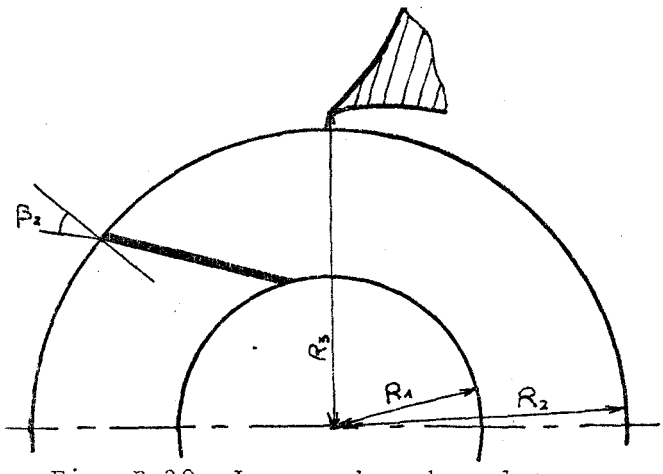


Fig. B 30 Jeau au bec de volute

Les résultats expérimentaux obtenus que nous résumons ci-dessous en insistant sur les mesures de bruit et de vibrations ont tous été effectués à 1000 tr/mn, dans les conditions de débit maximum, en faisant seulement varier le jeu ($R_3 - R_2$) par diminution de R_2 (Roue n° 3). On peut évidemment critiquer cette démarche expérimentale consistant à opérer à vitesse de rotation constante : en effet, en augmentant progressivement le jeu par rognage de la roue, on diminue progressivement les caractéristiques de la pompe (voir Fig. B 31). De toute façon, on ne peut parler que de similitude cinématique, et le problème n'est pas

simple dans la mesure où l'angle β_2 de sortie des aubages varie lui aussi au cours du rognage .

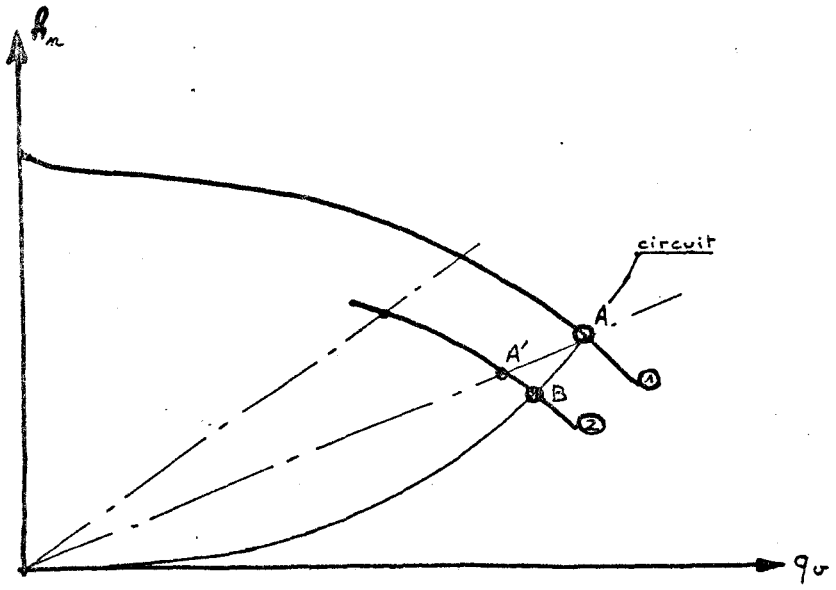


Fig. B 31 Effet du rognage

En supposant que β_2 ne varie pas au cours du rognage, et sachant que dans notre pompe la largeur des aubages est constante, on peut obtenir la caractéristique (2) de la pompe avec une roue rognée R_2' à partir de la caractéristique initiale (1) . Le point A', en similitude cinématique avec le point de fonctionnement A, est tel que $(OA'/OA) = (R_2'/R_2)^2$. Il est donc à noter que le point de fonctionnement B obtenu avec la roue rognée aura des caractéristiques différentes de A'. Il est donc difficile de parler de similitude dans ce cas, et nous nous sommes donc contentés d'essais à vitesse constante, sachant d'autre part que les rognages effectués sont restés assez petits ($0{,}96 \leq R_2'/R_2 < 1$).

Nous avons pu ainsi étudier l'évolution du choc enregistré sur le bec de volute au passage de chaque aubage en fonction du jeu relatif entre la roue et le bec (Fig. B 32). Sur ce graphe, de façon à tenir compte de la diminution de rayon de la roue, nous avons représenté l'amplitude maxi de l'accélération γ relevée avec le capteur sous forme adimensionnelle ($\gamma/\omega^2.R_2$).

De même, nous avons également analysé en fréquence le bruit émis par la pompe et mesuré par un microphone placé au voisinage du carter de pompe (Fig. B 23).

Nous avons porté sur un même graphique l'évolution des niveaux sonores en fonction des fréquences pour des valeurs croissantes du jeu (Fig. B 33).

Les Fig. B 32 et B 33 nous montrent l'importance du paramètre "jeu" entre le bec de volute et la sortie de la roue en ce qui concerne les phénomènes d'interactions entre roue et volute. Le phénomène de cavitation au bec est la cause directe du choc important et du bruit de sirène émis par la pompe ; ce phénomène de cavitation, (pour une configuration donnée du circuit de pompage et à vitesse de rotation constante), diminue progressivement d'intensité lorsqu'on augmente le jeu relatif. Cette disparition de la cavitation se marque surtout dans le domaine des fréquences élevées, ce qui est en accord avec les résultats concernant l'analyse du bruit de cavitation que nous avons déjà cités. Il est à noter cependant que nos résultats d'essais ne doivent être considérés qu'en valeur relative, car nos moyens d'essais ne nous permettent pas encore de réaliser aisément des moyennes systématiques de nos mesures sur de grands nombres de cycles de la machine.

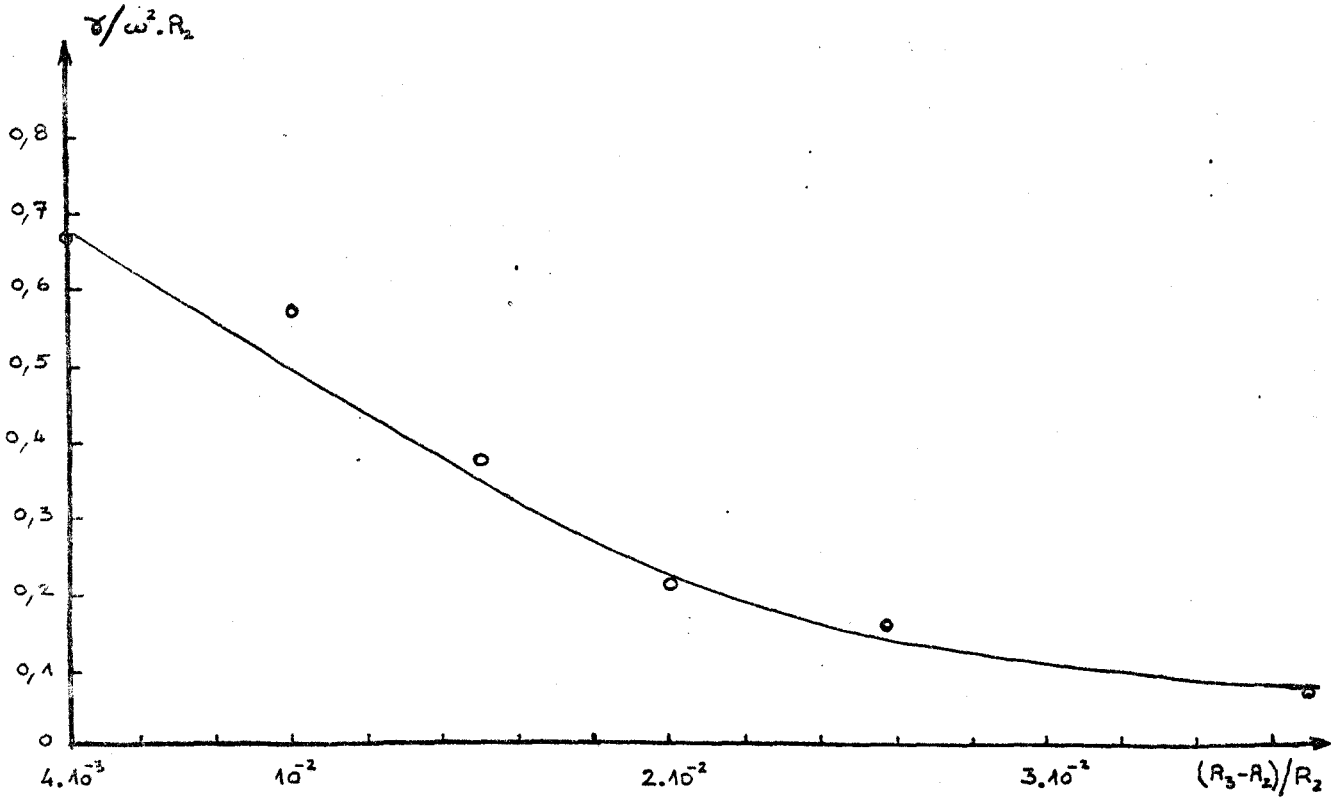


Fig. B 32 Evolution du choc sur le bec de volute en fonction du jeu relatif bec-roue.

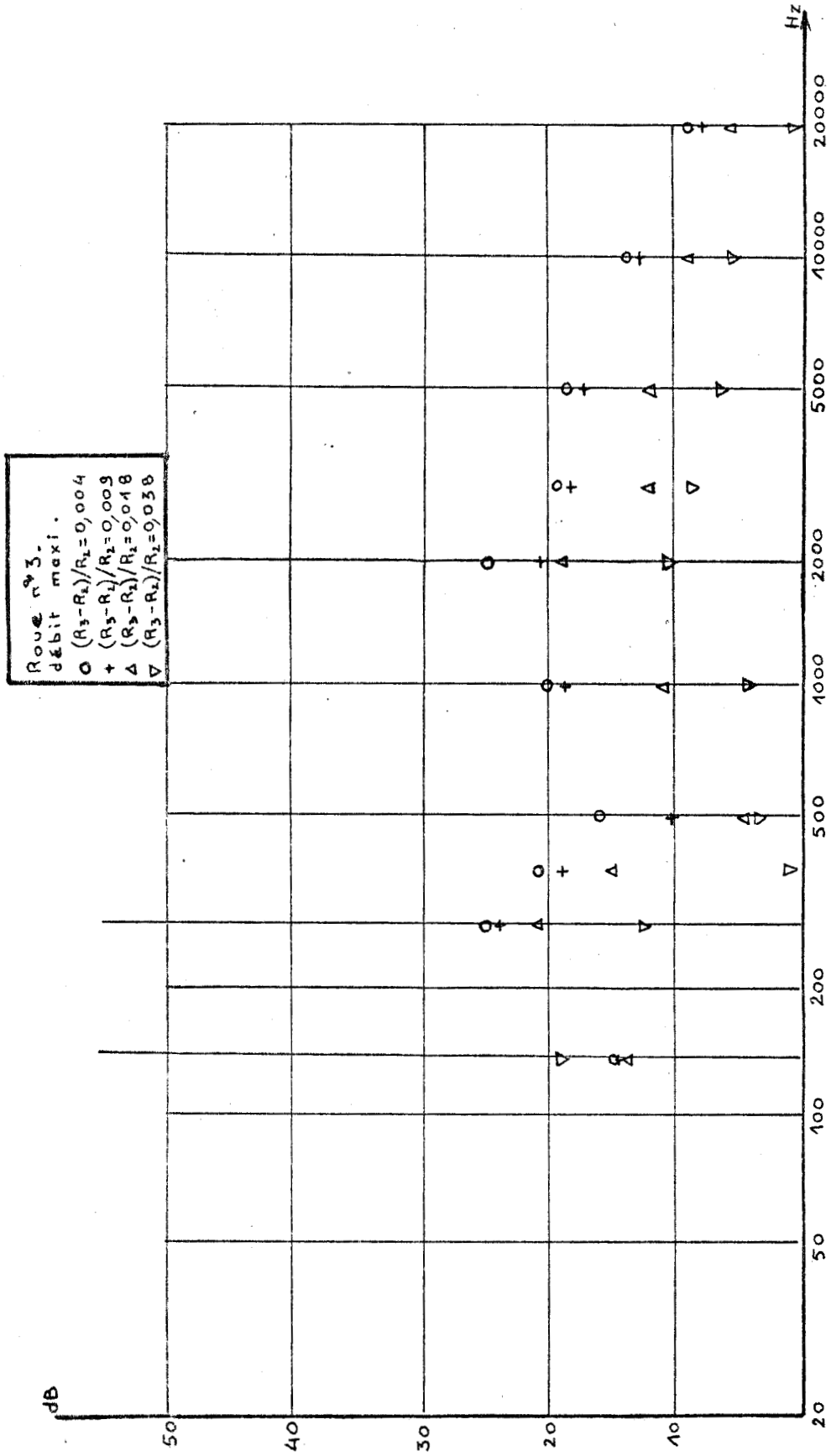


Fig. B 33 Evolution du spectre avec le jeu au bec.

BUS LILLE

7.3 - INFLUENCE DE LA FORME DU BEC DE VOLUTE

Le rognage de la roue permet effectivement de réduire, voire de faire disparaître la cavitation au bec et donc de réduire le bruit émis par la pompe ; cependant, cette réduction s'opère au prix d'une diminution des caractéristiques de la pompe (Fig. B 31) sans modification notable du rendement (du moins à la précision de nos mesures).

Il nous a donc semblé également intéressant de tester diverses configurations de becs de volute avec une même roue, de façon à couvrir à peu près complétement le champ des paramètres ayant de l'importance sur les phénomènes d'interaction entre roue et volute.

Nous avons donc fait réaliser un certain nombre de becs de volute identiques à celui avec lequel nous avons effectué les essais précédents, et nous avons ainsi obtenu 4 becs de volute différents par rognage plus ou moins important (Fig. B 34).

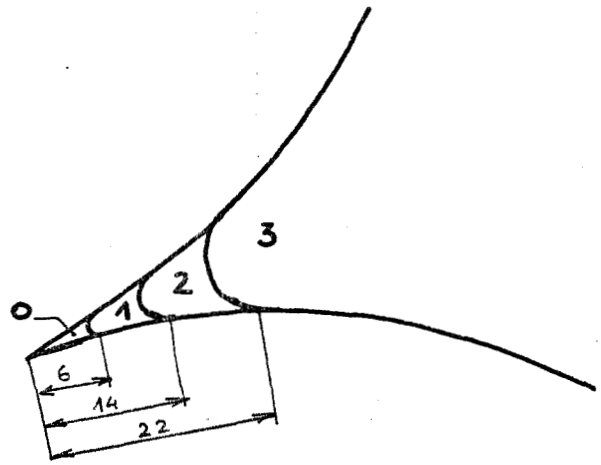


Fig. B 34 Becs de volute essayés

Dans un premier temps, nous avons essayé la roue n° 3 avec ces quatre becs dans des conditions identiques de fonctionnement

- même pression au réservoir = 0,4 bar
- même vitesse de rotation = 1000 tr/mn
- vannes de réglage à l'aspiration et au refoulement ouvertes (point de débit maximum).

Pour comparer les résultats, nous avons choisi cette fois de relever les fluctuations de pression en sortie de roue (Fig. B 35) à l'aide d'un hydrophone.

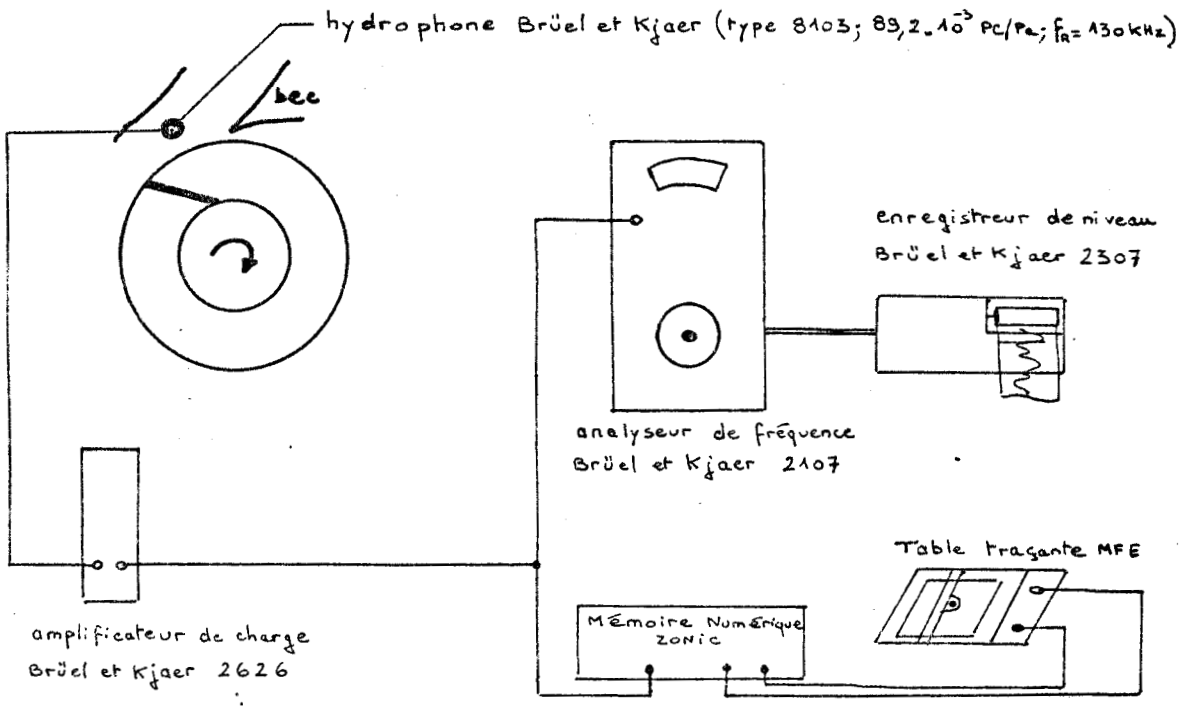


Fig. B 35 Mesure des fluctuations de pression en sortie de roue, à proximité du bec de volute.

Les résultats obtenus sont relativement spectaculaires: En effet, le fait de passer du bec initial (o) aux becs (2) et surtout (3) réduit considérablement les amplitudes des fluctuations de pression et fait disparaître le phénomène de cavitation au bec, ce qui se traduit par une diminution du signal de l'ordre de 10 dB dans le domaine des fréquences élevées. Ces résultats sont très importants : en effet, le fait de passer de la configuration (o) à la configuration (3) n'a guère augmenté le jeu entre l'extrémité de la roue et la volute (ce jeu est passé de 0,45 mm à 1,05 mm), et le résultat est plus satisfaisant qu'un rognage de la roue de 4 mm, comme le montre la comparaison des Fig. B 36 et B 37.

On sait d'après l'analyse bibliographique que nous avons faite au début de ce travail que cette réduction de l'encombrement angulaire de la volute va agir sur la caractéristique de la pompe (en ce qui nous concerne, il faudrait que nous augmentions la précision de nos mesures de caractéristiques pour pouvoir approfondir ce point) ; cependant l'action sur la caractéristique reste faible, et moins importante qu'un rognage de roue. L'action la plus spectaculaire obtenue par le rognage effectué sur le bec apparaît donc au niveau de la disparition du phénomène de cavitation au bec (au moins dans les limites possibles sur notre banc d'essais) et sur le plan de la réduction des fluctuations de pression et donc du niveau sonore de la pompe.

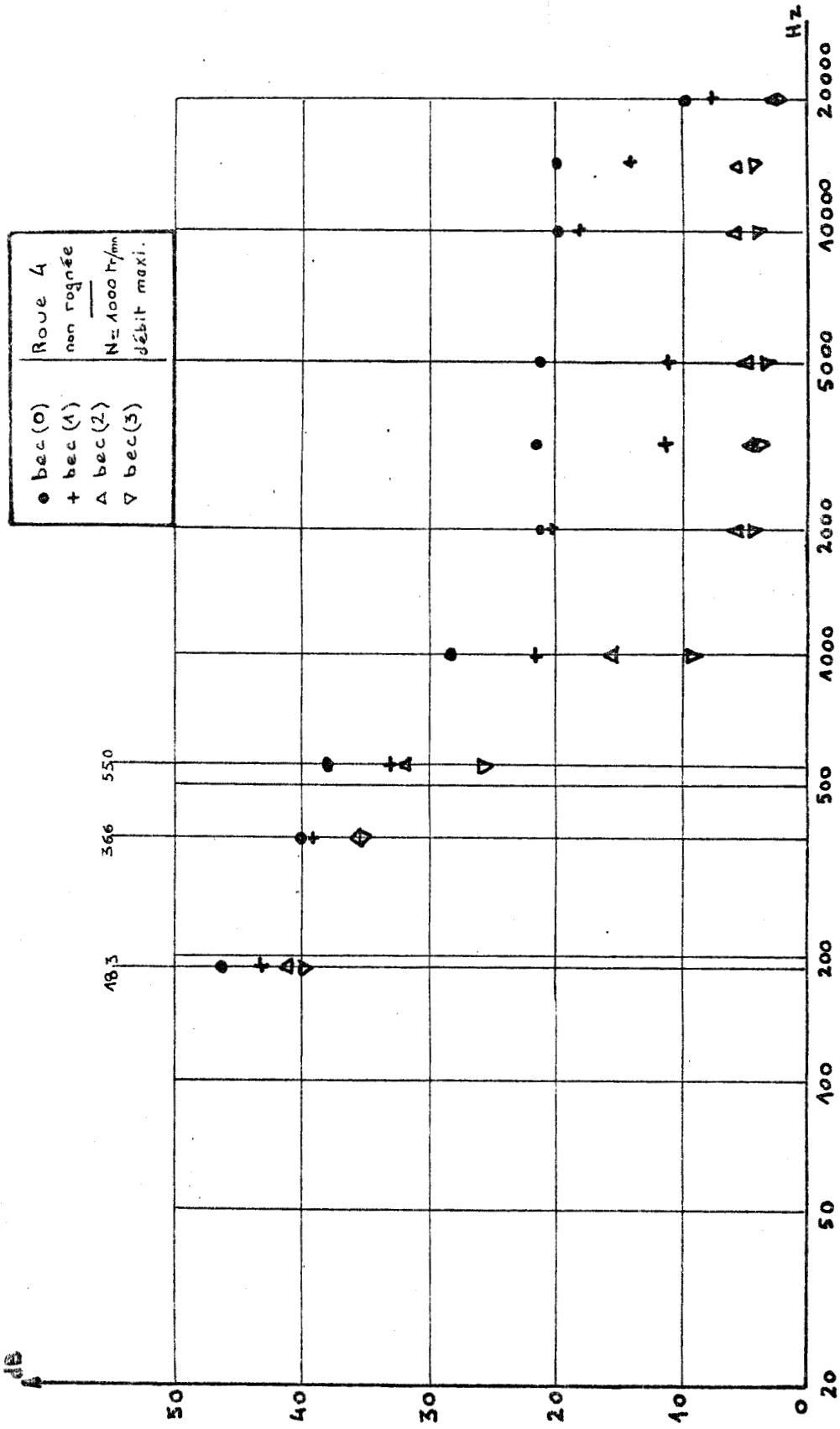


Fig. B 36 Comparaison de divers becs de volute.

BUS LILLE

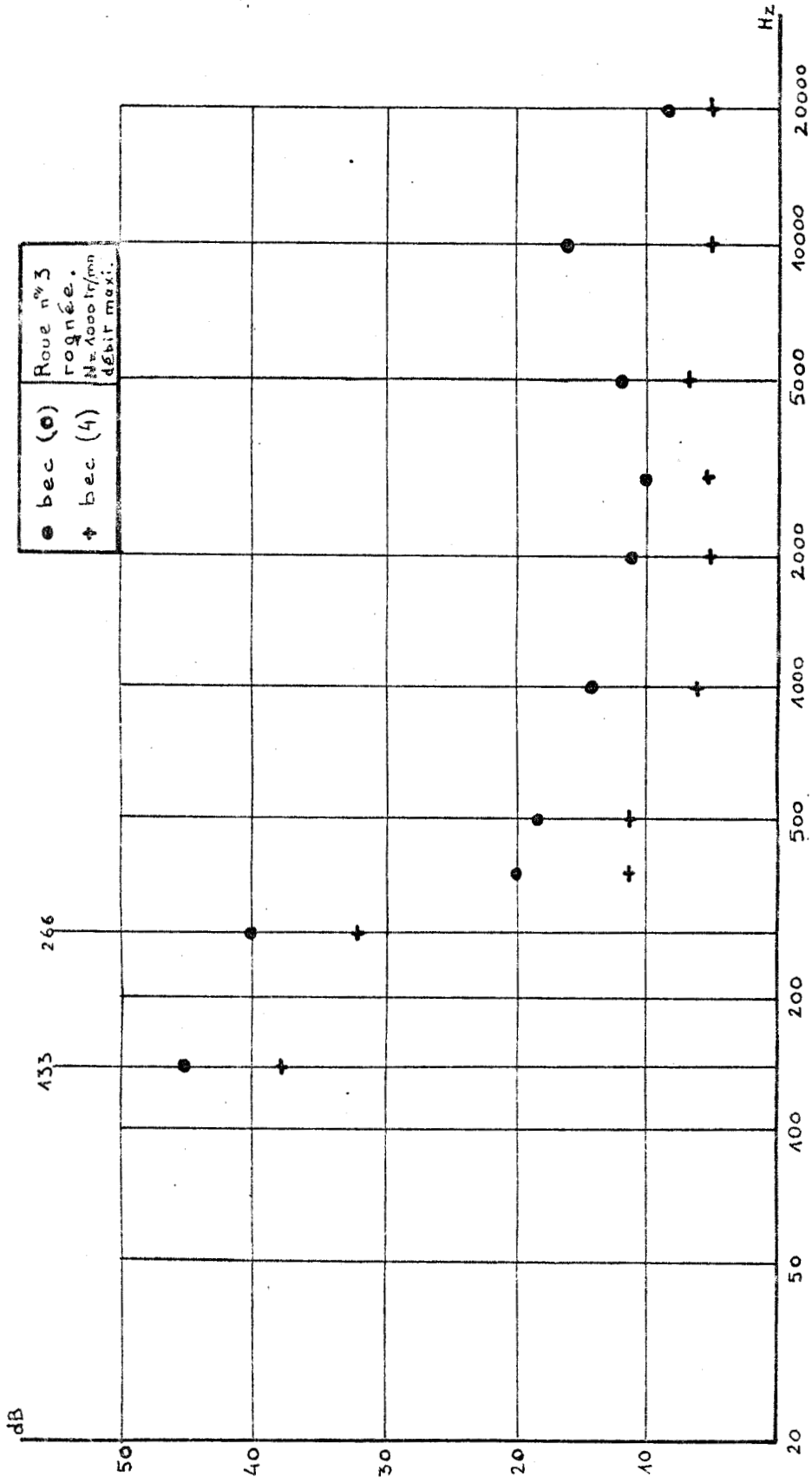


Fig. B 37 Comparaison de deux becs de volute.

BUS LILLE

7.4 - CONCLUSIONS

Les divers essais que nous avons pu réaliser à l'aide de nos moyens expérimentaux indiquent que :

- Les paramètres de construction de la roue (nombre d'aubages, angle de sortie des aubages, forme du bord de fuite des aubages) n'ont pas une importance essentielle pour le phénomène de cavitation instationnaire au bec de volute que nous avons observé.

- Le jeu entre la roue et la volute au niveau du bec est évidemment un paramètre important d'interaction, mais il semble plus intéressant d'agir sur la forme du bec de volute pour supprimer ou réduire le phénomène de cavitation au bec et les phénomènes corollaires (bruit, vibrations, fluctuations de pression) : ce dernier point est bien mis en évidence par les Fig. B 38 ; on y constate en effet que l'amplitude des fluctuations de pression enregistrées en sortie de roue à proximité du bec de volute (Fig. B 34) est très influencée par la forme du bec, beaucoup plus sans doute que par le jeu entre le bec et la roue.

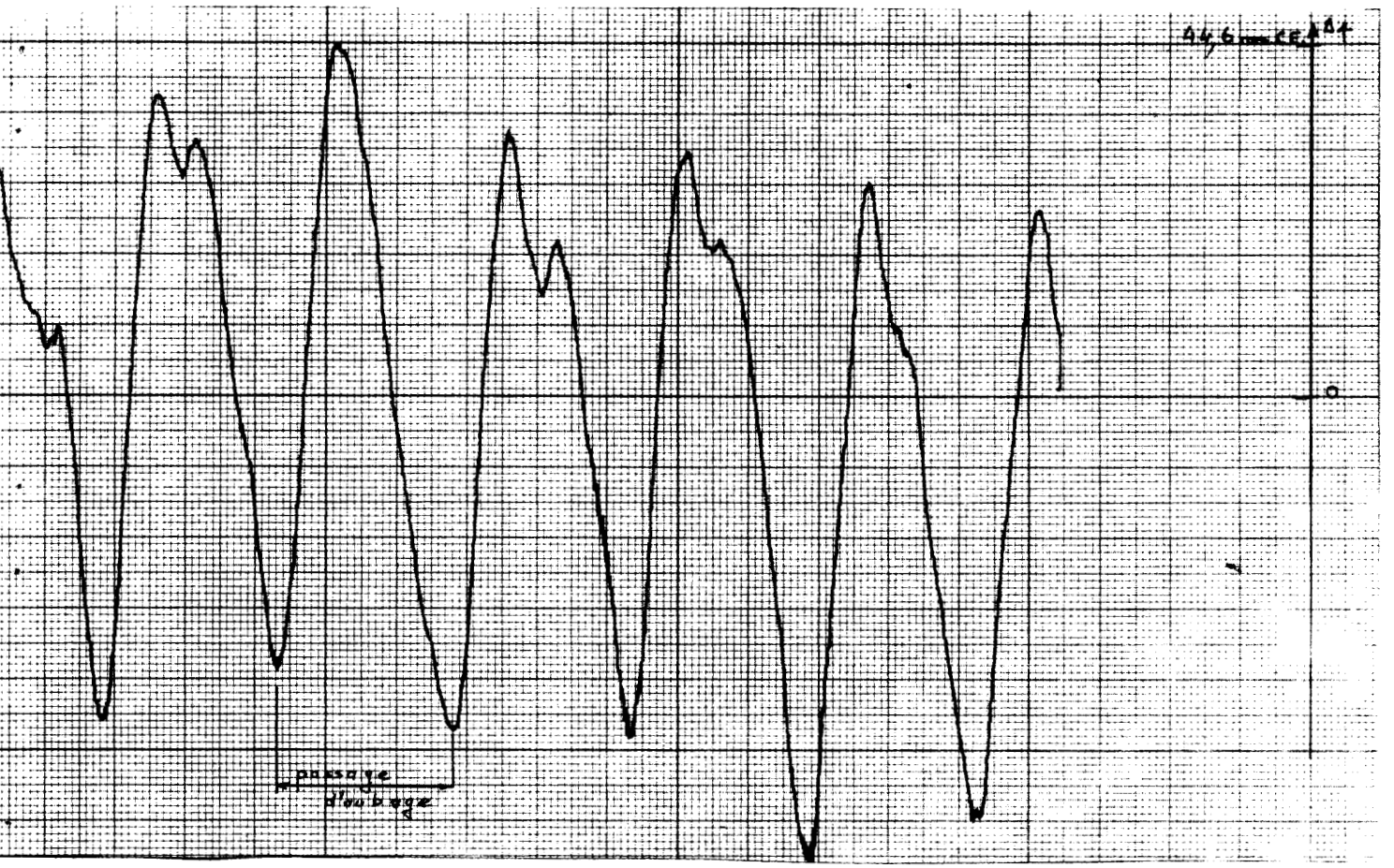


Fig. B 38 (a) Fluctuations de pression en sortie de roue - Roue n° 3 rognée (D_2 = 192,5 mm) - bec (3) - N = 1000 tr/mn - débit maxi.

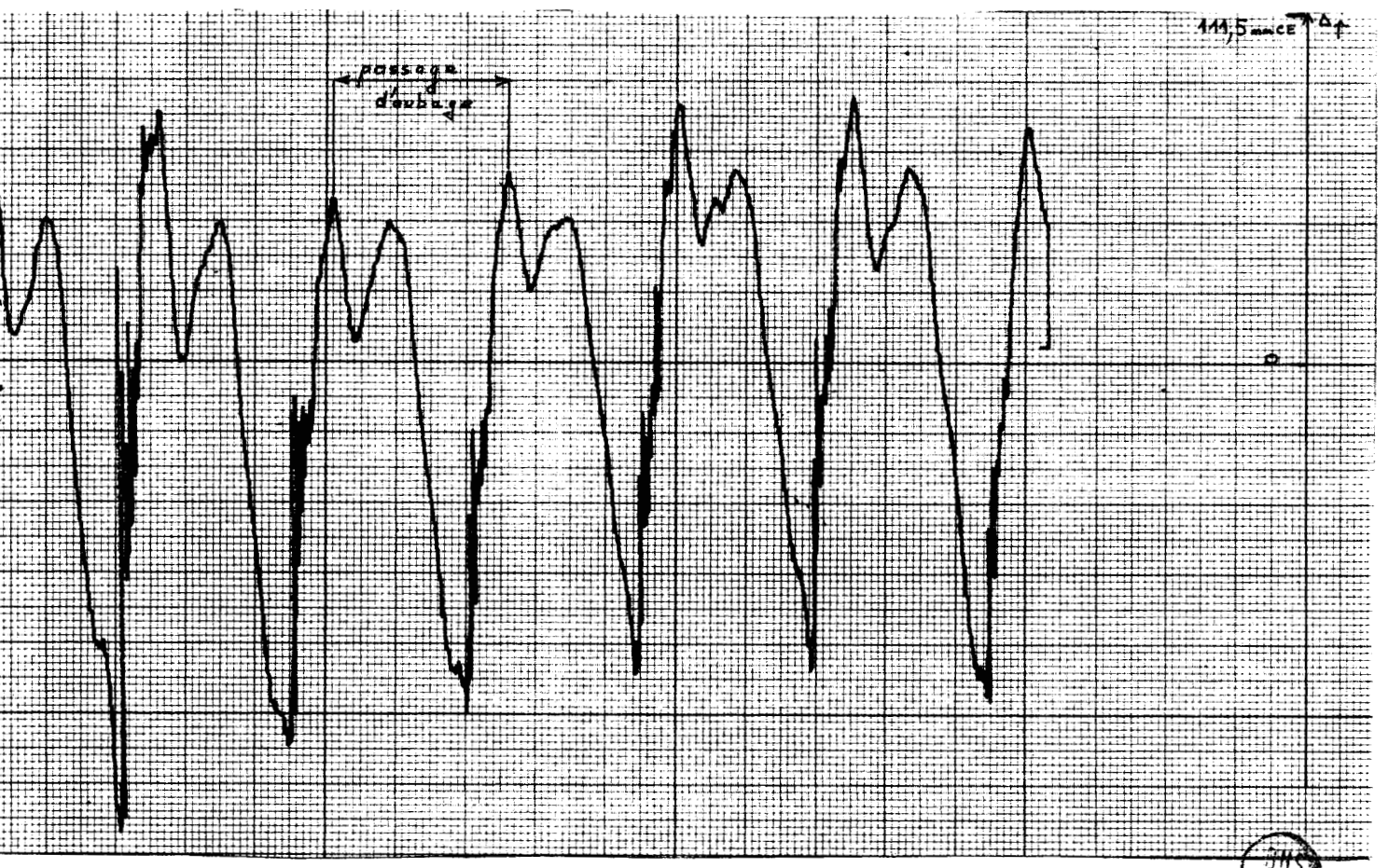


Fig. B 38 (b) Fluctuations de pression en sortie de roue - Roue n° 3 rognée (D_2 = 192,5 mm) - bec (0) - N = 1000 tr/mn - débit maxi.

LILLE

CHAPITRE 8

CONCLUSIONS

8.1 - CONCLUSIONS GENERALES

L'analyse bibliographique effectuée dans notre première partie nous a permis de mettre en évidence l'importance du bec de volute dans la détermination des caractéristiques de fonctionnement d'une pompe centrifuge. En particulier, les travaux de WORSTER, SALASPINI, HIRA et VASANDANI montrent bien le rôle intéressant que peut jouer ce bec de volute dans l'adaptation d'une pompe à des conditions de fonctionnement données, en jouant sur l'encombrement angulaire de la volute, l'angle de volute ou le jeu relatif entre le bec et la roue.

Nos essais expérimentaux nous ont permis également de montrer l'importance du bec de volute sur le fonctionnement d'une pompe centrifuge et en particulier sur ses caractéristiques vibratoires et sonores. Dans un premier temps nous avons pu mettre en évidence et analyser un phénomène de cavitation sur le bec de volute apparaissant et disparaissant au passage de chaque aubage devant ce bec de volute ; cette cavitation instationnaire sur le bec a été mise en évidence pour des débits supérieurs au débit d'adaptation de la pompe. Nous avons ensuite analysé les phénomènes sonores et vibratoires ainsi que les fluctuations de pression en liaison avec cette cavitation au bec. Ces mesures nous ont permis d'améliorer notre connaissance des variations de ces phénomènes physiques en liaison avec le degré de cavitation dans la pompe, variations qui doivent pouvoir être utilisées dans la détection de ce degré de cavitation lorsqu'une visualisation de l'écoulement n'est pas possible comme l'ont montré les travaux de VARGA, SEBESTYEN, PEARSALL, Mc NULTY, DEEPROSE par exemple. Enfin, nous avons pu mettre en évidence l'importance du jeu entre la roue et le bec de volute dans ces phénomènes d'interactions et également le rôle important que joue la forme du bec de volute.

8.2 - TRAVAUX A POURSUIVRE

Ces travaux doivent pouvoir se développer dans diverses directions : il nous semble intéressant de poursuivre une étude systématique de l'influence du bec de volute et de sa position par rapport à la roue tant sur le plan théorique que pratique.

Sur le plan pratique, nous pensons poursuivre l'étude des fluctuations de pression en sortie de roue et au refoulement en fonction du point de fonctionnement et des paramètres géométriques de manière à mieux analyser les interactions entre la roue et la volute. Ces essais pourront être poursuivis au laboratoire de mécanique de l'E.N.S.A.M. de LILLE sur nos bancs d'essais de pompe et de ventilateur centrifuge ; sur ce dernier nous pourrons également procéder à des mesures de vitesses en sortie de roue par anémomètre à fil chaud et à des mesures de pression sur l'un des aubages de la roue.

Sur le plan théorique ces essais nous semblent pouvoir être reliés aux travaux de SIMPSON [26] sur les sources de bruit dans les machines centrifuges et de CORNIGLION [27] sur les interactions de grilles d'aubes en mouvement relatif.

D'autre part, les travaux que nous avons effectués nous ont montré l'intérêt du développement de méthodes permettant de déceler le début et le développement de la cavitation dans une pompe.

Enfin, l'analyse bibliographique de notre première partie nous aménera sans doute à poursuivre et à développer des modèles de pertes dans les turbomachines en vue d'optimiser les paramètres de construction des ventilateurs et des pompes centrifuges. De même, nous pensons poursuivre le développement de programmes de tracé des lignes de courant dans ces machines en vue d'une meilleure analyse de leur fonctionnement.

- NOTATIONS -

Symbole	Désignation	Unités
q_v	Débit-volume	$m^3/s.$
W_n	Travail net massique	$J/kg.$
W_i	Travail indiqué massique	$J/kg.$
h_n, H	Hauteur nette	m.
h_i	Hauteur indiquée	m.
R_A	Rayon d'entrée dans la roue	m.
R_2	Rayon de sortie de la roue	m.
R_3	Rayon au bec de volute	m.
D, r	Diamètre, rayon	m.
b	Largeur	m.
η_g	Rendement global	sans
η_h	Rendement hydraulique	sans
ω	Vitesse angulaire de la roue	rad./s.
N	Vitesse de rotation de la roue	tr/mn.
$u = \omega . r$	Vitesse d'entraînement	m./s.
w	Vitesse relative	m./s.
c	Vitesse absolue	m./s.
c_u	Projection de c sur u	m./s.
C	Couple	m.N.
P_a	Puissance sur l'arbre	W.
Z	Nombre d'aubages	sans
β	Angle entre w et u	rad., °''
α_t	Angle de la volute	" "
$\delta = q_v / \omega R_2^3$	Coefficient de débit	sans
$\mu = W_n / \omega^2 R_2^2$	Coefficient de travail net	"
$\Omega = \omega \frac{q_v^{1/2}}{W_n^{3/4}}$	Coefficient de vitesse angulaire	"
$\Lambda = R_2 . \frac{W_n^{1/4}}{q_v^{1/2}}$	Coefficient de rayon	"

BUS LILLE

BIBLIOGRAPHIE

[1] G. T. CSANADY — Theory of Turbomachines. Mac Graw Hill. NEW-YORK, 1964.

[2] M. SEDILLE — Turbomachines hydrauliques et thermiques. Tome 3. Masson et Cie. PARIS, I967.

[3] A. J. STEPANOFF — Pompes Centrifuges et Pompes Hélices. Dunod. PARIS, I961.

[4] S. LAZARKIEWICZ et A. T. TROSKOLANSKI — Impeller Pumps. Pergamon Press. I965.

[5] C. PFLEIDERER et H. PETERMANN — Strömungs maschinen, 4ème édition. Springer-Verlag. I972.

[6] R. H. SABERSKY, A. J. ACOSTA, E.G. HAUPTMANN — Fluid Flow, 2ème édition. The Macmillan Company, NEW YORK, I971.

[7] M. R. GALVAS — Analytical Correlation of Centrifugal Compressor design geometry for maximum efficiency with specific speed. NASA Technical Note D-6729, Mars I972 (38 pages).

[8] A. ERGIN — Etude des volutes spirales des pompes centrifuges en tenant compte de la répartition des pressions statiques. La Houille Blanche, Novembre I958, n°6, p. 639-660.

[9] A. SALASPINI — Flows in Scroll.
Von Karman Institute for fluid dynamics.
Lecture Series 6 1. Recent progress in pump research. (10-14 Décembre 1973).

[10] K. RÜTSCHI — Der einfluss der leitvorrichtungen auf Leistung und Wirkungsgrad von Kreiselpumpen.
Schweiz. Bauzeitung. 79, Jahrgang Heft 1 5.
13 Avril 1961. (p. 233-240).

[11] R. C. WORSTER — The flow in Volutes and its effect on centrifugal pump performance.
Proc. Instn. Mech. Engrs. ; Vol. 177 ;
n°31 ; 1963 ; (p. 843-875).

[12] R. D. BOWERMAN, A. J. ACOSTA
Effect of the volute on performance of a centrifugal pump impeller.
Transactions ASME, USA (1957), 7 9, 4,
(p. 1057-1069).

BUS LILLE

[13] G. WESTEEL — Le choix de la largeur de la roue comme paramètre d'adaptation des ventilateurs centrifuges.
Mémoire présenté le 3/12/75 au Centre associé de LILLE du C.N.A.M.

[14] D. S. HIRA et V. P. VASANDANI
Influence of volute tongue length and angle on the pump performance.
J. Instit. Engrs. (India), Mech. engng. div., 1975, 56, 1, (p. 55-59).

[15] H. EVLARD, S. GRAVET — Pompes et groupes moto-pompes pour pipe-lines. ACEC Revue. 75/1-2. (p. 6, 7).

[16] U. MANFRASS — Effect of the volute casing on the impeller flow of a centrifugal pump. Proceedings of the fourth conference on fluid machinery. AKADEMIAI KIADO. BUDAPEST 1972. (p. 783-799).

[17] G. SASIA — La cavitation dans les pompes centrifuges Activités Worthington, I962, n°22, (p. 16-24).

[18] P. GUITON — Cavitation dans les pompes. La houille Blanche, I962, n°6, (p. 701-727).

[19] F. GYULAI — A method for predicting the inception of secondary cavitation in fluid machinery. Proceedings of the fourth conference on fluid machinery. AKADEMIAI KIADO. BUDAPEST I972. (p. 555-569).

[20] J. VARGA, GY. SEBESTYEN — Cavitation noise spectrum and cavitation damage. Acta technica Academiae Scientiarum Hungaricae. Tomes 5 7 (3-4), I967, (p. 383-396).

[21] M. S. PLESSET — Cavitation and cavitation damage Proceedings of the 13 th. Midwestern Mechanics Conférence held at the University of PITTSBURGH (13-15 Août 1973), (p. 55-69).

[22] J. VARGA, GY. SEBESTYEN — Noise measuring as a complementary and checking method for pump testing. Mechanical Engineering, I972, 16, 2 (p. 165-I76).

[23] W. M. DEEPROSE, P. J. Mc NULTY
Cavitation noise in pumps.
Proceedings of the fourth Conference on fluid machinery.
AKADEMIAI KIADO. BUDAPEST 1972. (p. 321-340).

[24] I. S. PEARSALL
Acoustic detection of cavitation
Symp. on vibrations in hydraulic pumps and turbines. MANCHESTER (14-16 Septembre 1966). Paper 14, (p. 1-8).

[25] D. M. COPLEY, R. C. WORSTER
Pressure measurements at the blade tips of a centrifugal pump impeller and the effects of tip profile on pump performance.
Proc. Instn. Mech. Engrs ; vol. 177 ; n°31 ; 1963 ; (16 p.).

[26] H.C. SIMPSON, T.A. CLARK, G.A. WEIR
A theoretical investigation of hydraulic noise in pumps
J. Sound Vib. (1967) 5 (3), p. 456-488

[27] J. CORNIGLION, S.T. LUU
Aubes passantes - Méthode de calcul de l'écoulement instationnaire dans un étage de turbomachine.
Mémoire technique du CETIM - Décembre 1971 (83 pages).