

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT HYDRAULIQUE

الدراسة الهندسية
BIBLIOTHEQUE المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

CONCEPTION D'UNE CHAMBRE

D'ASPIRATION

D'UNE STATION DE POMPAGE

Proposé par :

Mr: BOUACHE.M

Etudié par :

Mrs:M.M.GUENOUNOU

M.GUERROUDJ

Dirigé par :

Mr BOUACHE

PROMOTION : FEVRIER 1987

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
RÉPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT HYDRAULIQUE

الدراسة الوطنية للدراسات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

CONCEPTION D'UNE CHAMBRE
D'ASPIRATION
D'UNE STATION DE POMPAGE

Proposé par :
Mr: BOUACHE.M

Etudié par :
Mrs: M-M-GUENOUNOU
GUERROUDJ

Dirigé par :
Mr: BOUACHE

PROMOTION : FEVRIER 1987

Dédicaces

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Je dedie ce modeste travail à:

- mes parents
- mes frères et sœurs
- la mémoire de ma mère
- toute la famille
- tous les amis

MOKRANE

Je dedie ce modeste travail à:

- mes parents
- LA MEMOIRE de mon frère :
- mes frères
- mes amis

MUSTAPHA

Remerciements

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Nous remercions vivement notre promoteur
Mr Bouache M pour l'aide qu'il nous a
apportée au cours de l'élaboration
de cette étude.

Toute notre gratitude

A Monsieur ABDERRAHIM. chef de
département d'hydraulique.

A tous les professeurs et assistants qui
ont contribué à notre formation.

SOMMAIRE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION	1
Chap I Considerations générale d'une station de pompage	3
I.1 Tracé général	3
I.2 Types et nombre de pompes	4
I.3 principales dispositions	5
3.1 Considerations sur les Systèmes d'installations	9
I.4 Choix des pompes	11
I.5 Calcul du volume utile d'une Chambre d'aspiration	14
I.6 Analyse des phénomènes hydrauliques	15
liés au fonctionnement d'une station de pompage	
6.1 Origines de la formation des mouvements tourbillonnaires et autres anomalies	15
6.2 Influence de la non uniformité du champ de vitesse à l'entrée de la roue	22
6.3 Influence des pertes de charge dues	24
aux mouvements tourbillonnaires sur la Caractéristique de la pompe	
6.4 Influence de la non uniformité du champ de vitesse sur la charge Nette à l'aspiration	26 28
6.5 Effets de la Cavitation sur l'installation	
6.6 Influence de l'entraînement d'air par le vortex sur l'installation	30
Conclusion	
Chap II ETUDES EXPERIMENTALES	32
II.1. Configurations expérimentales	32
des chambres	

II.2 Conditions de Formation

2.1 importants paramètres

2.2 Résultats des expériences de plusieurs auteurs

II.3 Définition d'un critère d'étude 43

3.1 Seuil de formation du vortex 43

3.2 contrôle du vortex ou des mouvements tourbillonnaires 46

3.3 fréquence et durée des vortex aérés pour des conditions données 55

II.4. moyen de la détermination de la circulation 58

Chap III MODELISATION DES PHÉNOMÈNES DE VORTEX 61

III.1 utilités des modèles 61

III.2 Similitude des vortex 61

III.3 principaux critères 61

III.4 impossibilité de la réalisation d'une similitude complète 63

III.5 Lois de similitudes réalisées 65

5.1 détermination de la submersion 67

5.2 Mesure de la circulation 72

5.3 Recherche de l'échelle de vitesses U_v 73

5.4 Effets d'échelle 82

ANNEXE

I Configurations à recommander 84

I.1 avec une seule pompe 84

I.2 plusieurs pompes 88

II Améliorations des conditions d'écoulement 89

1) augmenter la submersion 89

2) modifications des conditions d'approche 89

3) dispositifs anti-vortex 90

CONCLUSION 95



NOMENCLATURE

GRANDEURS	SYMBOLES	DIMENSIONS
intensité de la prerotation	Ω	Sans dimension
largeur d'entrée	C	L
composante tangentielle	C_u	LT^{-1}
diamètre de la tulipe	D	L
diamètre de la conduite d'aspiration	d	L
hauteur réelle	H	L
Hauteur dynamique	H_d	L
Hauteur géométrique	H_g	L
Hauteur théorique	H_{th}	L
profondeur d'eau	h	L
perte de charge	Δh	L
coefficient de frottement total	K	L
coefficient due à la composante du tourbillon	K_f	Sans dimension
coefficient de frottement due à l'écoulement dans la conduite	K_S	- " -
coefficient dépendant du rendement hydraulique et des dimensions de la pompe	K_1, K_2	- " -
longueur de la chambre	L	L
vitesse spécifique	n_s	L
pression atmosphérique	P_0	$MT^{-2}L^{-1}$
pression de la vapeur du fluide débit	P_v	$MT^{-2}L^{-1}$
rayon de courbure de la trajectoire	R	$L^3 \cdot T^{-1}$
submersion	S	L
période qui s'épave deux démarrages	T	L
temps de vidange	t_v	T
Vitesse de la prerotation	t	T
temps de remplissage	t_r	T
Vitesse relative	u	LT^{-1}
Vitesse moyenne	v	LT^{-1}
capacité utile	v_u	L^3
Vitesse absolue	u	LT^{-1}
vitesse radiale	v_{ir}	LT^{-1}
largeur de la chambre	l_x	L
Vitesse méridienne	v_{θ}	LT^{-1}
distance du tuyau à la paroi opposée à la face d'entrée	x_f	L
distance à la paroi verticale	x_L	L

distance entre les x_p
 pompes
 distance tulipe au radier
 cote entre l'axe de la pompe
 et sa surface libre
 vitesse angulaire
 contrainte de cisaillement
 masse volumique
 circulation du fluide
 viscosite cinématique
 tension superficielle
 poids spécifique
 longueur d'onde
 échelle de longueur
 échelle de vitesse
 échelle de temps
 échelle de pesanteur
 échelle de tension superficielle
 échelle de densité
 nombre de Froude
 nombre de Reynolds
 nombre de Weiber

x_p	L
y	L
z_s	L
ω	
τ_{wl}	$ML^{-4}T^{-2}$
ρ	ML^{-3}
ν	L^2T^{-1}
γ	L^2T^{-1}
σ	MLT^{-3}
\bar{u}	$ML^{-4}T^{-2}$
λ_1	L
λ	sans dimension
λ_v	— 11 —
λ_t	— 11 —
λ_g	— 11 —
λ_σ	— 11 —
λ_ρ	— 11 —
λ_F	— 11 —
Re	— 11 —
W_e	— 11 —

2/4

INTRODUCTION

Dans certains ouvrages hydrauliques, des mouvements tourbillonnaires assez importants peuvent se produire lorsque l'eau passe d'un état d'écoulement à surface libre, à un écoulement en charge, notamment dans les chambres d'aspirations des stations de pompage.

Une masse tourbillonnaire engendre un débaleancement des forces qui agissent sur les différents éléments, de l'installation de pompage, entraînant par conséquent de fortes vibrations, chute de rendement etc..

En absence d'une théorie précise permettant dans chaque cas particulier, de prédéterminer les risques d'apparition des vortex, il est nécessaire d'entreprendre des études expérimentales sur des modèles réduits.

En effet les conditions de formation des phénomènes tourbillonnaires (vortex aéré, vortex submergés) dépendent non seulement des conditions hydrauliques de l'écoulement (débit, hauteur d'eau), mais aussi des formes géométriques de la chambre d'aspiration.

L'étude de la variation de ces différents paramètres hydrauliques et géométriques est très instructive, mais que très rarement réalisable.

plusieurs critères d'étude peuvent être utilisés, tel

que le seuil de formation du vortex, contrôle des mouvements tourbillonnaires et fréquence et durée du vortex aéré.

Les conditions réelles de similitude des vortex peuvent être déterminées à partir de l'examen de la formation du vortex, sur des modèles semblables mais d'échelles linéaires différentes. Elles sont d'ailleurs indispensables à connaître pour les comparaisons modèles - prototypes, permettant de vérifier la valeur des dispositifs anti-vortex proposés.

CONSIDERATIONS
GENERALES
D'UNE STATION
DE POMPAGE

I CONSIDERATIONS GENERALES D'UNE STATION DE POMPAGE

I.1 Tracé general

la conception d'une station de pompage varie, selon les conditions, et les exigences de l'exploitation.

la figure 1, représente le schéma type d'une station de pompage nous pouvons distinguer, trois zones:

l'alimentation (zone I) peut se faire, soit par une conduite, soit par un deversoir, si l'eau provient d'un canal, barrage ou d'une rivière.

la zone d'approche (zone II) dans laquelle nous distinguons un écran grossier, permettant d'arrêter les éléments solides, des sections réduites et des grilles, permettront à leurs part de contrôler et de tranquiliser l'écoulement, mais occasionnant des pertes de charge importantes.

Ces dispositifs ne sont utilisés que pour le pompage d'eau brute.

la chambre d'aspiration proprement dite, représentant la zone III peut avoir différentes formes, mais généralement les formes carré et rectangulaire sont les plus utilisées, du fait de la facilité de leurs constructions, par rapport aux autres formes.

l'aspiration se fait dans la bache, soit par une courte conduite (horizontale ou verticale,) plongeant dans la bache et amenant l'eau

Schema D'une Station De pompage.

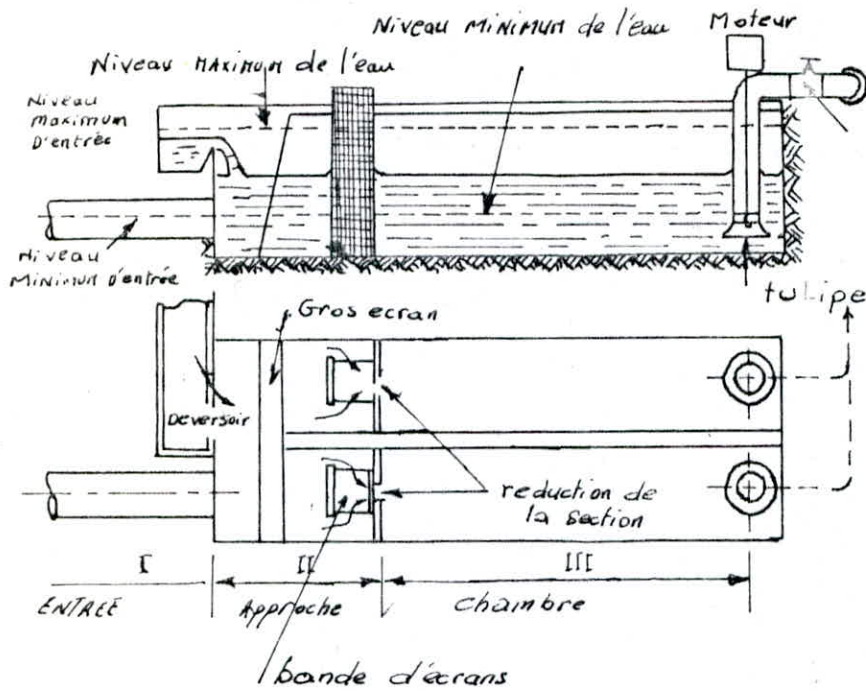


Figure I-1

. à la roue de la pompe, soit que la pompe elle même soit immergée dans la chambre d'aspiration.

I-2 Types et nombre de pompes

Selon la norme AFNOR de classification et de terminologie des pompes hydrauliques Jousse [20].

On distingue deux grandes classes de pompes.

les Turbo-machines, et les pompes volumétriques.

les premiers étant actuellement de loin les plus utilisés

on entend par Turbo-machines :

1) les pompes centrifuges, avec roue à écoulement radial.

2) Les pompes à écoulement axial

3) Les pompes hélico-centrifuges, avec roue à écoulement
semi-axial (ou à écoulement mixte.).

la figure 2 représente les schémas de ces différents types,
et leurs caractéristiques.

les pompes centrifuges sont employées, pour les pompages de
grandes hauteurs et de faibles débits.

pour de faible hauteur, et de grand débit, les pompes à
écoulement axial sont nécessaires.

pour des hauteurs et des débits moyens, les pompes à
écoulement semi-axial, peuvent être utilisées.

le nombre de pompe varie suivant la hauteur et le débit désiré
en pratique il est nécessaire, d'installer plus d'une pompe.

Généralement dans les stations de pompage, le nombre varie
entre deux et six pompes.

I.3 principales dispositions

les principales dispositions sont généralement les suivantes:

1. disposition horizontale.

cette disposition est la plus classique, elle est généralement
adoptée, pour les pompes, de surface, la pompe et le moteur
d'entraînement sont montés, horizontalement, l'entretien et le
démontage de la pompe sont simplifiés.

"Types de pompe et leurs caractéristiques"

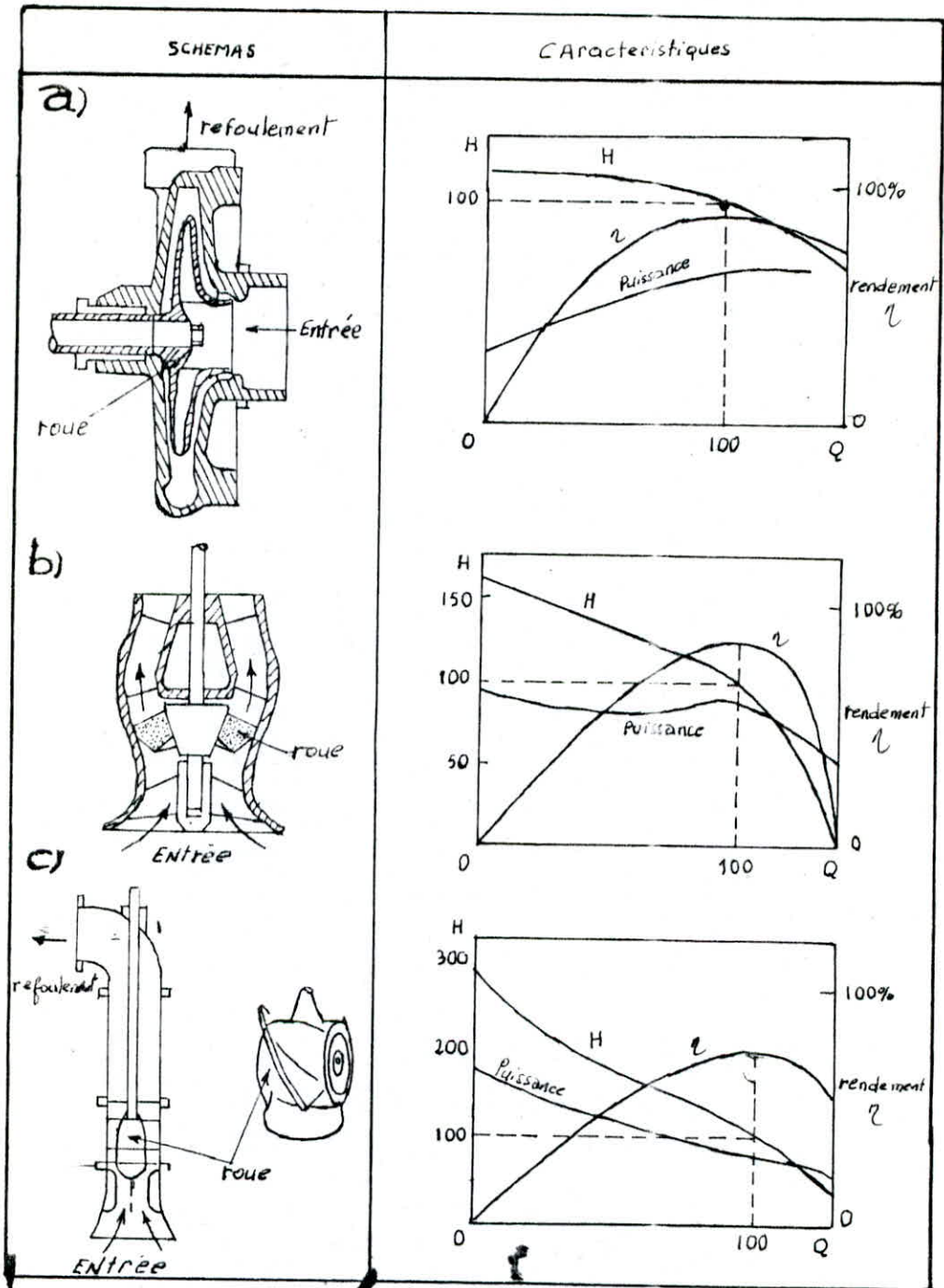


Figure "2"

- a: pompe centrifuge
- b: pompe à écoulement mixte
- c: pompe à écoulement axial

2) disposition verticale:

Cette disposition concerne les installations mettant en œuvre: les groupes avec moteur situé au dessous de la pompe, avec pompe noyée, ligne d'arbre et moteur en surface sur un bâti, avec pompe en fosse sèche ligne d'arbre et moteur situé sur un niveau plus élevé et monté sur un bâti.

3) disposition immergée:

elle regroupe les installations réalisées avec pompe et moteur noyé, elle est le plus souvent verticale, mais pouvant dans certains cas être oblique, ou même horizontale.

quelques exemples de schémas d'installation sont donnés par la figure 3

la figure 3a représente l'installation verticale avec pompe immergée

la figure 3b montre une installation verticale avec aspiration horizontale, et la pompe et la conduite sont isolées de la chambre d'aspiration, la tulipe est ancrée dans le mur séparateur.

la figure 3c a la même disposition que 3b, seulement là, la tulipe est rabattue d'un angle de 90° vers le radier notons que la figure 3a a l'avantage de réduction des coûts de génie-civil, maintenance et la réparation en cas de panne sont des inconvénients par rapport à 3b et 3c.

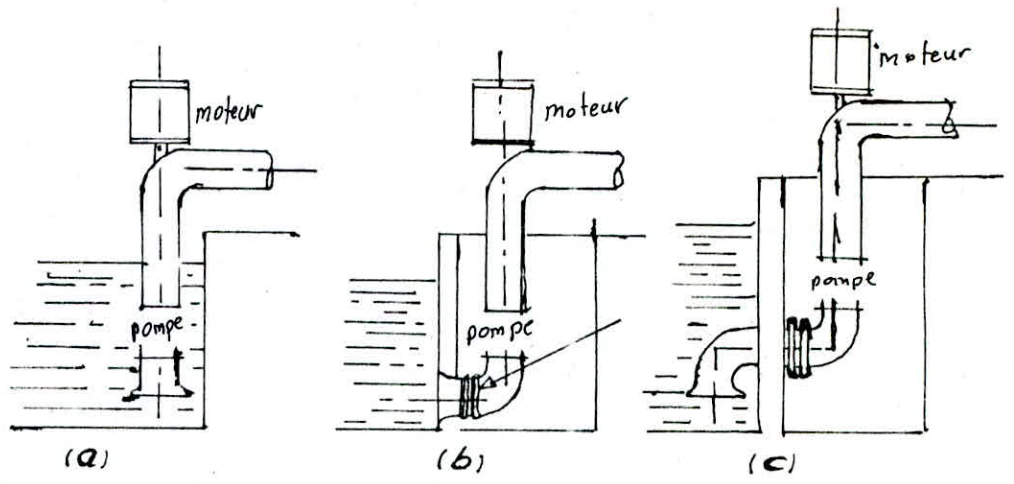


Figure 3.4

I 3.1: Considerations Sur Les systèmes d'installation

En adduction d'eau, les systèmes d'installations sont essentiellement fonction des conditions d'aspiration, c'est à dire de la différence entre la côte du niveau du sol naturel et la côte du niveau dynamique de l'eau, que l'on appelle Hd.

pratiquement il existe deux types d'installations.

Le premier correspondant à une hauteur Hd compatible avec la hauteur pratique d'aspiration d'une pompe est nettement inférieure à la pression atmosphérique.

le deuxième pour une hauteur Hd supérieure à la hauteur pratique d'aspiration et donc aussi à la pression atmosphérique.

1) Système d'installation pour Hd supérieur à la hauteur pratique d'aspiration.

a) installation en cuvelage ou en fosse sèche.

elle a l'avantage, qu'elle permet l'alimentation en charge de la pompe, l'emploi de tous types classiques de pompes par conséquent, généralement toutes les puissances et caractéristiques hydrauliques, mais l'inconvénient c'est qu'elle exige des travaux de génie-civil importants et coûteux et elle n'est réalisable que pour de faible hauteur Hd.

b) pompe verticale immergée

celle-ci étant noyée, présente un avantage de mettre la pompe automatiquement en charge, elle permet d'atteindre d'assez grandes profondeurs, et de réaliser, toutes les caractéristiques hydrauliques elle présente un inconvénient, dans le montage qui est assez long, relativement délicat, par voie de conséquence, en cas de réparation, le temps d'intervention et d'immobilisation risque d'être assez long.

c) groupe électro-pompe immergé

ont l'avantage de mettre automatiquement la pompe en charge à l'aspiration, du fait de l'immersion totale du groupe, ne demande pas d'entretien, l'inconvénient c'est qu'elle nécessite, une source d'énergie électrique

2) Systèmes d'installations pour hauteur H_d inférieure à la hauteur pratique

dans ce cas d'installation, tous les systèmes énumérés dans le cas précédent sont également applicables, chacun conservant les caractéristiques spécifiques qui lui sont propres, de toute évidence, en cas d'application de l'une quelconque de ces solutions, l'avantage incontestable qui en résulte est de mettre la pompe en charge à l'aspiration ce qui supprime tous les inconvénients découlant d'un désamorçage accidentel.

a) pompes auto-amorçantes

sont désignées ainsi, les pompes capables d'aspirer en permanence sans aucun artifice, un mélange d'eau et de gaz.

ont l'avantage d'avoir en général un NPSH requis plus faible, et permettent ^{d'éviter} l'emploi d'un dispositif d'amorçage et aussi de fonctionner malgré la présence de gaz ou d'air, mais sont sensibles aux risques d'abrasion

b) pompes non auto-amorçantes.

présente l'avantage d'avoir un domaine d'application illimité
sont moins sensibles à l'abrasion.

leurs inconvénients c'est qu'elles exigent de réaliser une installation particulièrement soignée et nécessitent de prendre toutes précautions et dispositions pour éviter le desamorçage.

I-4 Choix des pompes

Soit H la hauteur réelle engendrée, qui est reliée à la hauteur théorique H_{th} .

$H_{re} = H_{th} - \text{pertes de charge dans la pompe.}$

ou $H_{th} = f(Q)$ est représentée sur la figure 4 par une droite en retranchant la perte de charge il s'en déduit la courbe caractéristique réelle de la pompe qui est une parabole.

Soit maintenant H_g la différence de niveau entre le plan d'aspiration et le plan de refoulement est représentée par

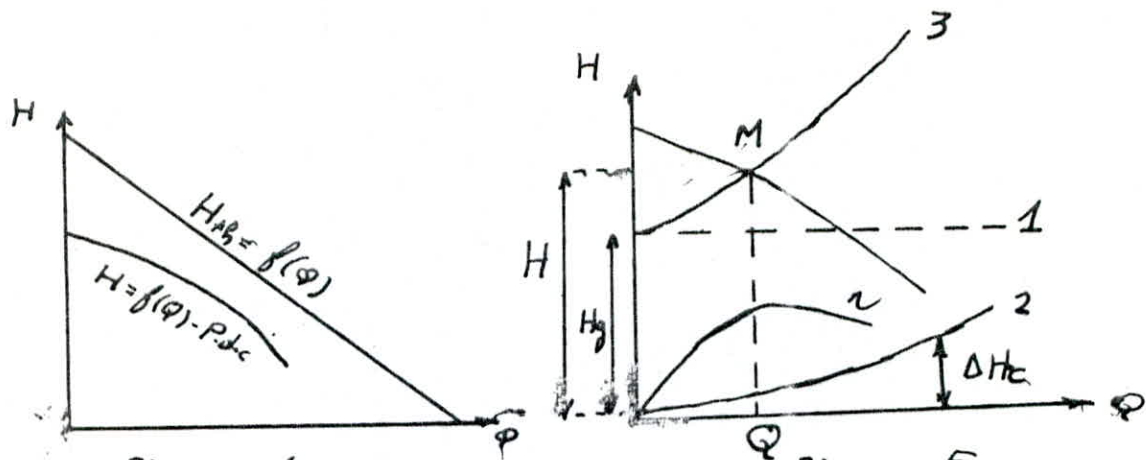


Figure 4
Caractéristiques d'une pompe
centrifuge

Figure 5
point de fonctionnement.

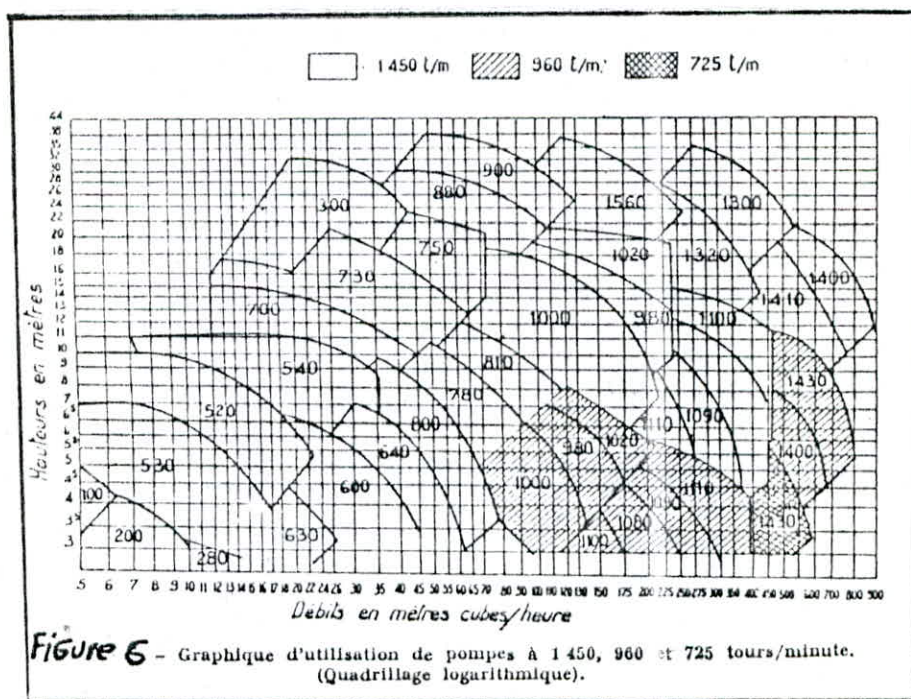
l'horizontale 1 sur la Figure 5, et ΔH_c la perte de charge produite dans la conduite, qui est proportionnel au carré du débit, qui est représentée par la parabole 2 (fig 5). la somme de ces deux quantités donne la caractéristique de la canalisation parabole 3 (Figure 5).

Le point d'intersection M des courbes (2) et (3) appelé point de fonctionnement de la pompe définit un débit Q à refouler et une hauteur de refoulement $H = H_g + \Delta H_M$ ce point doit se situer dans la zone de rendement maximal en pratique, il y a lieu de rechercher le type de pompe donnant le meilleur rendement économique en faisant varier la vitesse de la pompe.

cette vitesse est liée à celle du moteur électrique d'entraînement qui est de 3000, 1000, ou 750 tours - minute.

Les constructeurs réalisent toute une série de groupes plus ou moins voisins et ne donnent, pour chacun d'eux que la

portion du plan du diagramme (H, Q) où le rendement est acceptable. La figure 6 analogue à un diagramme industriel représente, les zones de bon fonctionnement de pompes d'un constructeur, les pompes étant référencées par un numéro et ce en fonction de la vitesse d'entraînement, donc connaissant a priori l'ordre de grandeur des hauteurs et débits à atteindre, le type de pompe est choisi d'après la zone dans laquelle se placera le point éventuel de fonctionnement (par exemple pour $Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ et $H = 13 \text{ m}$ pompe F30). Notons qu'une même pompe peut donner lieu à plusieurs zones du plan suivant la vitesse à laquelle elle tourne.



I.5 calcul du Volume utile d'une chambre d'aspiration.

La capacité de la chambre d'aspiration est déterminée en fonction des différences entre le débit d'alimentation et le débit des pompes.

$$\text{Soit } T = t_v + t_r$$

où T la période qui s'épave deux démarrages consécutifs.

t_v le temps de vidange de la bache d'aspiration.

t_r le temps de remplissage de la bache d'aspiration.

$$t_v = \frac{V_u}{Q_m - Q} \quad \text{et} \quad t_r = \frac{V_u}{Q}$$

V_u est le volume utile de la bache d'aspiration

Q_m est le débit maximum d'alimentation

Q est le débit de pompage

avec $Q = \alpha \cdot Q_m$ où α varie entre $0 < \alpha < 1$

remplaçons Q par sa valeur dans t_v et t_r

$$T = \frac{V_u}{Q_m - \alpha \cdot Q_m} + \frac{V_u}{\alpha \cdot Q_m} = \frac{V_u}{Q_m} \left[\frac{1}{1 - \alpha} + \frac{1}{\alpha} \right]$$

$$\text{posons } y = \frac{1}{1 - \alpha} + \frac{1}{\alpha} \quad \text{donc } T = \frac{V_u}{Q_m} \cdot y$$

après une opération de dérivation de y , la valeur

optimale est égal à 4 pour $\alpha = \frac{1}{2}$, donc on aura le temps le

plus faible qui s'épave deux remises en route est: $T' = \frac{V_u \cdot 4}{Q_m}$

Comme ce temps est une valeur que l'on se fixe la capacité utile

$$\text{de la bache sera: } V_u = \frac{Q_m \cdot T}{4}$$

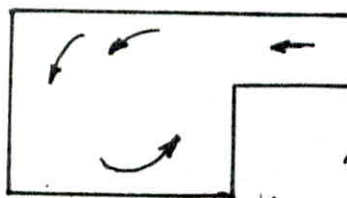
dans le cas où on a plusieurs pompes et si toutes les pompes sont identiques le débit de chacune est $\frac{Q_m}{n}$ d'où $V_u = \frac{Q_m \cdot T}{4 \cdot n}$ où n est le nombre de pompes

I.6 Analyse des phénomènes Hydrauliques liés au fonctionnement d'une station de pompage

I.6.1. Origines de la formation des mouvements tourbillonnaires et autres anomalies.

Dans certains ouvrages hydrauliques, des mouvements tourbillonnaires assez importants peuvent se produire, lorsque l'eau passe d'un état d'écoulement, à surface libre à un écoulement en charge.

Ils peuvent prendre naissance, à partir, des formes constructives de la chambre, ainsi que par les conditions d'exploitations. Pour ce qui est des formes constructives, nous pouvons citer; les changements brusques de la direction de l'eau (soit à l'accès dans la chambre, soit à l'entrée dans les suceurs), la symétrie d'accès de l'eau dans les suceurs, la forme des zones de stagnation (eaux mortes), les arêtes, les coins ou les coudes de la chambre.



les conditions d'exploitation influencent la formation des tourbillons, autant par le niveau d'eau dans la chambre, que par le débit pompé. L'écoulement tourbillonnaire est souvent causé par une rotation du fluide dans le puisard (voir fig 7b) son intensité augmente de plus en plus que l'écoulement s'approche de la prise. le tourbillon peut être accompagné d'une rapide rotation.

AUTRES ANOMALIES.

1 VORTEX DE SURFACE : Voir Figure: 8.C

Les vortex de surface, sont des mouvements tourbillonnaires, très intenses, qui créent, en un point une sorte d'entonnoir, ou d'un filament tourbillonnaire, capable d'entraîner, dans son évolution des débris flottants.

Lorsque le filament, devient un cône ouvert, par lequel, l'air peut être entraîné, on dira dans ce cas que le vortex est aéré.

Les vortex de surface, se forment, généralement, entre la surface libre de l'eau, et les orifices de prise. Ils sont probablement les plus reconnus, aux problèmes hydrauliques dans les installations des pompes, ils sont facilement détectés aussi bien dans le modèle, que dans le prototype. Ils dépendent de la géométrie de la chambre, de la capacité de la pompe, et de la submergence. Lorsqu'un vortex de surface est créé dans une chambre d'aspiration, et qu'il est continuellement aéré, il peut causer des vibrations au niveau de l'installation et réduire le rendement, mais quand on a des détachements intermittents des bulles d'air, ce phénomène n'est pas encore développé (faible intensité) donc ne donne pas d'effets néfastes. Toute fois si l'air n'est pas entraîné, l'écoulement tourbillonnaire au niveau de la surface libre peut créer des problèmes. Toute dissymétrie, ou prérotation de l'écoulement, auprès des prises, associée à une région d'eau morte favorise l'apparition des vortex aérés.

2. Vortex submergés. (Torches) (voir Fig 7. a.)

Ils prennent naissance près des parois latérales et du radier. Dans les modèles, le noyau du vortex peut être visible en injectant une teinte (colorant) auprès du phénomène. Parfois, le vortex apparaît sous forme, de bulles d'air qui se concentrent et forment le noyau. Probablement l'origine des vortex submergés peuvent être issus de petits tourbillons qui se forment au niveau du radier du puisard et aux approches des parois latérales.

Il y a également une possibilité où l'air peut être entraîné, c'est lors d'une rotation rapide du noyau du vortex, qui donne lieu à des points de faibles pressions. L'intensité et l'emplacement de ces vortex, dépendent de la circulation à l'intérieur de la chambre d'aspiration et de la distance entre la tulipe et le radier. Ces vortex sont appelés encore vortex de fond. Notons que les vortex submergés ne dépendent pas des vortex de surface.

3. Déformation du diagramme de la vitesse d'écoulement

(voir Fig 7. D)

généralement cette déformation est causée par quelques formes dissymétriques de l'écoulement dans le puisard. La distribution de la vitesse d'écoulement dans la chambre de prise n'est pas la même sur les deux parois latérales par exemple, ou qu'elle est plus importante au niveau de la surface qu'approximite du radier. Cette distribution non uniforme, peut être la cause

principale dans la formation des tourbillons, et vortex.

4 Stagnations voir figure 7.e

les grandes surfaces d'eau au dessus ou derrière l'orifice de prise, sont presque stationnaire. le seul mouvement entre ces surfaces stagnantes, est due au frottement issue entre la "surface" les séparant de l'écoulement principal vers la prise. Les regions de stagnations, sont l'origine de l'instabilité de l'écoulement, et augmentent les chances de l'entraînement d'air.

5. Ecoulement aéré. Voir figure 8.b

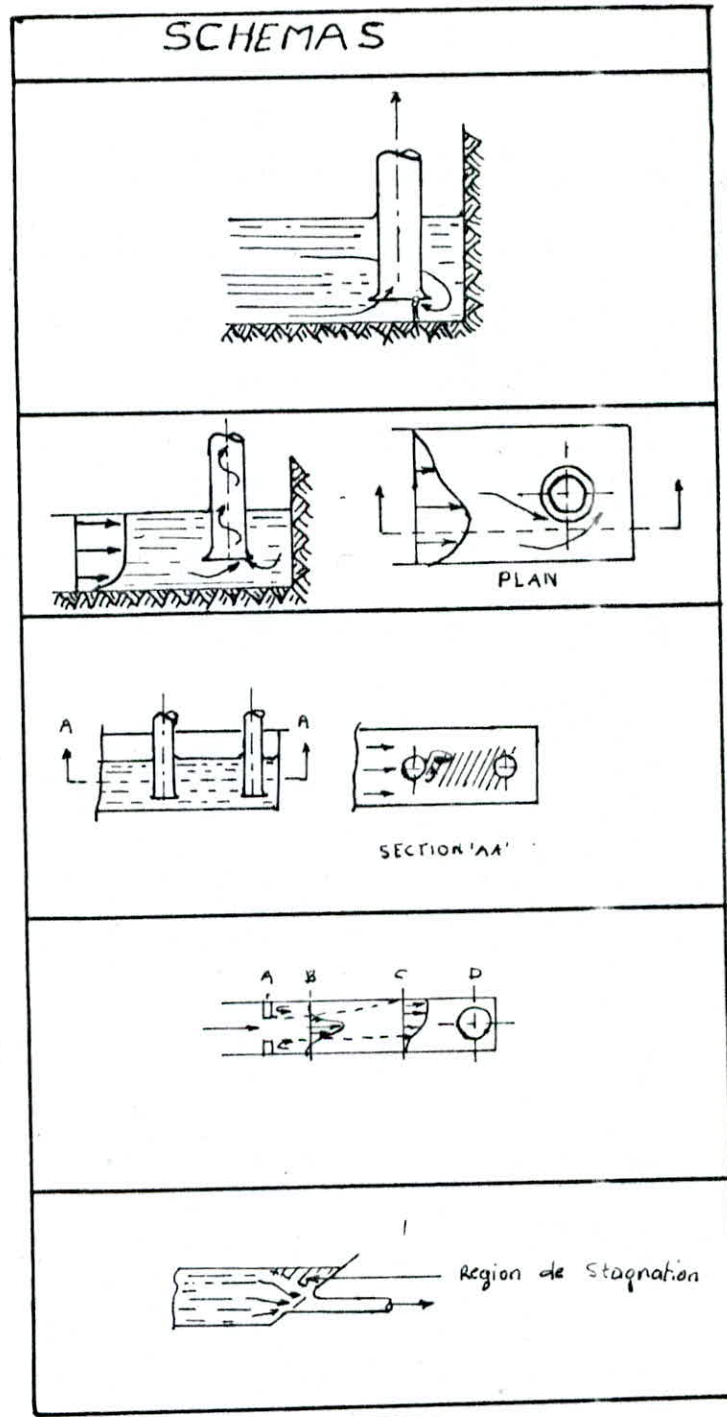
les bulles d'air dans la chambre d'aspiration sont principalement dues, à la chute du jet d'eau, alimentant la chambre, situé au dessus du niveau de la surface libre.

6. Bruit due à l'air. Voir figure 8.a.

avec le niveau d'eau, juste au dessus, de l'orifice de prise, il y'a tendance, d'admission d'air continuellement, ou par intermittence, il pourrait y avoir, une création d'une dépression locale sur la surface libre.

7. Aspiration troublée. Voir figure 7.c

Lorsque deux pompes, sont disposées l'une derrière l'autre et parallèlement au sens de l'écoulement, alors la deuxième pompe aspire l'eau qui se trouve dans la région, où l'écoulement, est déjà rendu turbulent, par la première pompe.



*Tourbillons submergés
(Torches)*

*Écoulement
tourbillonnaire*

Aspiration troublée

*Déformation du
diagramme de la
vitesse d'écoulement*

Stagnations

FIGURE 7

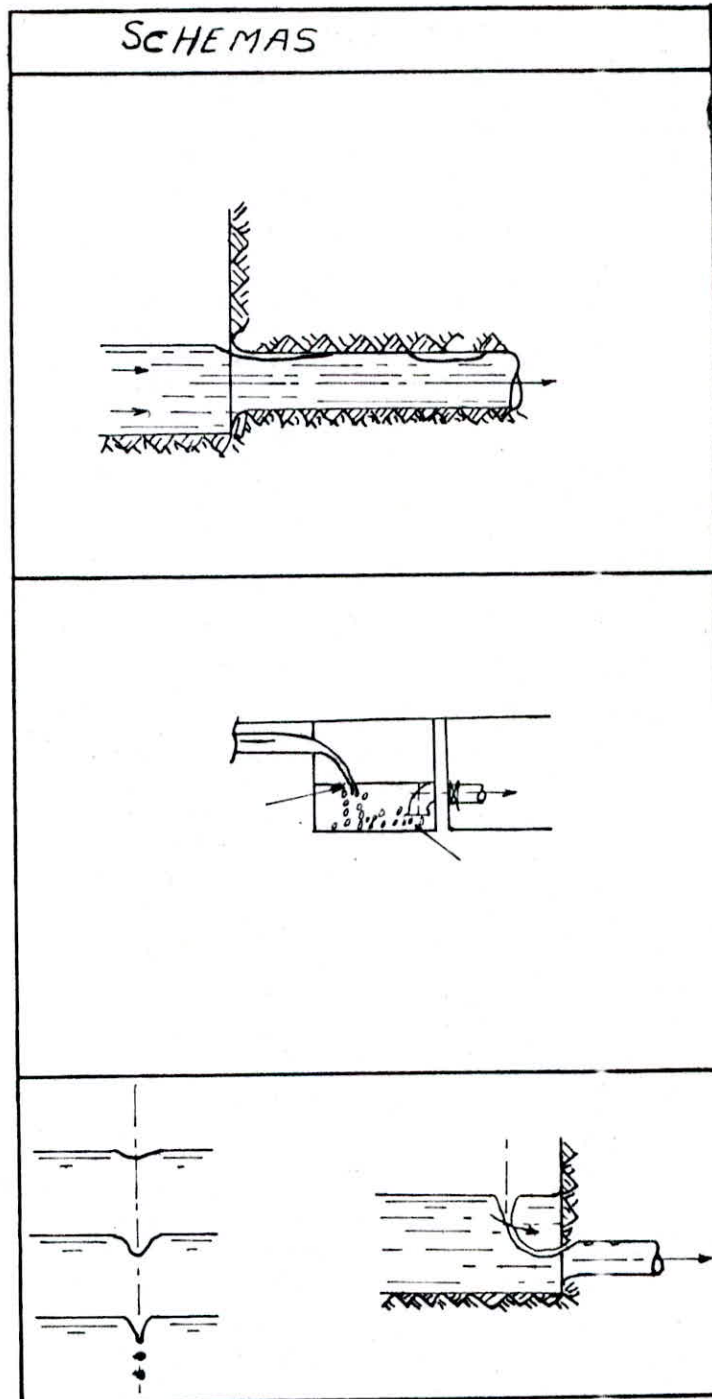


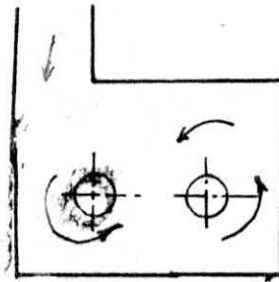
FIGURE: 8

le changement de la charge, avec le temps, pourra causer, des vibrations, et des bruits, au niveau de la pompe. cet effet sera néfaste, quand la pompe, est très proche, de la section d'aspiration. verticale.

8. effet du fonctionnement des pompes

a) deux pompes sont disposées, l'une à côté de l'autre comme le montre la figure suivante.

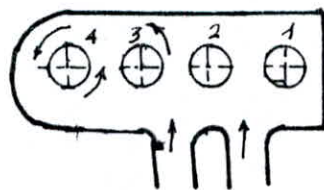
Si chaque pompe fonctionne, séparément, aucun phénomène ne se produit.



mais lorsque, les deux, fonctionnent en même temps, les vitesses deviennent plus grande, il se produit des vortex, tel que les pompes deviennent bruyantes.

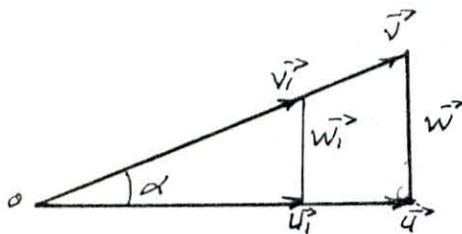
b) Lors du fonctionnement de la pompe N°4, en même temps que les autres pompes (voir fig 5i dessous).

l'importance, du moment cinétique, à l'alimentation des pompes devenait, tel que le fonctionnement, serait inacceptable.



I.6.2. Influence de la non uniformité du champ des vitesses à l'entrée de la roue

La roue tourne, à une vitesse angulaire ω . La particule fluide située sur une circonférence, de rayon R , aura une vitesse ωR si une vitesse de prérotation \vec{t} , est appliquée, à cette particule la vitesse donnée par la roue, à cette particule, sera donc égale à $\vec{U} = \omega R - \vec{t}$; \vec{U} étant la vitesse relative de la roue par rapport à la particule. Si l'angle α est l'angle de l'hélice, ce vecteur \vec{U} créera un vecteur \vec{w} , dont dépend directement, la hauteur de refoulement. Si la vitesse de prérotation augmente, R étant constant, \vec{U} diminue et devient \vec{U}_i , qui engendre à son tour \vec{w}_i



(voir figure 9)

triangle des vitesses

Figure 9. Schéma de fonctionnement d'une pompe avec prérotation

Appliquons cette théorie au fonctionnement de la pompe la pompe normale sans prérotation est caractérisée par sa "caractéristique débitante" rapport (Q, H) à une vitesse donnée (voir figure 10), la canalisation de refoulement étant elle aussi considérée par sa "caractéristique résistante" si la vitesse de prérotation est nulle, ωR correspond à ω_0 et la pompe fonctionnera

au débit Q_0 , pour une vitesse de prérotation et la vitesse relative devient \vec{u}_1 engendrant le vecteur \vec{w}_1 correspond au débit Q_1 , Il en résulte que, tout en fonctionnant à vitesse constante, le débit de la pompe varie en fonction de la vitesse de prérotation; si elle - ci est conditionnée par le débit d'arrivée, la hauteur de refoulement diminue lorsque la vitesse de prérotation augmente, comme la hauteur de refoulement minimale est une donnée constante, il y a donc une vitesse de prérotation, donc le débit à admettre à la pompe à ne pas dépasser.

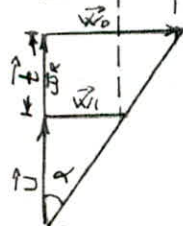
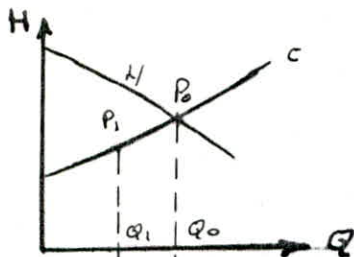


Figure 10. représentation vectorielle du système de prérotation

donc s'il y a prérotation le ^{terme} $u_1 \cdot c_{u1}$ ne sera pas négligé dans l'équation d'Euler donnant la hauteur théorique engendrée par la pompe

$$H_{th} = \frac{u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}}{g}$$

où u_1, u_2 vitesses périphériques à l'entrée et la sortie de la roue respectivement.
 c_{u1}, c_{u2} composantes tangentielles à l'entrée et la sortie de la roue respectivement.

Le qui entraîne une diminution de H_{th}

si la hauteur théorique de la pompe H_{th} diminue, le rendement global diminue aussi
 notons que les pompes à hélice sont plus sensibles à la prérotation.

I.63. Influence des pertes de charge dues aux mouvements tourbillonnaires sur la caractéristique de la pompe.

les pertes de charge dans une pompe se composent en deux parties

1°) pertes de charge dues aux frottements et en particulier aux tourbillons qui naissent, à l'intérieur d'une pompe centrifuge, ces pertes de charge sont proportionnelles au carré du débit.

$$\Delta H_f = K_i \cdot Q^2 \text{ (en général, régime turbulent rugueux à l'intérieur d'une pompe)}$$

K_i constante, dépendant du rendement hydraulique et des dimensions, de la pompe.

2°) pertes de charge dues aux chocs à l'entrée du liquide dans le rotor.

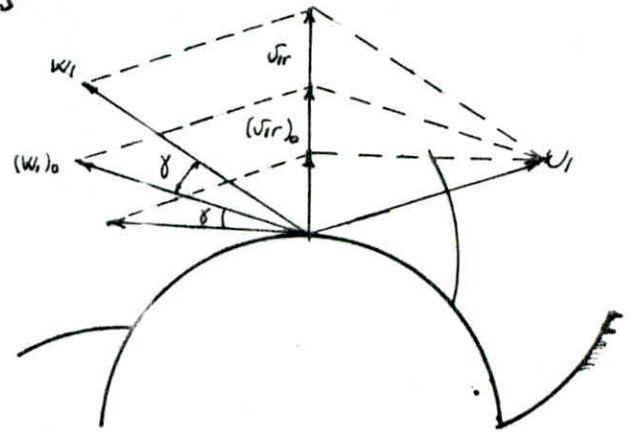
Si la vitesse relative du liquide à l'entrée des canaux ménagés entre les aubes w , est tangente à ces dernières, le liquide entre dans le rotor, régulièrement, sans chocs et sans tourbillons. Dans ce cas les pertes de charge dues aux chocs sont nulles.

Ceci n'est possible que pour un débit nominal Q_0 , et une vitesse radiale d'entrée correspondante $(V_{ir})_0$. Au cas où le débit réel Q se différencie du débit nominal Q_0 , de même que la vitesse radiale d'entrée V_{ir} , la vitesse relative w forme avec la tangente à l'aube un angle δ , et le courant liquide rencontre l'aube sous un angle, d'incidence qui peut être positif ou négatif.

Dans ce cas, le courant, heurte l'aube d'un côté, tandis qu'il se décolle de l'autre côté, entraînant des tourbillons.

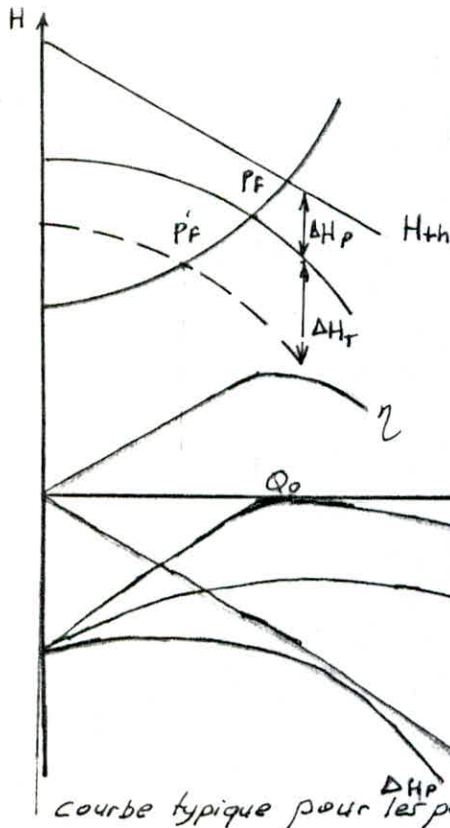
Ainsi il se produit des pertes de charge dues aux chocs.
 Les pertes de charge dues aux chocs

à l'entrée du liquide dans le rotor
 sont proportionnelles au carré de la
 différence entre le débit réel et le
 débit nominal, pour lequel les pertes
 de charge dues aux chocs sont nulles
 c'est à dire $\Delta h_2 = K_2 (Q - Q_0)^2$



la perte de charge totale est égale à la somme des deux genres
 de pertes de charge, c'est à dire $\Delta H_p = \Delta h_f + \Delta h_2$.

Dans un système de coordonnées $H = f(Q)$ et pour $n = cte$ traçons
 la caractéristique de la pompe.



La valeur maximum de la hauteur H_p , ne correspond
 pas à un débit nul, ou bien à un débit $Q = Q_0$
 mais à une valeur intermédiaire. en mettant
 en évidence les pertes de charge, dues
 aux mouvements tourbillonnaires, il s'en
 déduit la courbe en pointillé par
 conséquent changement du point de
 fonctionnement de $P'F$ à PF , ce qui
 Δh_2 résulte mauvais fonctionnement
 et baisse du rendement.

courbe typique pour les pompes centrifuges

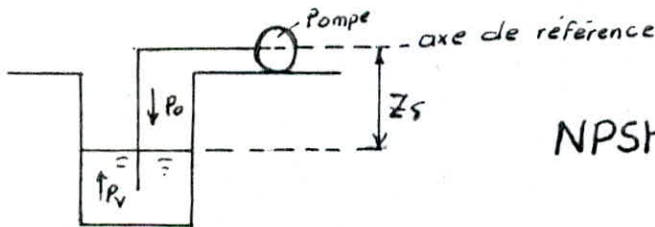
I.6.4 Influence de la non uniformité du champs de vitesses, dans la conduite d'aspiration, sur la charge nette à l'aspiration (NPSH).

pour qu'une pompe, fonctionne, dans des conditions normales ou éviter, tous phénomènes de Cavitation, il faut que la charge nette à l'aspiration absolue disponible (NPSH_d) soit strictement supérieure, à la charge nette absolue à l'aspiration requise (NPSH_r) c'est à dire $NPSH_d > NPSH_r$.

Le NPSH_d doit être calculé par l'utilisateur.

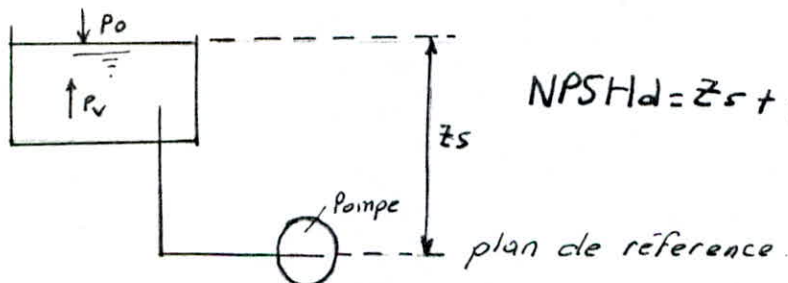
il se calcule de deux manières, suivant, le type d'aspiration (en dépression ou en charge.).

a) aspiration en dépression.



$$NPSH_d = -z_s + \frac{p_0}{\rho} - \frac{p_v}{\rho} - h_L + \frac{V^2}{2g}$$

b) cas d'une aspiration en charge



$$NPSH_d = z_s + \frac{p_0}{\rho} - \frac{p_v}{\rho} - h_L + \frac{V^2}{2g}$$

où z_s est la cote entre l'axe de la pompe et le niveau de la surf. -ace libre.

P_0 : pression atmosphérique

\bar{w} : poids spécifique du fluide (eau)

P_v : pression de vapeur du fluide

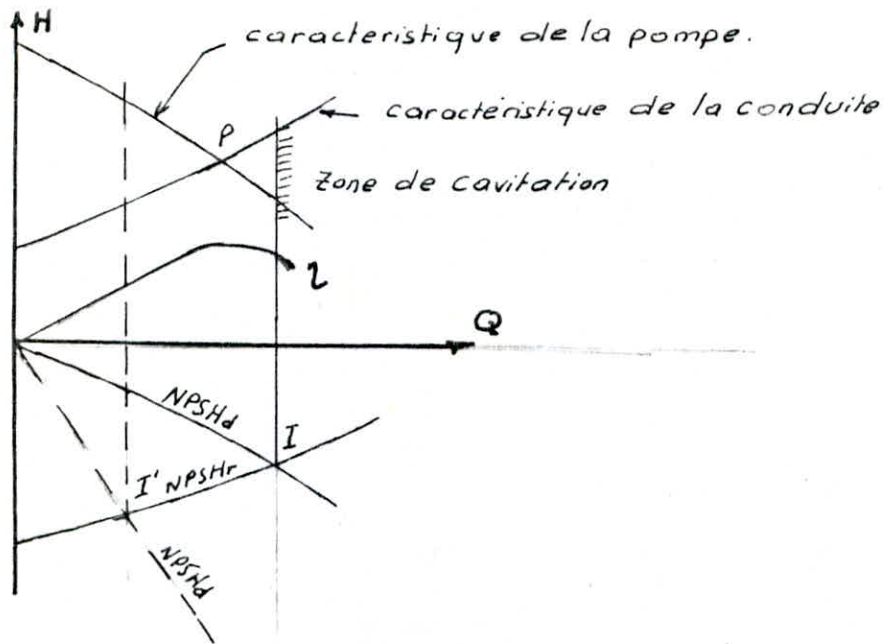
v : vitesse moyenne, dans la conduite d'aspiration.

h_t : pertes de charges dans la conduite d'aspiration.

Le $NPSH_r$ est une caractéristique de la pompe, donnée par le constructeur, il est généralement déterminé sur des modèles réduits.

la non uniformité du champ de vitesse, dans la conduite d'aspiration, engendrera, une diminution du $NPSH_d$, ce qui entraînera un $NPSH_d$ inférieur au $NPSH_r$ (grande perte de charge). par conséquent augmentation de la zone de cavitation (la condition précédente ne sera pas vérifiée).

la figure suivante, nous permet de situer la zone de cavitation qui, est fonction de la variation du $NPSH_d$, c'est à dire lorsque le $NPSH_d$ est supérieur, au $NPSH_r$, la zone de cavitation se situe à droite, de la verticale passant, par (I) et le point de fonctionnement (P) (zone du fonctionnement optimale de la pompe). est hors de cette zone, mais lorsque le $NPSH_d$ est diminué (voir la courbe en pointillée), la zone de cavitation augmentera, de I à I', ce qui entraîne, le point de fonctionnement (P) (ou région du fonctionnement optimale de la pompe), se situera dans la zone de cavitation.



la recherche de TULLIS [33] a montré que les grandes unités caviteront plus vite, que dans les modèles, dues aux effets d'échelles.

I.65 EFFETS de la Cavitation Sur l'installation.

Le terme de cavitation caractérise des conditions à l'intérieur de la pompe, où, à cause d'une chute de pression locale, des cavités s'écrasent dès que les bulles de vapeur atteignent des régions à pression plus élevée dans leur trajet à travers la pompe. La cavitation se manifeste par plusieurs signes, chacun d'eux affectant la caractéristique de fonctionnement de la pompe, et pouvant endommager les éléments de la pompe dans les cas extrêmes.

a) Bruit et vibrations: la cause est due, à l'écroulement soudain de bulles de vapeur, dès qu'elles atteignent les zones

à haute pression de la pompe; plus la pompe est grosse, plus le bruit et les vibrations sont intenses.

le bruit et les vibrations associées se trouvent dans toutes les pompes à des degrés divers quand, elles travaillent très loin du fonctionnement optimum, à cause d'un mauvais ^{angle} d'attaque à l'entrée de la roue.

b) Chute de la courbe hauteur-débit et de la courbe de rendement une telle chute apparaît à des degrés divers selon les vitesses

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

dans le cas des pompes de faibles vitesses spécifiques (jusqu'à 30), la courbe hauteur-débit, les courbes de rendement et de puissance tombent brusquement lors de la cavitation. Pour les pompes de vitesse spécifique variant entre $30 < ns \leq 100$, cependant, la courbe hauteur-débit, et la courbe de rendement commencent à tomber graduellement tout le long de la zone utile avant d'atteindre le point de décrochement complet. Pour les pompes à très haute vitesses spécifiques (au-dessus de 120), la chute de la caractéristique de la pompe, est presque négligeable, c'est à dire un affaiblissement progressif des courbes de rendement et hauteur-débit à travers toute la zone utile.

c) Erosion des aubes et rupture par fatigue de corrosion des métaux: Le fonctionnement d'une pompe dans ^{des} conditions de cavitation

pendant un temps suffisant induit à l'apparition de l'érosion des aubes de la roue, la quantité de métal perdue dépend de la matière de la roue et du degré de cavitation.

I.6.6. Influence de l'entraînement d'air par le vortex sur l'installation.

l'entraînement d'air par le vortex conduit au désamorçage de la pompe, et peut causer de sérieux problèmes au niveau de l'installation. Les grandes quantités d'air traversant la pompe, entraînent des vibrations, mauvais fonctionnement, et probablement de sévères dégâts dans un temps bien court,

selon PROSSER [25]. si 3% d'air sont entraînés dans une pompe centrifuge, le rendement chutera de 15%.

les pompes axiales, sont plus sensibles à l'entraînement d'air que les pompes centrifuges.

CONCLUSION :

la conception d'une chambre d'aspiration, varie, selon les conditions d'exploitations. Une mauvaise conception de la chambre d'aspiration, favorise considérablement la formation des mouvements tourbillonnaires, accompagnés le plus souvent d'une naissance de vortex, dans le fluide en écoulement. Ceci est due aux paramètres hydrauliques et géométriques de la chambre proprement dite.

Il y a une étroite liaison entre les phénomènes tourbillonnaires observés dans la chambre d'aspiration, et les phénomènes qui prennent naissance dans la pompe, tel que la cavitation engendrant plusieurs effets (bruit, vibrations, chute de rendement etc..).

Toute fois pour éviter ces effets néfastes sur l'installation une étude expérimentale sur modèle réduit est d'une importance majeure.

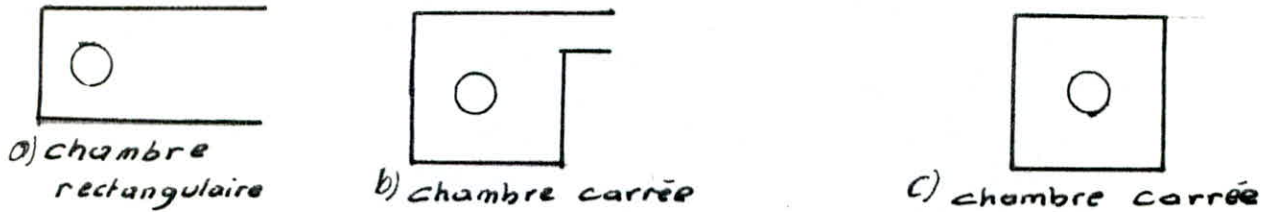
ETUDES

EXPERIMENTALES

II ETUDES EXPERIMENTALES

II.1 CONFIGURATIONS EXPERIMENTALES DES CHAMBRES.

Il existe plusieurs configurations expérimentales, mais les plus utilisées sont de formes carrée et rectangulaire.

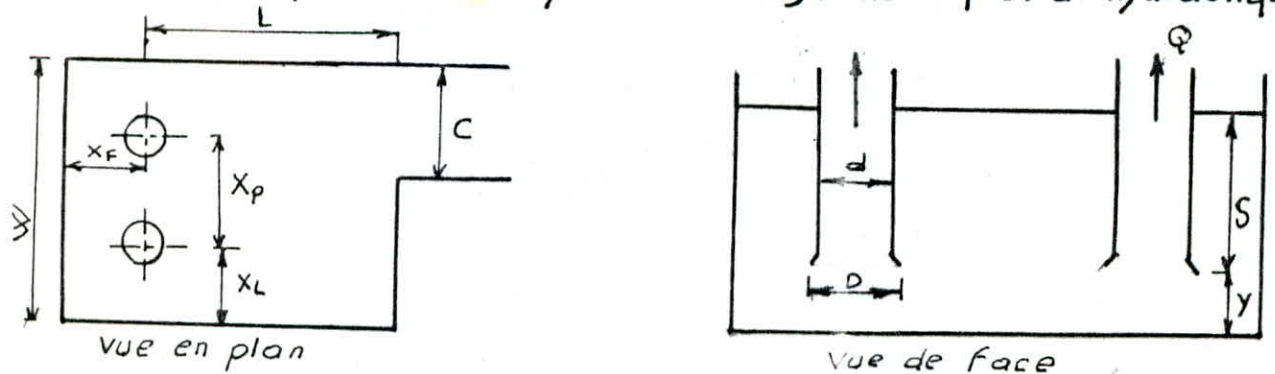


Le tableau 1 représente la liste systématique des tests exécutés respectivement sur les différentes géométries d'une chambre indiquées ci précédemment.

II.2 Conditions de formation

la formation de vortex dépend de nombreux paramètres, notamment des conditions hydrauliques (hauteur d'eau, débit) et des formes géométriques de l'installation.

Schéma regroupant tous les paramètres géométriques et hydrauliques



avec w : la largeur de la chambre.

L : longueur de la chambre.

c : largeur d'entrée

TABLEAU 1

geometrie de la chambre	AUTEUR	prise ou pompe	Dimension de la prise		Largeur W	Vitesse d'aspiration		Debit CP litres/seconde
			d mm	D mm		Vd m/s	V m/s	
Prise verticale Chambre rectangulaire (Voir Figure a)	DICHAS (12)	Conduite d'aspiratique prototype de la pompe	102	127 superieur à 1400	superieur à 50 2D à 5D		superieur à 1,83 super a 1,52	super à 25,8 superieur a 2258
	IVERSEN (107)	Condui d'asp prototype d'une pompe à écaillement axial	102	171 464	2D à 5D		super a 1,26 0,97	supr à 26,4 164
	MARKLAND et POPE (22)	Conduite d'aspiration	66 66	185 119	environ 3D 3D à 5D	super à 3,7		superieur à 12,2
	RAGHUNATHAN et KAR (28)	Conduite d'asprati	37,5	75	2D	super à 2,5		Superieur à 2,8
prise verticale chambre carrée avec une largeur d'entrée (Voir Fig b)	Berge (4)	cond d'asp (sans tulipe)	50	50	6D	superieur à 1,83		0,5 à 3,6
	Denny (10)	Conduite d'aspration		superieur à 162	superieur à 2,4m	super à 6,1		superieur à environ 5,7
	SWEINSTON (32)	cond-d'as	109	?	254 mm	super à 5,5		superieur à 1,6
	Wlonsak (34)	conduite d'aspiration	42,4	70	10 à 2,5D	superieur à 1,2		superieur à 1,7
Prise verticale chambre carrée (voir Fig c)	Painter (23)	Conduite d'aspiration (sans tulipe)	51	51	20D	superieur à 4,27		superieur à 8,5

Tab 1 : LISTE systematique des tests executés sur différentes formes géométriques

X_F : distance du tuyau à la paroi verticale opposée à la face d'entrée

X_L : distance du tuyau à la paroi verticale

y : distance de la tulipe au radier.

X_p : distance entre les pompes

H : hauteur d'eau dans la chambre

S : submergence

D : diamètre de la tulipe

d : diamètre de la conduite d'aspiration

Q : débit de pompage.

II.2.1 importants paramètres

a) Hydrauliques:

Le débit Q , et la submergence S

On définit la submergence, par profondeur d'immersion ou la distance entre la tulipe, et la surface libre de l'eau.

La submergence joue, un rôle important dans le dimensionnement d'une chambre d'aspiration. Elle est choisie en tenant soigneusement compte des limites de cavitation.

un autre élément du choix, d'une profondeur, d'immersion minimum résulte des précautions à prendre contre la formation du vortex dans le puisard d'aspiration, ce qui pourrait provoquer un entrainement d'air dans l'aspiration de la pompe. l'augmentation de S est aussi un choix, car augmenter la submergence, revient à élever les coûts de génie civil et augmenter le volume dans la chambre, par conséquent, augmentation

de l'intensité des mouvements tourbillonnaires, et des pertes de charge dans la conduite d'aspiration, ce qui diminue la charge nette absolue à l'aspiration.

b) géométriques

$L; D; x_L; x_F; x_P; \gamma; w$

II.2.2 Résultats des expériences de plusieurs auteurs

Sur la variation des formes géométriques

En l'absence, d'une part, d'une théorie exacte de la formation des vortex, d'autre part, de la connaissance des conditions de similitude entre modèle et prototype, quelques expérimentales ont été entreprises par plusieurs auteurs dans le but de rechercher l'influence des formes géométriques de la chambre sur les conditions d'apparition du vortex. Ces études étaient faites sur des chambres rectangulaires portant sur le vortex créée par aspiration verticale, et qui sont susceptibles d'une éventuelle généralisation.

La forme exacte d'une chambre et de même que les notations utilisées sont précisées par la Figure 11a.

Les comparaisons ont été effectuées pour des débits constants

a) Variation de la distance tulipe-radier (y)

En faisant varier la distance y , toutes les autres variables restant inchangées, IVERSEN [19] (résultats Figure 11b) et DENNY [10] ont trouvés qu'une augmentation importante de la distance y (le rapport Y/H_c pouvant atteindre 0,6) entraînait une diminution de la submersion critique S_c et une augmentation de la hauteur critique H_c .

MARKLAND et POPE [22] indiquent que si y croît, S_c diminue alors que H_c resterait « sensiblement constant ».

Les résultats obtenus (Figure 11c) par BERGE [4] ont permis de montrer, pour des valeurs Y/H_c assez faibles ($0,03 < Y/H_c < 0,19$) une diminution simultanée de la hauteur critique H_c et de la submersion critique S_c .

en fait il semble, suivant les valeurs de Y/H_c réalisées dans les différentes expérimentations, que H_c passe par un minimum lorsque Y augmente.

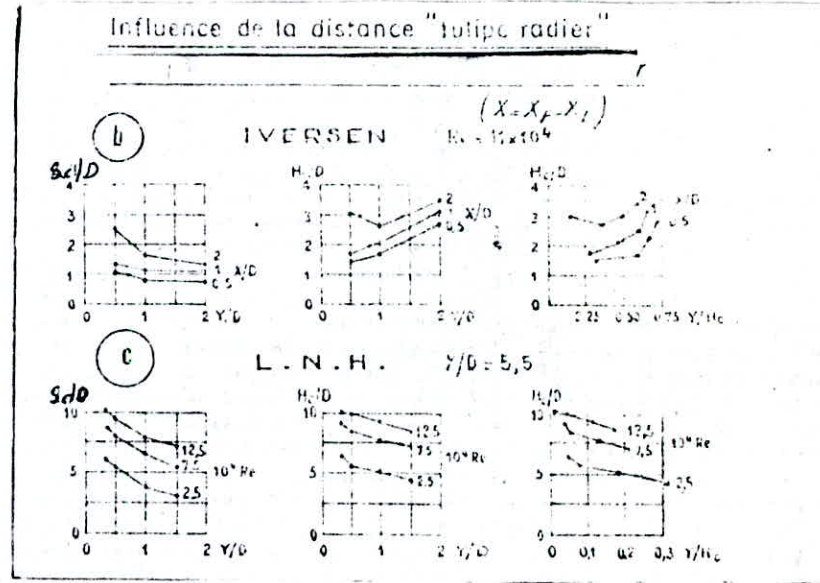
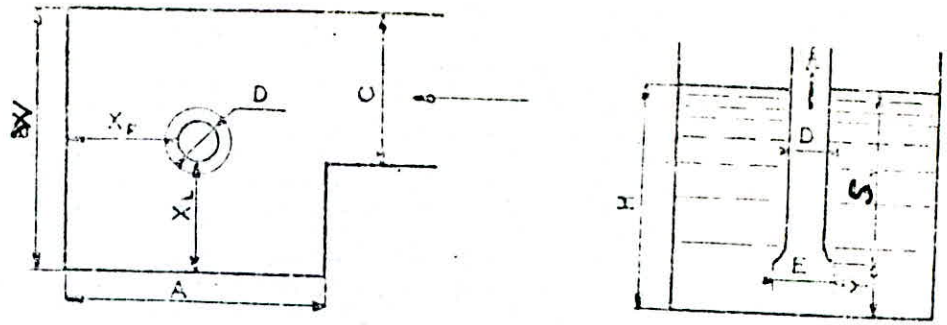
pour ce minimum, le rapport Y/H_c serait compris entre 0,2 et 0,3 environ, valeurs pour lesquelles les risques de formation de vortex seraient plus faibles. Cependant, pour obtenir les conditions optimales de rendement de la pompe IVERSON [19], STEPANOFF [31] ou RICHARDSON [30] recommandent dans les ouvrages hydrauliques d'adopter une distance tulipe-Radier égale à la moitié du diamètre de la tulipe $\frac{D}{2}$

b) Variation de la distance aux parois X_L

les études ont été réalisées avec des parois latérales disposées symétriquement de part et d'autre de la pompe. Les résultats de IVERSEN (fig 11b) et ceux obtenus au centre de chatou montrent que la submersion critique diminue si l'écartement X_L diminue. cette variation est d'autant moins importante, que la valeur de dey est plus grande

c) Variation de X_F

les résultats de MARKLAND et POPE confirment ceux obtenus



d) Courbe iso-submersion critique

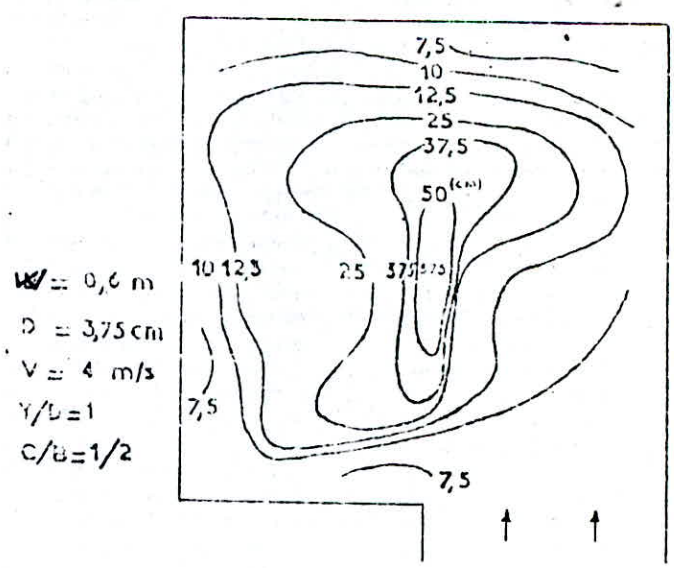


Figure - 11
- 37 -

au centre de chatou.

Une diminution de X_F (X_L étant constant) entraîne également la diminution S_C .

pour diminuer les risques de formation de vortex, il y a intérêt à diminuer les zones « d'eau mortes » notamment celles qui se trouvent derrière la pompe. Toutefois, pour ne pas affecter les caractéristiques de la pompe,

IVERSEN recommande de ne pas rapprocher les parois verticales à une distance inférieure à $\frac{D}{2}$ environ du tuyau. Signalons encore que YOUNG [33] a proposé sur ce sujet une formule empirique assez compliquée.

DENNY a montré l'importance de la variation de la submersion critique, lorsque le tuyau d'aspiration était déplacé dans une chambre de forme géométrique invariable, le débit d'aspiration restant constant, la figure 11 D est un exemple de carte iso-submersion critique. elle indique que le vortex se forme le plus facilement lorsque la pompe est placée dans la partie centrale des chambres.

d) Variation du diamètre de la tulipe.

les résultats de MARKLAND et POPE confirment une fois encore ceux obtenus au centre de chatou. quand le diamètre de la tulipe augmente, la submersion critique diminue. Ce sens de variation était prévisible, car toute

augmentation du diamètre de la tulipe se traduit par une augmentation de la longueur du vortex.

La forme de la tulipe est également un paramètre qui modifie les conditions d'apparition du vortex. Plusieurs schémas reproduits par les figures 12.a et b

extrêmes des travaux de

DENNY. Dans le cas schématisés par la figure 12.b

on constate que l'orientation de l'orifice d'entrée vers l'écoulement diminue les possibilités de formation de vortex.

de vortex.

e) Variation de la largeur d'entrée C.

les essais réalisés par DENNY et YOUNG ont montrés que toute diminution de la largeur d'entrée augmentait la submergence critique nécessaire pour empêcher la formation des vortex.

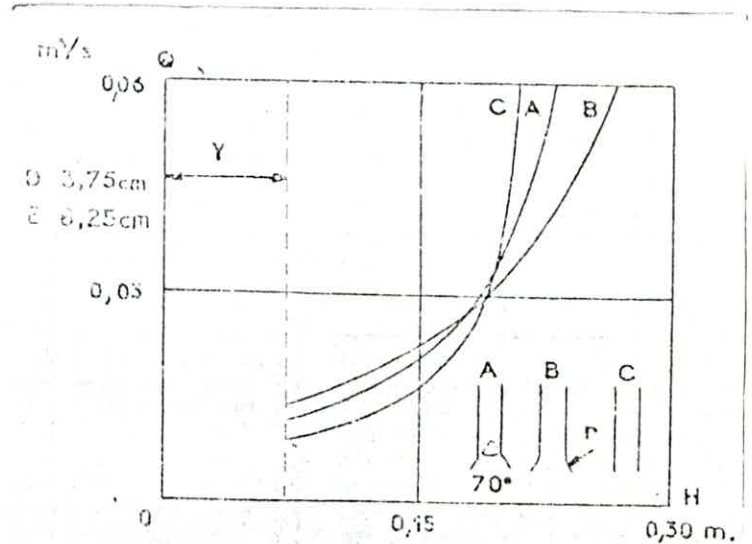


Figure 12.a) Influence de la forme de la tulipe

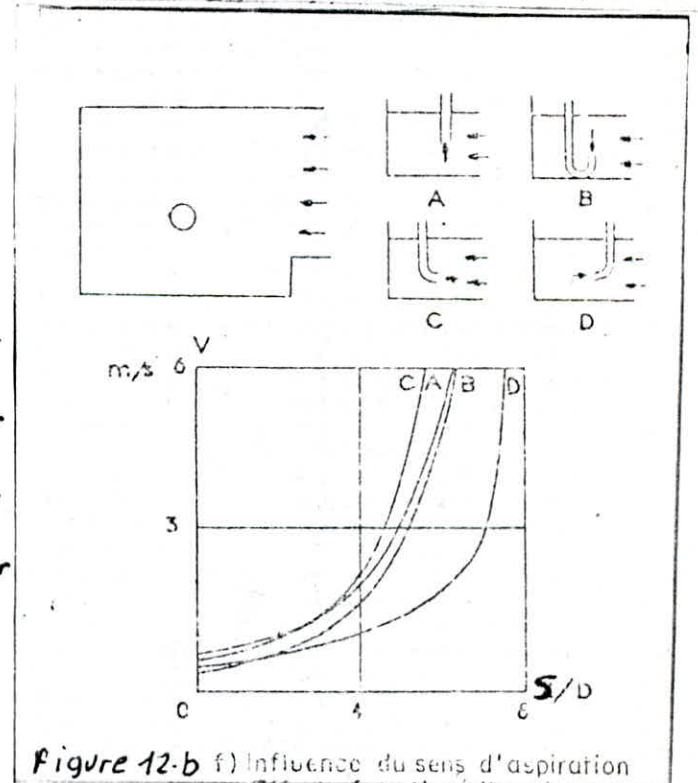
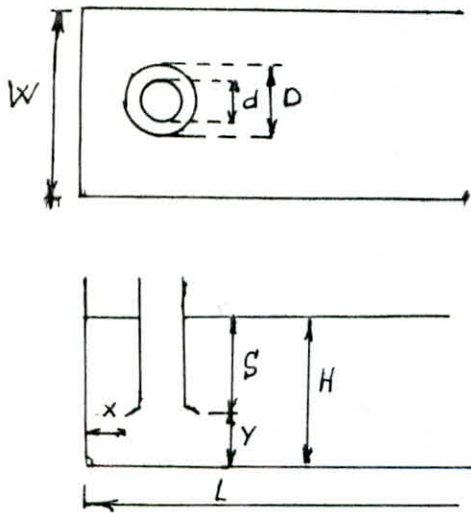


Figure 12.b f) Influence du sens d'aspiration

f) Variation du diamètre de la conduite d.

les essais réalisés au L.N.H ont indiqués que la submersion critique diminue si le diamètre de la conduite d'aspiration est augmenté, c'est à dire en diminuant la vitesse dans le tuyau.

d'autres expériences ont été faite par plusieurs auteurs sur la variation des paramètres, sur une chambre rectangulaire, à aspiration verticale, comme elle est montrée par la figure suivante:



Variation de y

les figures 13 a et b montrent les résultats de DICNAS
[VERSEN (19) MARKLAND et POPE [22]

la submersion critique $\frac{S_c}{D}$ diminue si la distance x ou
rayon y augmente, et peut être accompagné par une
augmentation de la hauteur totale. Ceci a été, confirmé par
plusieurs auteurs. dont BERGE [1] DENNY; et PAINTER [23]

			D_{mm}	V_{Dms-1}	$\frac{W}{D}$	$\frac{X}{D}$
[12]	DICMAS	X	127	187	48	10
[19]	IVERSEN	□	162	171	30	10
"	IVERSEN	○	162	171	50	20
[22]	MARKLAND	△	119	104	51	21

POPE

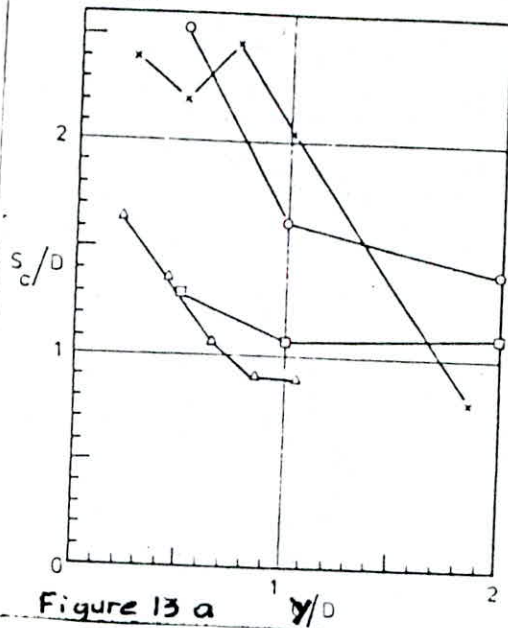


Figure 13 a y/D

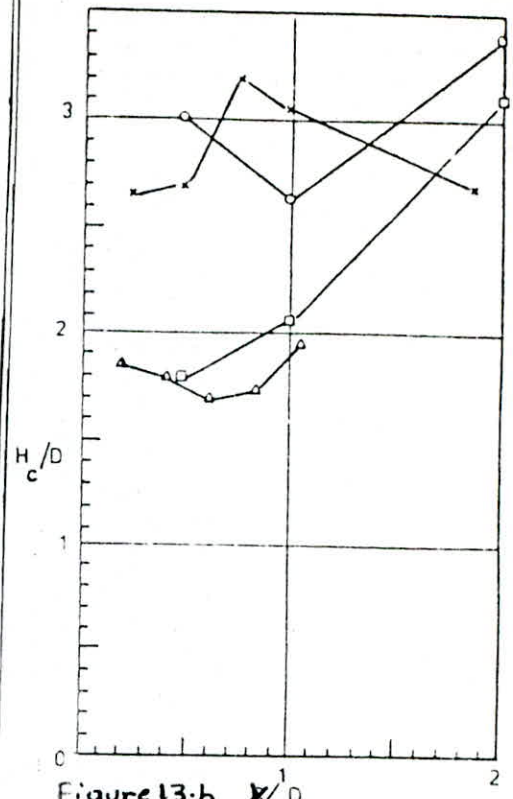
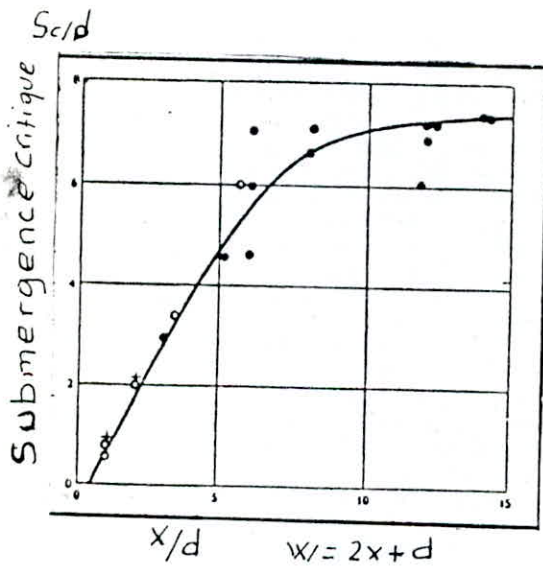


Figure 13-b y/D



x/d $w/d = 2x + d$

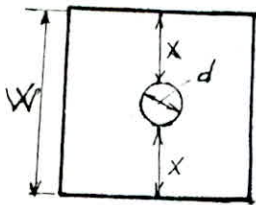


Figure 13-d.

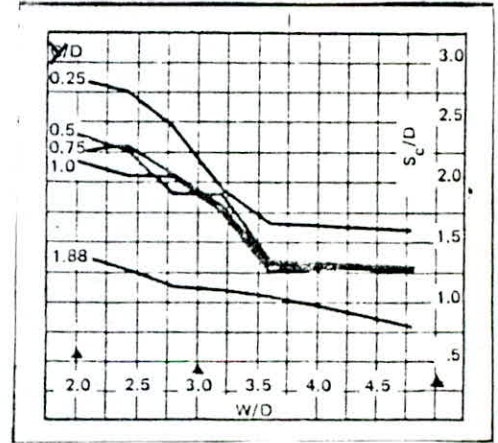


Figure 13-c (DICMAS)

$$\frac{X}{D} = 0,2 \quad V_D = 1,87 \text{ m/s}$$

$$\blacktriangle \text{ IVERSEN } \frac{X}{D} = 0; V_D = 1,26 \text{ m/s}$$

$$\text{et } y/D = 2,0$$

AMPHLET [1] avec une prise horizontale ā trouvé que si y augmente, le coefficient de débit défini par $m = \frac{Q}{A \cdot (2g \cdot S)^{1/2}}$ augmente aussi pour une valeur de Sc donnée.

variation de W

la figure 13 c montre que la submergence critique Sc/0 diminue avec l'augmentation de W, jusqu'à une valeur de W/0 approximativement égale à 3,6, car ā partir de cette valeur la courbe devient une droite horizontale.

la figure 13.d montre les résultats de l'expérience faite par Denny dans une chambre carrée.

D'après DENNY [10] Sc augmente avec l'augmentation de W et x jusqu'à ce que la valeur de x est environ supérieur à huit fois le (~~ta~~) diamètre de la conduite (8d.)

Variation de la longueur de la chambre L

Les expériences de KONSATK [30] ont montrées que les grandes longueurs améliorent la réduction des tourbillons.

Comme le montre la figure 14. la chambre à longueur 8D, est meilleur que la chambre à 2D, car d'après les deux courbes tracées en fonction de la vitesse du vortomètre, et de la vitesse dans la conduite d'aspiration, on constate que les vitesses données par le vortomètre dans la courbe N°2 correspondant à la chambre à longueur 8D, sont très faibles par rapport à celles dans la courbe N°1.

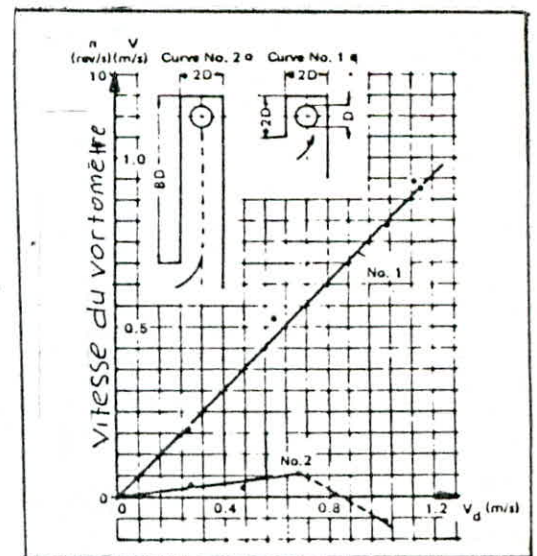


Figure 14

II.3 Définition d'un critère d'étude.

Introduction

La définition d'un critère d'étude est basée essentiellement sur la connaissance des différents types de vortex aérés, qui sont de loin les plus rencontrés, dans une chambre d'aspiration. Il existe des moyens de contrôle de vortex, les plus utilisés, le vortomètre sert à mesurer l'intensité de la prérotation due aux tourbillons, cet instrument présente quelques défauts d'ordre pratique. Le manomètre est un moyen, pour la mesure des pertes de charges occasionnées par les mouvements tourbillonnaires en général et les vortex en particulier. Jus qu'à présent il n'y a pas de moyens efficaces permettant de déterminer la fréquence et la durée moyenne de formation de vortex aéré, cela est due à l'instabilité spatiale et temporelle des vortex.

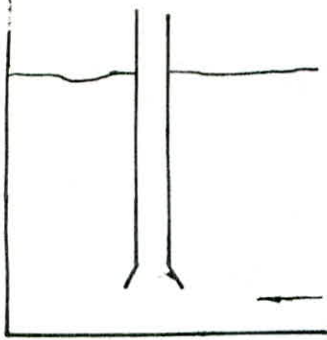
II.3.1. Seuil de formation du Vortex.

pendant le cycle de formation de formation du vortex plusieurs types de vortex et autres mouvements tourbillonnaires peuvent apparaître dans la chambre d'aspiration.

Il convient de citer cinq principaux types de Vortex.

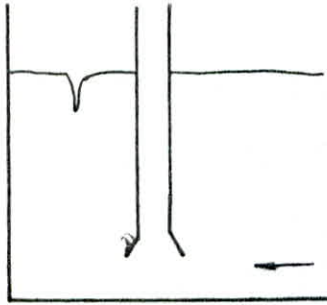
type 1 :

pour de grandes submersions, et à des vitesses faibles



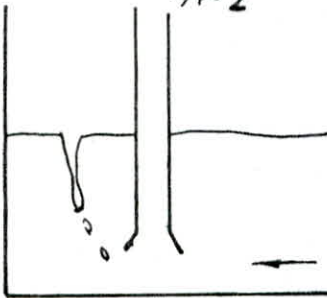
type 1

On remarque un léger mouvement de la surface libre du liquide, le seul signe visible du vortex, est le rabattement de la surface libre du liquide due à une dépression.



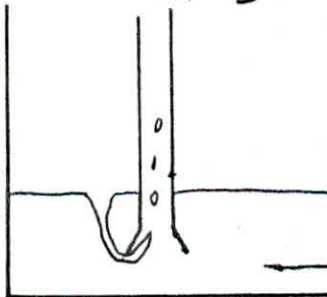
Type 2

type 2
Autant que la dépression croît, une queue bien distincte apparaît, et que le noyau d'eau situé en bas de la queue peut ou ne peut pas effectuer une rotation. Si le vortex est suffisamment fort, il peut digérer même des débris de surface trop petit, à ce stade.

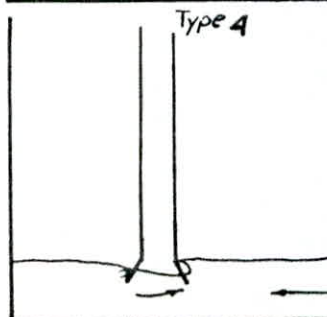


Type 3

Type 3
A cette étape, on distingue des bulles d'air qui se détachent du trognon de la queue et peuvent être traînées dans la conduite



d'aspiration, d'où le début d'entraînement d'air. Cette période de développement est d'habitude de transition.



Type 5

Type 4
à une hauteur de son développement le vortex forme un noyau plein d'air avec une queue s'étendant dans la conduite d'aspiration, produisant un entraînement d'air continue

Type 5

A de très faibles submersions, il y a rotation de la masse d'eau autour, de la prise, et le vortex tend à se répandre tout autour de la conduite, se creusant, formant ainsi ce qu'on appelle "vortex concentrique" aspirant continuellement de l'air.

- on définit la submersion critique, par le degré de l'entraînement d'air, elle est notée par S_c .

Ainsi dans les études de DENNY [10] la submersion critique peut avoir lieu quand "après un temps raisonnable aux conditions de stabilité de la charge, et l'écoulement dans la chambre" quelques volumes d'air pénètrent dans la prise continuellement ou par intermittence, par l'intermédiaire du vortex de surface, cette étape correspond aux types 3 et 4 de la classification du vortex.

DICHAĞ [12] définit cette submersion critique, en ce donnant deux submersions critiques, la première quand quelques bulles d'air étaient entraînées, à partir de la queue du vortex (type 3). la deuxième lorsque l'ouverture du vortex, atteint l'entrée du suçeur en donnant des bruits perceptibles (type 4).

les travaux de RAGHUNATHAN et KAR [20] concernés principalement les pertes dues aux tourbillons, dans la conduite d'aspiration, ils définissaient S_c comme étant le niveau auquel l'entraînement d'air commencé.

A noter que l'étape du type 2 peut être aussi dangereuse.

II.3.2 Contrôle du vortex ou des mouvements tourbillonnaires.

a) VORTOMÈTRE.

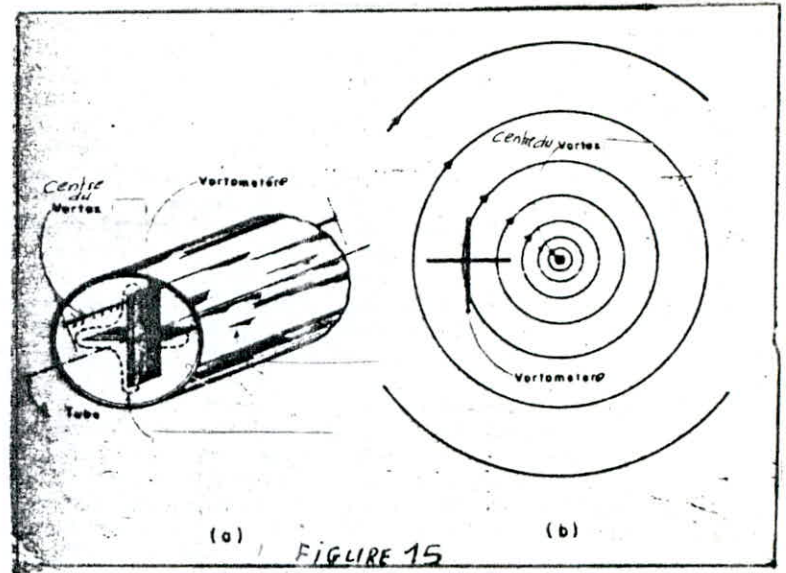
Le vortomètre est une hélice placée concentriquement dans la conduite d'aspiration, par conséquent, il peut mesurer uniquement les composantes des mouvements causés par le vortex, sans toutefois mesurer les composantes axiales de l'écoulement. De sévères critiques sont apportées à l'application du vortomètre.

la première critique à mentionner est que le vortex libre, tel que l'entraînement d'air par le vortex, dont le centre est déplacé en dehors du centre de la conduite, à travers lequel peuvent passer des lames du vortomètre, sans provoquer une rotation, (voir figure 15) pour le vortex qui cause la rotation du vortomètre, l'axe du vortex et celui du vortomètre peuvent parfois coïncider.

la deuxième critique qui survient, à cause du vortomètre, est sujet à des composantes axiales de la vitesse et des lames plates qui peuvent être aussi sujet à des forces de frottements qui produisent une auto-rotation, ces forces de frottements proviennent à partir, d'un léger mal alignement des lames ou des imperfections géométriques des lames, ou à partir de l'écoulement turbulent dans l'axe du vortomètre.

les deux critiques rendent le vortomètre, extrêmement suspect, quand celui-ci ^{est employé} dans l'étude de l'écoulement tangentiel caractérisé par la présence de fortes composantes de vitesses axiales. Le vortomètre est aussi un appareil utile quand il est utilisé à détecter la

vorticite dans les couches limites, ou pour montrer un écoulement irrotationnels.



Selon WONSAK [34], pour mesurer la prérotation dans la conduite d'aspiration, une roue à 4 aubes, de construction légère, qui est ainsi montée comme vortomètre dans la conduite d'aspiration. Cet instrument peut facilement tourner, et le nombre de tours du vortomètre, est un moyen de mesure de la prérotation, cependant il n'y a pas une relation simple entre ces rotations, et la composante moyenne tangentielle de l'écoulement. Cependant à partir du nombre de tours du vortomètre, une comparable composante tangentielle, moyenne peut être calculée, si cette composante est supposée identique à la vitesse maximale du vortomètre, avec cette supposition la composante tangentielle des vitesses prend la forme suivante: $C_u = \pi \cdot d \cdot n = U_a$ où

pour les tests il est important de trouver une relation utilisant la composante moyenne tangentielle et la composante méridienne de l'écoulement, dans la conduite d'aspiration, la valeur de l'intensité de la prérotation dans la conduite d'aspiration qui est une fonction de la vitesse méridienne de l'écoulement, et elle est une mesure pour l'influence de l'écoulement dans la chambre. pour plus de tests sur les dispositions qui ont été étudiées, l'intensité de la prérotation $\alpha = \frac{cu}{cm}$, approximativement indépendante de l'écoulement.

pour une chambre standard la figure 16 a montre la relation entre la vitesse de rotation du vertomètre (rotomètre) et la composante méridienne de l'écoulement dans la conduite. la courbe n°1 de la figure 16 a est employée pour, les dispositions de la conduite d'aspiration, dans une chambre standard tel qu'elle est montrée dans la figure, la conduite d'aspiration sur l'axe passant au milieu de la chambre à une distance de $\frac{D}{2}$ à partir du mur arrière et à une distance $\frac{D}{2}$ à partir du fond de la chambre. Avec cette disposition l'intensité de la prérotation a été trouvée comme égale à $\alpha = 1,37$. l'intensité de la prérotation avec une pareille augmentation de la conduite d'aspiration dans une telle chambre pourra être réduite si un redresseur à nid d'abeilles est employé à l'entrée de la chambre d'aspiration dans ce cas $\alpha = 0,7$

La figure 26.b montre les résultats des tests pour un arrangement dans lequel la conduite d'aspiration est à une distance $\frac{D}{2}$ à partir du mur arrière de la chambre standard.

la conduite d'aspiration est placée excentriquement à la chambre.

L'intensité de la prérotation diminue lorsque la conduite d'aspiration est à l'écart de la ligne centrale de la chambre d'aspiration.

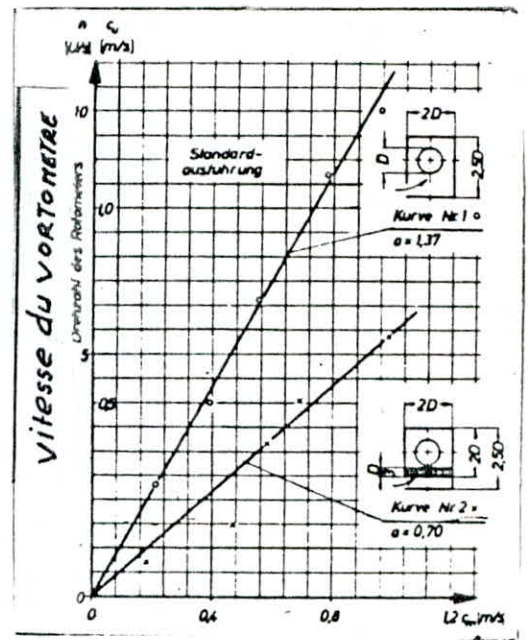


FIGURE 16.a

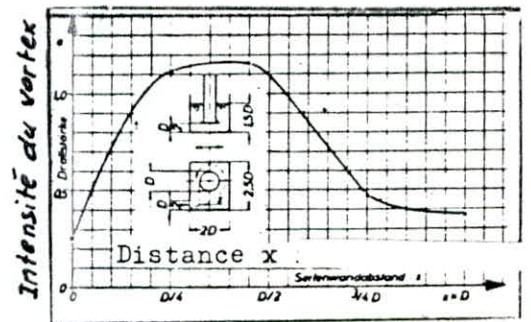


Figure 16.b

b) contrôle par la mesure des pertes de charge le long de la conduite d'aspiration. (manomètre).

Les pompes en général sont affectées par les caractéristiques géométriques et hydraulique de la chambre, à partir de laquelle l'eau est pompé, une condition très importantes lors du pompage est la submergence, pour laquelle dépend la formation du tourbillon dans la chambre qui est causé par les irrégularités de l'écoulement. Le tourbillon dans la

conduite d'aspiration conduit à de nombreux effets indésirables dans la pompe, parmi lesquels nous pouvons citer: vibrations chute de rendement etc... -

plusieurs auteurs ont étudiés ces phénomènes parmi eux IVERSON [19]; DENNY [10]; PARKLAND et DOPPE [22].

quelques informations sont disponibles quant à l'effet du vortex sur les pertes d'énergies à l'entrée de la pompe. L'échelle de ces effets n'est pas bien comprise jusqu'à présent.

Les expériences de RAGHUNATHAN et KAR [28] ont conduit pour une chambre libre et rectangulaire (voir figure 17) et pour un niveau d'eau donné dans la chambre et un débit à travers la conduite d'aspiration, la profondeur d'eau variait. Pour chaque profondeur d'eau la distribution de la pression axialement, le long de la conduite de prise était notée. Ces expériences ont été répétées pour plusieurs valeurs de débit et niveau d'eau dans la chambre.

Ils ont observés que pour une profondeur d'eau et un débit donné, il y avait un niveau d'eau critique dans la chambre auquel se produit, le début d'entraînement d'air, ceci est montré par le commencement des fluctuations manométriques du fluide dans les manomètres connectés le long de la conduite d'aspiration où règne une pression, et la génération de bruits dans la conduite de prise.

Schemas de principe

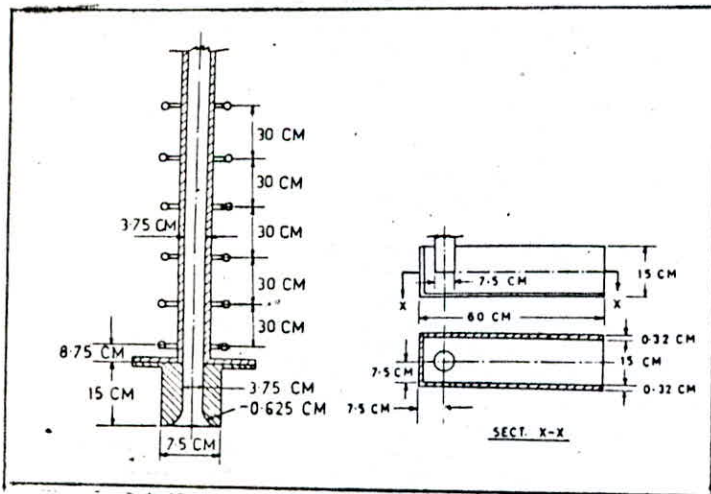
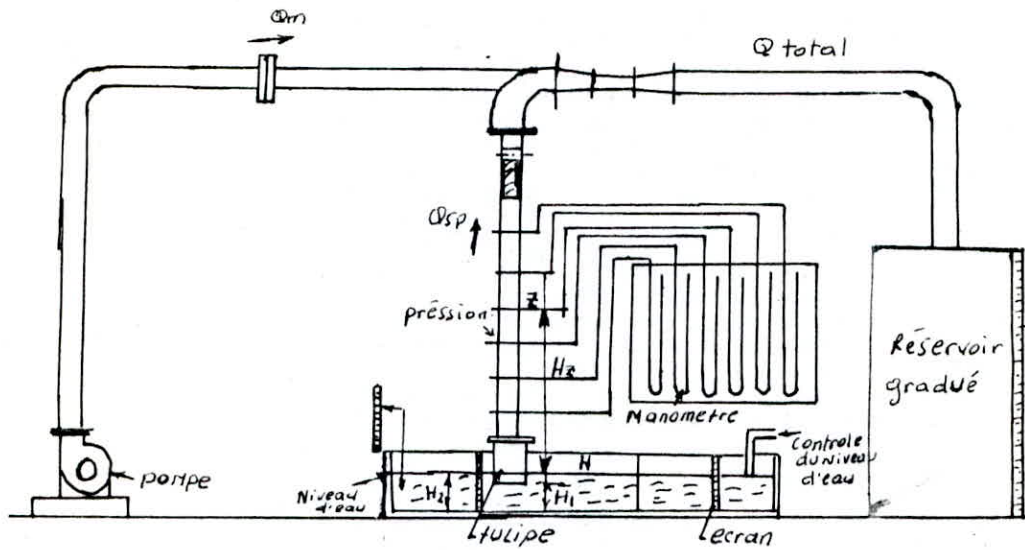


FIGURE-17.

Ce niveau d'eau particulier était noté.

pour une diminution du niveau d'eau dans la chambre au dessous du niveau noté déjà, résulte de violentes vibrations dans la prise, la submergence critique était notée pour chaque cas.

La perte de charge totale h , entre la surface libre de l'eau dans le puisard et section z (voir fig 17) à l'entrée de la chambre est donnée par:

$$h = \frac{P_{at}}{\gamma} - \left[\frac{P_z}{\gamma} + \frac{V_z^2}{2g} + H_z \right] \quad (1)$$

où P_{at} - pression atmosphérique

P_z - pression considérée dans la section z

V_z - vitesse moyenne à une section z

H_z - hauteur de la section au dessus de la surface d'eau dans la chambre.

$\gamma = \rho \cdot g$ - poids spécifique du fluide.

$$\text{aussi on a } h = K \frac{V_z^2}{2g} \quad (2)$$

K - coefficient de perte de charge total

d'après l'équation (1) et (2)

$$K = \left[\frac{P_{at} - P_z}{\gamma} / \frac{V_z^2}{2g} \right] - \left[1 + H_z / \frac{V_z^2}{2g} \right] \quad (3)$$

K peut être exprimé aussi par :

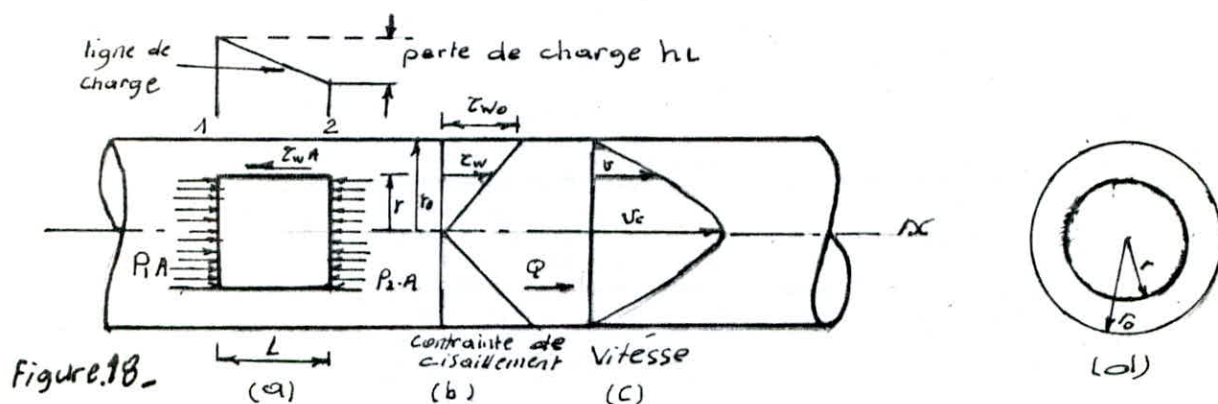
$$K = K_f + K_s \quad (4)$$

où K_f : Coefficient de frottement, perte due à la composante axiale de l'écoulement dans la conduite et la chambre

K_s : Coefficient de frottement, perte due à la composante de

tourbillon de l'écoulement dans la conduite d'aspiration et la chambre.

la composante axiale de l'écoulement, dans la conduite d'aspiration, est l'équivalent au développement de la couche limite, turbulente le long de la paroi de la conduite circulaire lisse. Soit un corps libre représenté par la figure suivante dans des conditions d'écoulement permanent.



puisque l'écoulement est permanent, chaque particule se déplace vers la droite, sans accélération, ainsi la somme des forces agissant dans la direction x doit être nulle

$$\underbrace{P_1 (\pi r^2)}_A - \underbrace{P_2 (\pi r^2)}_B - \underbrace{\tau_w (2\pi r L)}_B = 0 \quad (5)$$

avec A: résultante des forces de pressions

B: force de frottement qui s'exerce sur le périmètre de l'élément de longueur L.

$$\text{or } \tau_w = \frac{(P_1 - P_2) r}{2L}$$

quand $r=0$ la contrainte de cisaillement $\tau_w = 0$ et quand $r=r_0$ la contrainte τ_{w0} à la paroi est maximum.

la variation est linéaire ainsi qu'on l'a représentée sur la Figure 10-b. l'équation (5) est valable en écoulement laminaire et turbulent.

puisque $(P_1 - P_2) / \bar{w}$ représente la chute de la ligne de charge, ou la perte de charge h_L .

multipliant l'équation (5) par \bar{w} / \bar{w} , on obtient

$$\tau_{wr} = \frac{\bar{w} \cdot r}{2 \cdot L} \left(\frac{P_1 - P_2}{\bar{w}} \right) \quad \text{ou} \quad \tau_{wr} = \frac{\bar{w} \cdot h_L}{2 \cdot L} \cdot r$$

l'expression de la contrainte de cisaillement à la paroi du

tuyau sera : $\tau_{wo} = \frac{\bar{w} \cdot h_L}{2 \cdot L} \cdot r$

$$\text{d'où } h_L = \frac{2 \cdot \tau_{wo} \cdot L}{\bar{w} \cdot r_0} = \frac{4 \cdot \tau_{wo} \cdot L}{\bar{w} \cdot d}$$

de même d'après la formule de DARCY-WEISBACH

$$h_L = \frac{K_f \cdot L \cdot v^2}{d \cdot 2g}$$

égalant les deux expressions de h_L

$$\frac{4 \cdot \tau_{wo} \cdot L}{d \cdot \bar{w}} = \frac{K_f \cdot L \cdot v^2}{d \cdot 2g} \quad \text{avec } \bar{w} = \rho \cdot g$$

$$\text{d'où } K_f = \frac{8 \cdot \tau_{wo}}{\rho \cdot v^2}$$

K_f le long de la conduite sera

$$K_f = \int_0^L \frac{8 \cdot \tau_{wo}}{\rho \cdot v^2} d\left(\frac{x}{d}\right) \quad (6)$$

avec τ_{wo} - Contrainte de cisaillement dans la conduite à une distance x à partir de l'entrée de la conduite

d - diamètre de la conduite

L - la longueur de la conduite.

z_0 peut être estimé par quelques unes des méthodes existantes, pour calculer la turbulence de la couche limite à l'intérieur de la région lisse de la conduite.

K_s peut être déterminé à partir des équations (3), (4) (6) ainsi $K_s = K - K \cdot f$ (7) -

II.3.3. Fréquence et durée des Vortex créés pour des Conditions données.

La fréquence de formation, et la durée moyenne, ce sont deux grandeurs qui caractérisent les phénomènes de vortex. du fait de l'instabilité spatiale et temporelle du vortex. lieu et fréquence de formation, durée d'existence et d'aération, chemin parcouru sur la surface libre sont excessivement variables et aucune équation théorique ne peut traduire ces phénomènes.

une étude expérimentale apparaît ainsi comme le seul moyen de pouvoir déterminer, dans chaque cas particulier les conditions réelles de similitude des vortex.

sur cela BERGÉ [5] a fait une étude expérimentale dans une chambre, avec aspiration verticale ascendante.

ces expériences ont été faites, sur modèle et prototype les résultats sont montrés sur la figure 19

Notons que cette méthode, seule possible dans le cas présent, reste peu précise, et il est difficile au cours du

ETALONNAGE D'UN MODELE DE VORTEX

Fréquence horaire et Durée moyenne de formation d'un vortex sur le modèle

RESULTATS EXPRIMES EN GRANDEUR NATURE

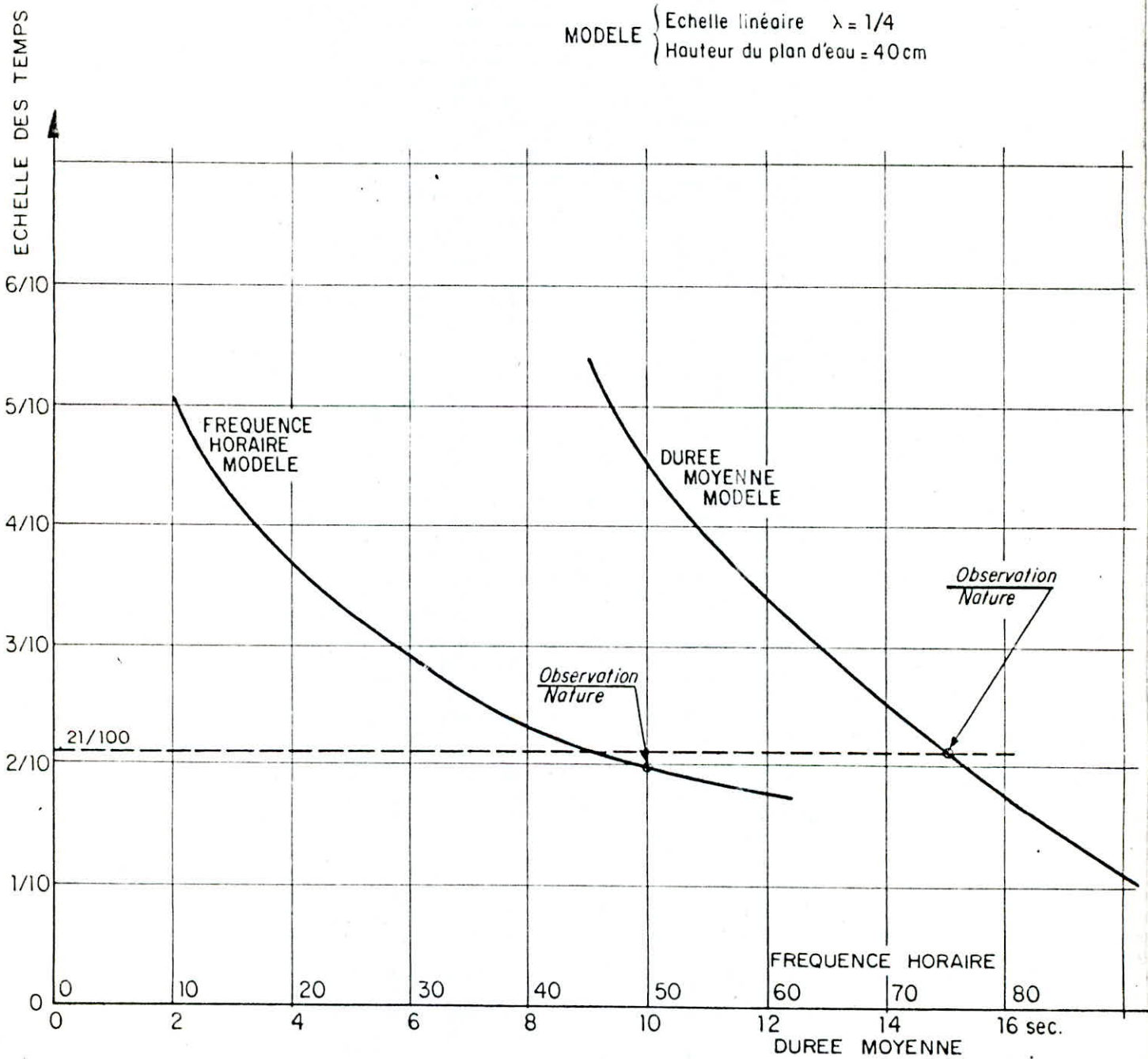


FIGURE - 19 -

mouvement général de rotation, de l'eau, de déterminer sur un prototype le début réel de l'entraînement d'air, quand il ne possède pas de parois verticales vitrées.

la figure 19 montre deux valeurs pour le prototype et sur le modèle deux courbes, en fonction du débit.

pour une échelle linéaire donnée, l'échelle des temps n'est fonction que du débit réalisé sur le modèle. De ce fait, les résultats précédents exprimés en grandeur "prototype" ont été traduits en fonction (~~de~~ fonction) de l'échelle des temps.

le report sur les courbes "modèles" des deux valeurs (moyennes des résultats) obtenues sur le prototype, met en évidence les deux valeurs de 0,20 et 0,21 de l'échelle des temps permettant d'obtenir des résultats homologues à ceux du prototype.

la concordance entre les deux résultats constitue une excellente présomption en faveur de l'exactitude de la valeur $\lambda_t = 0,20$ de l'échelle des temps.

Il y correspond la valeur $\lambda_v = \frac{\lambda}{\lambda_t} = 1,25$ de l'échelle des vitesses.

II.4 moyen de la détermination de la circulation: Γ

(Méthode Optique)

les méthodes directes de relevé du profil de l'entonnoir (pointes limnéométriques, prises de pression...) ne pouvaient être retenues en raison des déplacements incessants du vortex sur la surface libre et des modifications que l'introduction de ces instruments même miniaturisés apportaient à l'écoulement.

pour ces raisons, seules des méthodes optiques pouvaient être envisagées.

parmi les méthodes optiques, le moyen expérimental le plus évident et consistant à prendre des épreuves photographiques du profil de l'entonnoir du vortex devait être écarté, l'erreur étant trop importante dans le cas de faibles entonnoirs. Il en était de même de toute méthode de visualisation des lignes de courant par mise en suspension de petites particules avec enregistrement chronophotographique de leurs déplacements. Du fait que le plus souvent les trajectoires des particules ne sont pas confondues avec les lignes de courant.

les mesures seront par contre assez précises si elles utilisent les phénomènes optiques de déviations des rayons lumineux par la surface courbe de l'entonnoir du vortex il suffit alors comme le calcul en a été effectué par

Berge [6], de relier la déviation du rayon lumineux à la forme de la surface provoquant cette déviation.

Deux méthodes peuvent être envisagées: la première utilisant les propriétés des rayons réfléchis, et la seconde les propriétés des rayons réfractés. Dans le premier cas la méthode consiste à étudier la déformation d'un réseau de points lumineux situées au dessus de la surface libre et dont on photographie l'image dans le plan d'eau. Dans le second cas, la méthode consiste à déterminer la forme de la surface caustique, résultant de la déviation des rayons lumineux issus d'une source au dessus de la surface libre au passage de la surface dioptrique de séparation air-eau de l'entonnoir du vortex. La seconde méthode est plus précise et d'un dépouillement plus rapide que la première.

a) utilisation de la méthode des rayons réfractés.

Cette méthode a été imaginée au centre de Chateaur en 1960 elle utilise le phénomène optique de formation d'une surface caustique lors de la déviation des rayons lumineux au passage de la surface dioptrique de révolution air-eau de l'entonnoir du vortex. Il suffit de mesurer le diamètre de la tâche circulaire sombre constituée par l'intersection de la surface caustique avec le radier de la

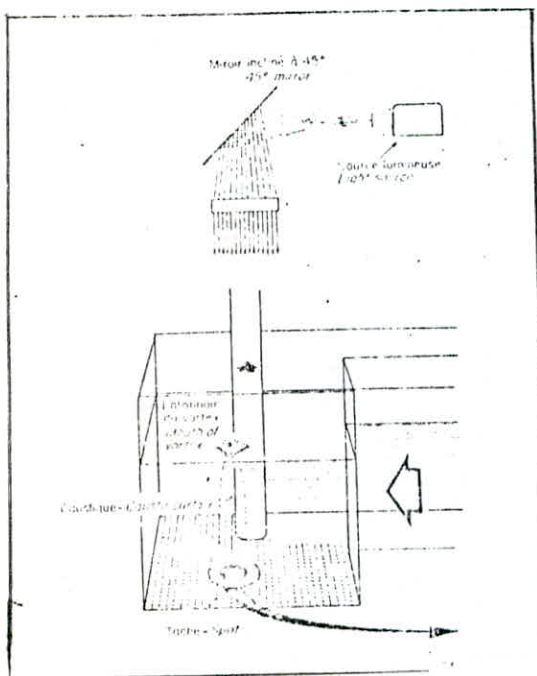
chambre, au préalable gradué (Voir figure 20)

De telles mesures peuvent être effectuées à partir des méthodes cinématographiques d'enregistrement.

Cette méthode présente l'avantage de pouvoir établir par des essais, une correspondance entre la valeur de la circulation autour du vortex (déterminée à partir du diamètre de la tache), la hauteur d'eau dans la chambre et le débit d'aspiration de la pompe.

La méthode des rayons réfractés, permis d'obtenir par l'intermédiaire du diamètre de la tache, une relation entre la hauteur H d'eau et la circulation Γ autour du vortex

$$\Gamma = \frac{3 \cdot \pi}{16} \cdot d^2 \sqrt{\frac{3g}{H}} \quad \text{ou} \quad \Gamma = \frac{3 \pi}{16} 4 \cdot r_0^2 \sqrt{3} \cdot g^{1/2} \cdot H^{-1/2} \quad \text{avec } d = 2r_0$$



Tache caractérisant à chaque instant l'évolution d'un vortex.

Figure - 20 -

**MODELISATION
DES PHENOMENES
DE VORTEX**

III Modelisation des phénomènes de Vortex.

III.1 utilités des modèles réduits

Avant toute réalisation d'un projet d'une construction coûteuse, il est parfois recommandable d'étudier, sur une réplique à petite échelle (modèle) les performances du système (prototype) à construire. Les modèles réduits permettent d'effectuer aisément de nombreuses expériences, de les répéter en cas de nécessité en variant dans tel ou tel sens, tel ou tel paramètre du problème, et d'éviter de coûteuses erreurs et d'obtenir des informations qui seront utiles pour l'étude du prototype.

III.2 Similitude des Vortex.

Le problème de la similitude des phénomènes de vortex est très complexe, mais il apparaît intéressant de connaître les conditions de similitude adoptées par les laboratoires lorsque, le cas échéant, un modèle avait été réalisé et les comparaisons prototypes effectuées. De telles comparaisons sont d'ailleurs indispensables pour vérifier les conditions de formation de vortex, et la valeur des dispositifs anti-vortex proposés.

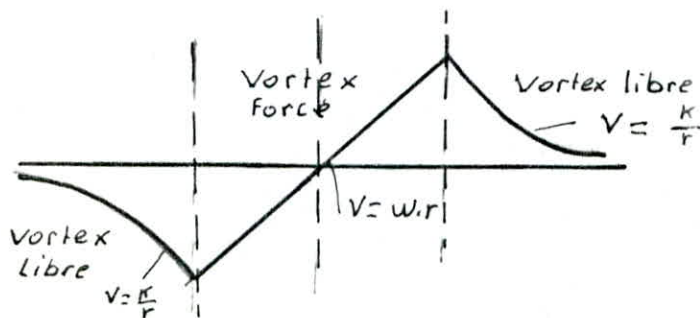
III.3 Principaux Critères.

L'analyse théorique de la formation des vortex dans une chambre d'aspiration, ne pouvant permettre d'une façon générale, de déterminer les conditions géométriques à imposer,

à cette chambre pour éviter la création de vortex, il est de ce fait souvent nécessaire d'essayer de reproduire ces phénomènes sur modèle réduit.

Toutefois, une difficulté apparaît immédiatement dans le choix de la similitude à respecter pour représenter ces phénomènes. Il est évident que les nombres de Froude, de Weber, et de REYNOLDS doivent intervenir dans la similitude.

La dépression initiale de la surface libre nécessite, comme dans tous les modèles à surface libre où les forces de gravité sont prépondérantes, l'égalité du nombre de Froude entre (dans) le modèle et le prototype. Pour des dépressions notables du centre du vortex, les forces de tension superficielles ne peuvent être négligées et il est certainement nécessaire d'en tenir compte en respectant le nombre de Weber. De même la rotation en bloc de l'eau vers " l'axe central du vortex, les conditions d'aspirations sous la tulipe de la pompe ou vers l'orifice de prise imposent également, puisque les forces de viscosités prennent localement des valeurs non négligeables, le respect du nombre de Reynolds.



A ces trois nombres de Froude, WEBER, REYNOLDS, l'application de l'analyse dimensionnelle permet notamment encore de mettre en évidence le rapport $\frac{V \cdot D}{\Gamma}$

où D est le diamètre, V la vitesse.

La grandeur Γ est la circulation $\int u ds$ d'une particule fluide animée d'une vitesse tangentielle u , et dans le rayon de courbure de la trajectoire autour du vortex est r .

L'action sur cette particule des forces centrifuges peut s'écrire:

$$F_c = \rho dr \cdot dA \cdot \frac{u^2}{r} = \rho dr \cdot dA \cdot \frac{\kappa^2}{r^3} \quad (\text{avec } \kappa = \frac{\Gamma}{2\pi})$$

Les forces totales d'inertie sont $F_i = \rho dr \cdot dA \cdot \frac{dv}{dt}$

$$F_i = \rho \cdot dr \cdot dA \cdot \frac{d(V^2)}{ds}$$

Ainsi le rapport des forces centrifuges aux forces d'inertie

$\frac{\kappa^2 \cdot ds}{r^3 \cdot V \cdot dV}$, soit du point de vue dimensionnel $\frac{[\kappa^2]}{[L^2][V^2]}$, le rapport

$\frac{V \cdot D}{\Gamma}$ est donc proportionnel à la racine carrée de l'inverse du rapport des forces centrifuges aux forces d'inertie.

III.4. Impossibilité de la réalisation d'une similitude complète.

Une représentation en similitude complète d'un vortex sur modèle paraît donc impossible, car elle nécessite le respect simultané de tous les nombres sans dimensions précédents.

En fait, pour la réalisation d'essais sur modèle (à une échelle géométrique λ). Outre une modification de la vitesse de l'écoulement, on peut introduire une variation des caractéristiques

physiques du liquide utilisé (viscosité dynamique, masse spécifique, tension superficielle...), ces modifications peuvent être obtenues par variation de la température, par changement de la nature du corps ou simultanément par ces deux opérations le respect simultané des nombres de FROUDE et de REYNOLDS peut être obtenu par modification de la viscosité cinématique du liquide utilisé (par changement de la nature du liquide ou par variation de la température).

L'égalité des nombres de FROUDE (modèle et prototype) donne: $\lambda \cdot \lambda g = \lambda^2 v$ puisque la pesanteur g ne peut pas changer entre modèle et prototype donc $\lambda g = 1$

$$\text{d'où } \lambda = \lambda^2 v \quad \text{ou } \lambda v = \lambda^{1/2} \quad (1)$$

en faisant l'égalité de REYNOLDS (modèle-prototype).

$$\text{on obtient: } \lambda v \cdot \lambda^2 = \lambda^3 \quad (2)$$

remplaçant λv par sa valeur dans (2)

$$\text{d'où } \lambda^{3/2} = \lambda^3 \quad \text{ou } \lambda^{3/2} = \lambda^3$$

Le respect du nombre de WEBER donne:

$$\lambda \sigma = \lambda \rho \cdot \lambda^2 v \cdot \lambda \quad (3)$$

remplaçant λv par sa valeur dans (3)

$$\text{d'où } \lambda \sigma = \lambda \rho \cdot \lambda^2 \Rightarrow \lambda^2 = \frac{\lambda \sigma}{\lambda \rho}$$

Or dans la pratique il est très difficile de faire varier entre le modèle et le prototype la viscosité cinématique ν ; cela nécessiterait l'utilisation de liquides spéciaux très onéreux

le plus souvent on utilise l'eau sur le modèle et le prototype c'est à dire $\lambda_N = 1$ et $\lambda_g = 1$; d'où il résulte $\lambda = 1$, autrement dit le modèle est identique au prototype, il est donc pratiquement impossible de réaliser des essais en modèle réduit permettant de satisfaire simultanément l'égalité de tous les nombres considérés.

III.5 Lois de similitude réalisées

l'écoulement habituel à l'intérieur de la chambre d'aspiration lorsqu'il n'est pas accompagné de phénomènes perturbateurs ne pose pas de problèmes spéciaux concernant le modelage. Dans le cas où des phénomènes apparaissent sous la forme de tourbillons liés ou non à la surface libre, il n'y a pas encore d'opinion unitaire en ce qui concerne la similitude et le modelage de l'écoulement.

plusieurs auteurs prétendent que l'égalité des nombres de FROUDE entre modèle et prototype, est essentielle pour assurer une similitude dynamique.

QUIRK [20] a préconisé que la similitude dynamique que la similitude existera entre des systèmes géométriquement semblables.

les études de HATTERSLEY [16] comme celles de IVÉRSEN [19] faites sur le modèle réduit avec aspiration verticale ont montrées en se basant sur le nombre de Froude que des vitesses sur

le modèle étaient faible pour donner des résultats quantitatifs et permettant uniquement de déterminer les régions de formation de vortex.

En faisant des expériences sur l'étude de vortex, lors de l'écoulement par des orifices DAGGETT [9] et KEULEGAN [9] ont trouvés que les effets de la viscosité deviennent négligeable pour $\frac{Q}{\sqrt{D}} > 2,5 \cdot 10^4$ et ainsi la similitude s'obtiendra par l'égalité du nombre de Froude.

les recherches de DENNY [10] portant sur la formation des vortex dans un modèle d'une chambre, ont montrées que pour qu'il y ait une similitude, les vitesses dans le modèle et le prototype doivent être les mêmes, par contre HAINDL [15] a montré que le début d'entraînement d'air est en fonction du nombre de REYNOLDS.

ZIELNISKI et VILLEMONTÉ [17] ce sont basé sur l'effet de la viscosité sur la formation des vortex.

AMPHLETT [1] a arbitrairement fixé $\frac{Q}{\sqrt{S}} \geq 3 \cdot 10^4$ comme limite de liberté de l'effet de la viscosité dans une aspiration horizontale.

HUGHES [18] prétend que l'entraînement d'air dans un vortex doit dépendre de la tension superficielle.

III.5.1 Détermination de la submersion

a) les travaux de REDDY [30]

Si la hauteur d'eau au dessus de la prise est trop petite l'entraînement d'air par le vortex, se développe et ses effets adverses affectent le rendement des machines hydrauliques et production des bruits et vibrations au niveau de l'installation. Ainsi on considère que l'entraînement d'air est fonction de plusieurs variables.

$$f(S, d, \nu, \mu, \rho, h, \lambda, g) = 0 \quad (1)$$

S - submersion

d - diamètre de la prise

μ, ρ sont respectivement la viscosité et la densité du fluide
 λ , est la longueur d'onde (voir figure 21 a.)

en utilisant le théorème de BUCKINGHAM, l'équation (1) peut être réduite en une autre dépendant des nombres adimensionnels : $\psi(F_r, Re, S/d, \lambda/h) = 0 \quad (2)$

dans l'équation (2), le nombre de REYNOLDS peut être éliminé du champ du présent problème, puisque la formation du vortex est un phénomène de surface par conséquent la formation du vortex, dépend du nombre de Froude (F_r) et du paramètre d'onde λ/h .

La submersion critique S/d est dépendante de F_r et λ/h

$$S/d = f(F_r, \lambda/h) \quad (3)$$

La force du vortex dépend de la vitesse d'écoulement et par conséquent du nombre de Froude. Pour une eau profonde λ/h est négligeable, la profondeur h est généralement comparable à la longueur d'onde λ et ceci conventionnellement dans les installations hydroélectriques de ce fait l'équation (3) peut s'écrire.

$$S/d = f(Fr) = f\left(\frac{V}{\sqrt{g \cdot d}}\right) \quad (4)$$

GORDON [14] trouve par essai une équation équivalente

$$\text{à (4)} : \quad S = C \cdot V \cdot d^{1/2} \quad (5)$$

où C varie entre 0,3 et 0,4.

$$\text{généralement } \frac{S}{d} = \frac{V}{\sqrt{g \cdot d}} \quad \text{ou} \quad S = \frac{V \cdot d^{1/2}}{\sqrt{g}}$$

avec $C = 0,319$ ou $C = \frac{1}{\sqrt{g}}$

Les résultats du test sont portés dans la figure 21.b avec $\frac{S}{d}$ en ordonnée (y) et le nombre de Froude en abscisse (x). Les résultats de Gordon représentent les vortex dans les prises tandis que les autres résultats ils représentent la submergence critique.

Une indication, pour toute prévention du vortex est que la submergence critique serait toujours supérieure au nombre de Froude.

Ainsi une apparition du vortex est possible quand

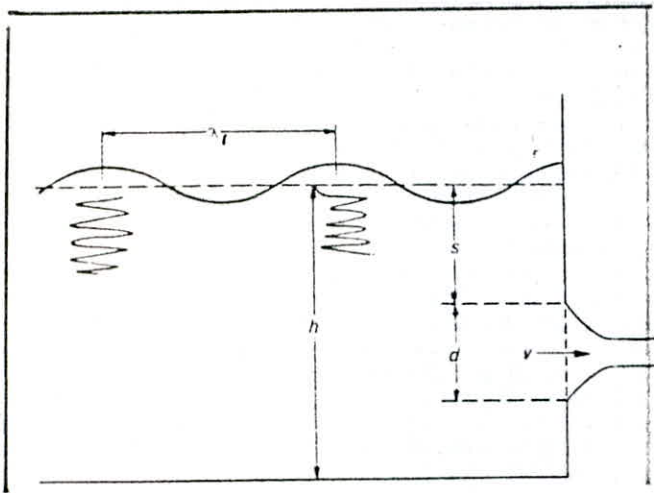
$$\frac{S_c}{d} < Fr \quad \text{et la tendance est moindre quand } \frac{S_c}{d} > Fr$$

tous les résultats se situent dans la bande comprise entre la

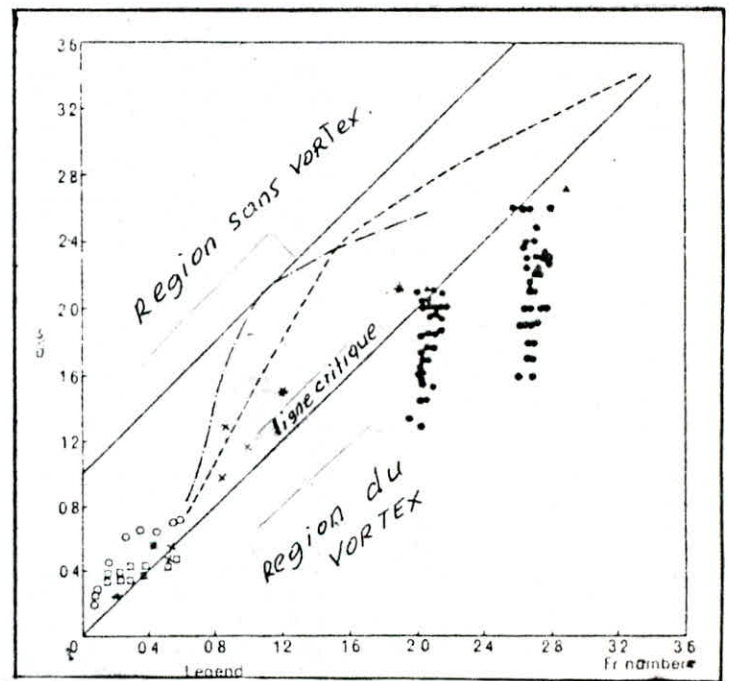
droite oblique passant par le point 0 correspondant à $\frac{s}{d} = Fr$ et la droite correspondant à $\frac{s}{d} = 1 + Fr$

par l'utilisation de bon mécanismes tels que les écrans horizontaux ou des radeaux flottants, la submersion critique pourrait descendre, pour ainsi réduire les recommandations de $\frac{s}{d}$.

En conclusion quand les mécanismes de prévention sont utilisés $\frac{s}{d} = Fr$ devient $\frac{s}{d} = 1 + Fr$



21.a) Schema de la prise



21.b) dependance de la submersion Critique sur le nombre de Froude

- chambre cylindrique (ref [22])
- chambre rectangulaire (ref [22])
- x " - " ([19])
- " - " ([11])
- .-.- " - " ([11])
- * ([14])
- chambre rectangulaire avec deflecteur [30]
- ▲ chambre rectangulaire ([30])

b) de GORDON [14]

Selon GORDON la submersion S peut être exprimée par la formule empirique suivante

$$S = C \cdot V^n \cdot d^m \quad (1)$$

C est un coefficient

V - vitesse d'entrée dans la prise

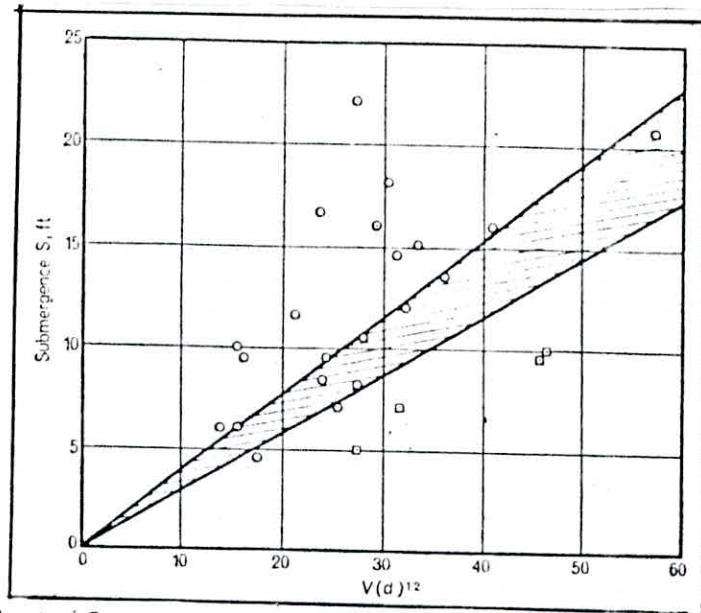
d - diamètre de conduite d'aspiration

Notons que les expériences ont été faites sur une installation à aspiration horizontale.

Les essais et l'erreur commise sur la procédure indiquée qu'une relation raisonnable peut être obtenue avec $n=1$ et $m = \frac{1}{2}$.

donc l'équation devient: $S = C \cdot V \cdot d^{1/2}$
pour une ^{symétrie} approche d'écoulement à la prise la submersion devient $S = 0,3 \cdot V \cdot d^{1/2}$ où $c=0,3$, laquelle correspond à la limite inférieure de la surface hachurée (voir fig 22), et pour des prises avec un approche d'écoulement latérale la submersion minimale augmentera de $S = 0,4 \cdot V \cdot d^{1/2}$ où $c=0,4$, laquelle correspond à la partie supérieure de la surface hachurée (voir fig 22)

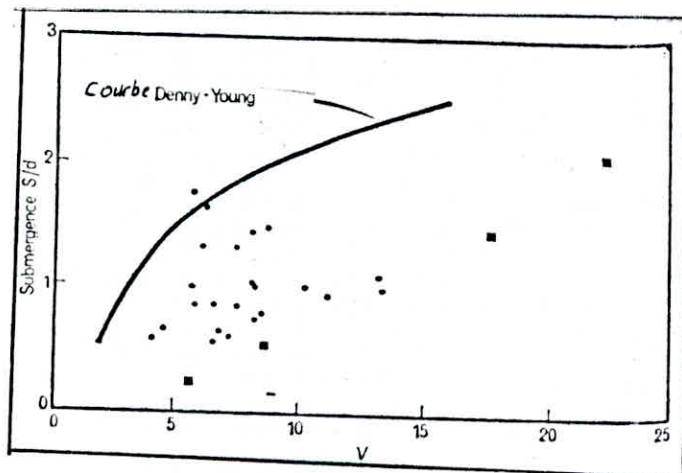
A noter que l'effet d'échelle peut être obtenu par comparaison de la submersion critique, avec les résultats obtenus par DENNY [10] (voir figure 23.)



□ prises sans probleme de VORTEX
 ○ prises avec probleme de VORTEX

▨ Submergence minimale recommandée

Figure 22. Limite de la submergence minimale



■ prises avec problemes de vortex
 • prises sans problemes de vortex.

Figure 23: DENNY [10]

II 5.2 Mesure de la circulation Γ

En pratique il est difficile de mesurer la circulation du vortex Γ , elle peut être prise en considération quand les trois nombres Fr , Re , W sont maintenus constants

En analyse dimensionnelle la relation fonctionnelle qui décrit le vortex est une fonction à plusieurs variables

$$f(W, c, x, L, D, s, v, \rho, \nu, g, \Gamma) = 0 \quad (1)$$

pour passer des paramètres dimensionnels au paramètres adimensionnels, il faut appliquer le théorème de π , (BUCKINGHAM). L'équation (1) devient

$$f\left(\frac{W}{D}; \frac{c}{D}; \frac{x}{D}; \frac{L}{D}; \frac{\nu}{D}; \frac{s}{D}; Fr; Re; We\right) = 0 \quad (2).$$

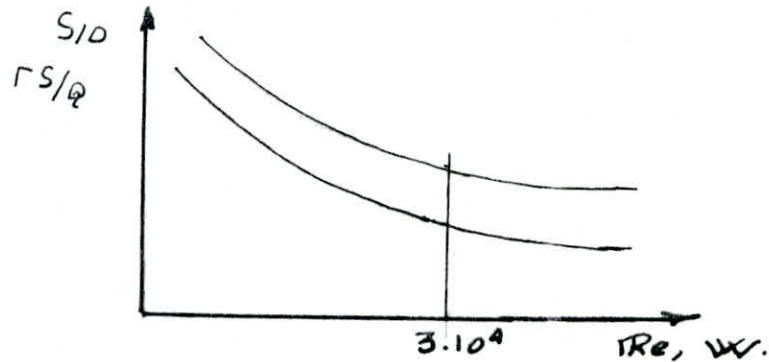
A ces trois nombres Fr , Re , We , s'ajoute le paramètre sans dimension $\frac{\Gamma \cdot S}{\rho}$ où la circulation Γ ne peut être mesurée, que lorsque le nombre de Reynolds a une valeur de $3 \cdot 10^4$, à ce moment les effets d'échelle de viscosité sont absents et l'équation (2) ne dépend que du nombre de Froude.

$$\frac{S}{D} = f\left(\frac{W}{D}; \frac{c}{D}; \frac{x}{D}; \frac{L}{D}; \frac{\nu}{D}; Fr\right) \quad (3)$$

Les travaux d'AMPHLETT [2] sur des chambres rectangulaires, avec une aspiration horizontale ou verticale ascendante, ont montrés que la circulation Γ est liée à la submergence S par la relation :

$$\Gamma = aS + b$$

où $a = 0,012 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} [\text{L} \cdot \text{T}^{-1}]$ et $b = 0,00057 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} [\text{L}^2 \cdot \text{T}^{-1}]$
 quand les unités respectives de Γ et S_0 sont:
 $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1} [\text{L}^2 \cdot \text{T}^{-1}]$ et $\text{m} [\text{L}]$; donc l'étude par rapport
 à $\frac{S_0}{D}$ est valable.



III 5.3. Recherche de l'échelle de vitesses λv

Introduction:

Le mouvement du vortex dans la chambre d'aspiration peut affecter plutôt défavorablement l'opération de prise.

Un domaine d'écoulement assymétrique est formé à l'intérieur de la section non uniforme, due au mouvement du vortex.

un dernier stade du mouvement du vortex est absolument inadmissible, à partir de cet instant l'opération de prise est non stable et après un certain moment le pompage est complètement interrompu. Le mouvement du vortex dans la chambre d'aspiration est plutôt étudié à partir d'un modèle réduit, la solution par la méthode analytique est très compliquée et inexacte. L'issue à cette question

est principalement, que le mouvement du vortex n'est pas
similairement sûr, par les moyens de critères de base du
modèle de similitude parmi lesquels appartient :

nombre de Froude $Fr = \frac{v^2}{L \cdot g}$

nombre de Reynolds $Re = \frac{L \cdot v}{\nu}$

nombre de Weber $We = \frac{L \cdot v^2 \cdot \rho}{\sigma}$

où v - vitesse du profil

L - dimension de la longueur

ν - viscosité cinématique

σ - tension à la surface du liquide

ρ - poids spécifiques.

L'échelle de longueur λ est exprimée par la relation

$$\lambda = \frac{L_p}{L_m}, \text{ la circulation } \Gamma \text{ du vortex s'exprime par}$$

Le coefficient de la vitesse périphérique u et le rayon
de courbure r qui est aussi un paramètre significatif
du mouvement du vortex. $\Gamma = 2\pi \cdot r \cdot u$

pour une similitude géométrique ayant pour échelle

de longueur, la circulation du vortex Γ peut être

considérée dans le modèle de similitude seulement

quand les trois critères de base $[Fr, Re, We]$ restent
maintenus constants. Il est bien connu qu'à partir

du modèle pratique d'étude, cette condition n'est pas
remplie, l'étude du vortex sur modèle est réalisée

$\lambda_v = 1,15$. Le graphe de la figure 27 montre que l'échelle de vitesse λ_v , pour le commencement du vortex aéré, qui augmente avec l'augmentation de l'échelle de longueur λ_L , et aussi l avec la diminution de la profondeur d'eau h , à l'intérieur de la chambre.

A une profondeur h supérieure que $h = 3.d$, est une échelle de longueur plus grande que $\lambda_L = 2,2$, l'échelle des vitesses est approximativement égale à une valeur constante $\lambda_v = 1,28$.

Calcul des paramètres à partir du modèle en structure virtuelle.

les graphes des figures 26 et 27 peuvent être employés comme critères pour le calcul des paramètres V et h , à partir du modèle de la structure.

Dans la conception pratique l'échelle des longueurs λ est souvent connue ou peut être choisie, ajouter à ça, deux ou trois paramètres seraient donnés ou choisis.

- 1- la profondeur d'eau h de la chambre
- 2- la vitesse moyenne V à l'intérieur de la conduite d'aspiration, le diamètre de la tulipe D est donné concernant (1) la conception de la vitesse critique et du débit Q pour avoir besoin de la profondeur h de l'eau.

avec les mêmes vitesses tel que compte une structure réelle.

a) Recherche des résultats.

Le but de ZASLIT [38] est de contribuer à une expression plus précise du critère de la similitude du commencement du mouvement tourbillonnaire, dans les chambres d'aspirations avec une aspiration verticale ascendante. De résultats de recherches des conditions, de formation de vortex sur cinq modèles de différentes grandeurs avec les diamètres d'aspiration de tulipe :

$D = 120; 150; 256; 300; 400$ mm (Voir figure 24)

La relation entre les échelles de longueurs λ de vitesses λ_v et la profondeur de l'eau h dans la chambre d'aspiration a été exprimée. La précision de calcul est facilitée par les graphes des figures 26 et 27 qui expriment le rapport $\lambda_v = \frac{v_p}{v_m} = f\left(\lambda, \frac{h}{D}\right)$

A partir du graphe figure 26 peut être déduite l'échelle de vitesse λ_v pour le début de formation du vortex λ_v qui augmente avec l'augmentation de l'échelle de longueur λ et aussi avec la diminution de la profondeur h dans la prise. Quand la profondeur h est plus grande que $4 \cdot D$ l'échelle de longueur est plus grande que $\lambda = 2,7$, λ_v ne change pas substantiellement et elle est approximativement constante

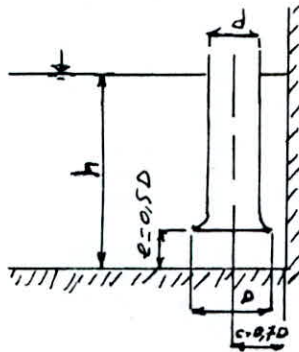


Figure 24
la tulipe dans la chambre
d'aspiration
- mesures de base.

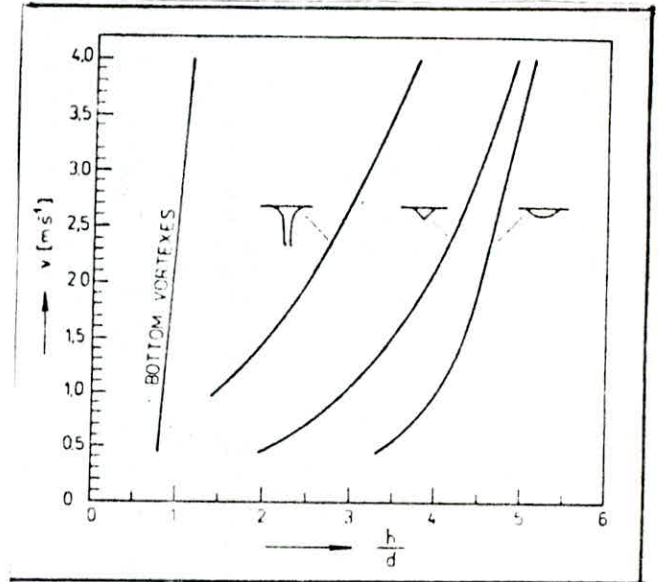


Figure 25

La dépendance de vitesse v de la profondeur relative $\frac{h}{d}$ pour le début de formation de vortex dans la chambre d'aspiration. Diamètre de la tulipe $d = 256$ mm.

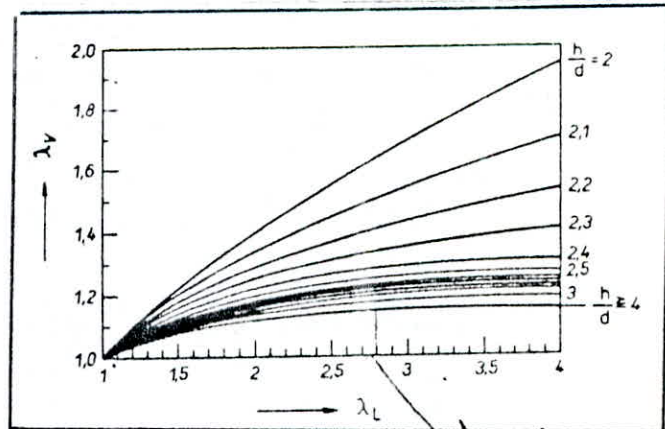


Figure 26

L'échelle de vitesse λ_v pour le commencement de formation de vortex aéré

A partir des graphes des figures 26 et 27, l'échelle des vitesses λv est définie pour des valeurs de $\frac{h}{d}$ et λ pour le commencement des vortex aérés. Ensuite les graphes $V_m = f\left(\frac{hm}{din}\right)$ sont utilisés sur la base de calcul du modèle d'étude, les résultats semblables qu'en figure 25, et les valeurs de la vitesse critique V_m sont déterminées. Le calcul de la vitesse V de la structure virtuelle est représenté par la relation suivante

$V = \lambda v \cdot V_m$, et la valeur du débit \bar{q} partir de la relation $Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot V$.

Concernant (2) la conception de la profondeur critique d'eau, pour avoir besoin de la vitesse V et l'échelle de l'ongueur λ . Ce second cas est plus compliqué autant que le cas précédent puisqu'on utilise le procédé de la méthode itérative. En premier lieu la valeur de l'échelle des vitesses $\lambda v = 1$ est utilisée. Les graphes amenant \bar{q} la recherche du modèle recherché et les résultats employés $V_m = f\left(\frac{hm}{din}\right)$ et pour la connaissance ou le choix de la valeur de la vitesse $V_m = V$, la valeur critique du rapport suivant : $\frac{hm}{din} = \frac{h}{d}$ sera lu \bar{q} partir du graphe.

pour les valeurs λ et $\frac{h}{d}$ l'échelle de vitesse λv est

définie à partir des graphes des figures 26 et 27
 ensuite la nouvelle valeur de la vitesse du modèle est
 calculée. $V_{m1} = \frac{V}{\lambda_{v1}}$ à partir du graphe $V_m = f\left(\frac{hm}{dm}\right)$
 la nouvelle valeur du rapport $\frac{hm1}{dm} = \frac{h1}{d}$ peut être déduite
 de la vitesse V_{m1} et à partir des graphes des figures
 26 et 27, la nouvelle valeur de l'échelle des vitesses
 est déterminée (λ_{v2}) si la différence $\Delta\lambda_{v2} = \lambda_{v2} - \lambda_{v1}$ est
 grande, la valeur est déterminée dans l'iteration
 suivante avec un autre pas sur le modèle. $V_{m2} = \frac{V}{\lambda_{v2}}$
 et le processus est répété jusqu'à ce que la différence
 entre les deux valeurs successives est négligeable

$$\Delta\lambda_{vi} = \lambda_{vi} - \lambda_{vi-1}$$

A partir de la valeur $\frac{h_i}{d} = \frac{hm_i}{dm_i}$, la profondeur critique
 d'eau h_i peut être déterminée

comparaison des résultats de calcul $Q = f(h)$ à
 partir de la structure du modèle selon les différents
 critères du modèle.

L'effet des critères Fr , Re , $\lambda_v = 1$, et $\lambda_v = f\left(\lambda, \frac{h}{d}\right)$
 sur les résultats des paramètres Q et h , le calcul à
 partir de la structure du modèle peut être revu et
 considéré pour l'exemple des graphes du débit $Q = f(h)$
 dans la figure 28 le commencement des vortex aérés
 ont été calculés à partir des dimensions du modèle de

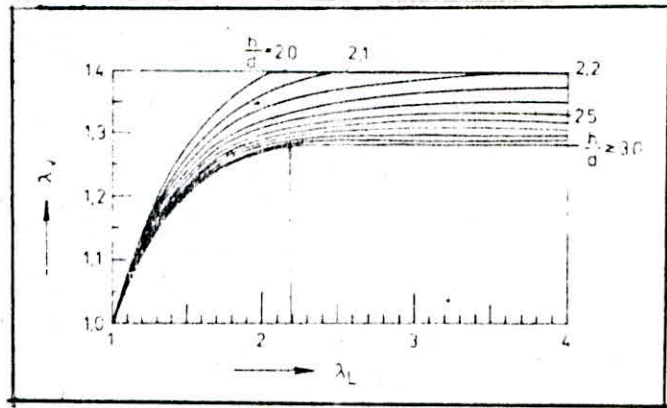


Figure
27

L'échelle de vitesse λ_v pour le commencement de formation de vortex non aéré.

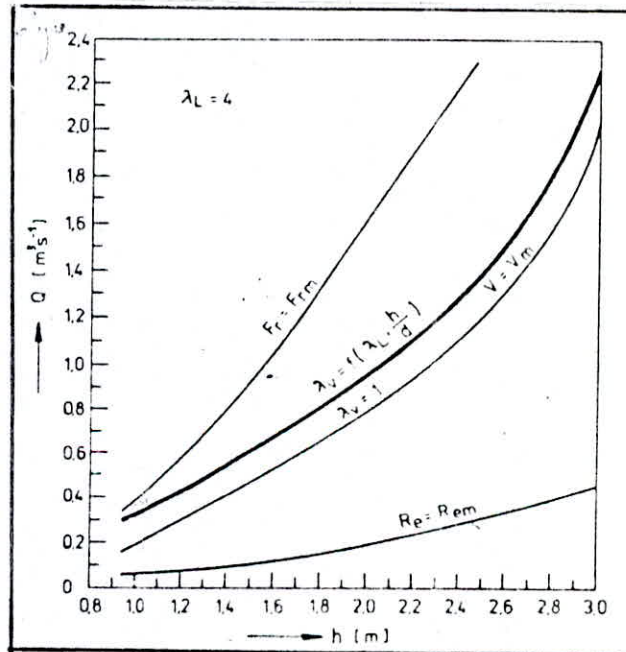


Figure
28

Exemple de graphiques du débit $Q_v(h)$ pour le commencement des vortex aérés du calcul du modèle $d_m = 150$ mm sur $d = 600$ mm suivant les critères F_r , Re , $\lambda_v = 1$ at $\lambda_v = 1 (\lambda_L \cdot \frac{h}{d})$

la tulipe $d_{in} = 150\text{mm}$ et $d = 600\text{mm}$. Les valeurs $Q = f(h)$ calculées en utilisant la nouvelle dépendance, à partir de la figure 26, qui sont distinguées par un trait gros sur la figure 28 comparé avec les résultats de calcul. Le critère de Froude diffère considérablement avec le critère de Reynolds. Pour le calcul selon le critère de l'échelle de vitesse $\lambda_v = 1$, les résultats qui sont obtenus donnent relativement la vraie image des conditions réelles, bien qu'ils varient aussi à partir des résultats de calcul, selon la nouvelle dépendance

$$\lambda_v = f\left(\lambda_L, \frac{h}{d}\right)$$

Conclusion:

La dépendance de l'échelle de vitesses $\lambda_v = f\left(\lambda_L, \frac{h}{d}\right)$ selon les graphes des figures 26 et 27 est une possibilité d'accomplir un calcul plus exact des paramètres de base convenables pour le jugement du développement du vortex, suivant la recherche des résultats du modèle. L'échelle des vitesses pour le début des vortex aérés et des vortex non aérés grandit avec l'augmentation de l'échelle de longueur et aussi avec l'abaissement de la profondeur d'eau.

III.5.4 Effets d'échelle

une possible difficulté avec l'échelle des modèles est toute fois que les vortex aériés sont l'origine des erreurs de prédictions dues à l'impossibilité de la réduction de toutes les forces pertinentes pour le même facteur quoique la prédominance des forces d'inertie, et des forces de gravitation, sont réduites en similitude du modèle d'échelle de FROUDE, utilisée dans des études pareilles. Les forces de viscosité et de ~~viscosité~~ ^{viscosité} superficielle ne peuvent pas simultanément être réduite au temps et l'influence, de ces forces sur le modelage du vortex est appelé effet d'échelle

1) Les techniques pour surmonter les effets d'échelle aussi avec d'autres phénomènes d'écoulement, sujet aux effets d'échelle, tous les trois ANWAR [3] DAGGETT [9] et KEULGAN [9] donnent un minimum de suggestion sur le nombre de REYNOLDS ayant une valeur de $3 \cdot 10^4$ basé respectivement sur l'écoulement la submergence, ou le diamètre de la prise. Ces investigateurs indiquent que les effets d'échelles de viscosité sur le vortex sont absents, quand le nombre de REYNOLDS est au dessus de cette limite ($3 \cdot 10^4$), cela implique que le modèle satisfaisant

ce critère peut être opéré par l'écoulement de l'échelle de Froude.

Ce critère suffisant n'est pas accepté, à l'échelle universelle, tous les types d'études montrent que les besoins d'augmenter l'écoulement au dessus de l'échelle de Froude est apparenter à la géométrie, et la submergence relative.

Les forces de tensions superficielles ne peuvent pas être négligées, provoquées par les dépressions du centre du vortex, pour cela il faut tenir compte du nombre de WELBER

Comparaison entre modèle et prototype.

Avec des difficultés dans le champs d'expériences et l'influence d'autres facteurs à côté des effets d'échelle qui peuvent contribuer aux différences entre le modèle et le prototype. Un nombre significatif de tels comparaisons est nécessaire avant toute conclusion générale, la différence dans l'échelle des temps, est aussi établie il apparaît que le vortex en prototype est plus persistant en comparaison avec celui du modèle qui est relativement court.

ANNEXE

ANNEXE

I) CONFIGURATIONS À RECOMMANDER

Avant toute déclaration, en l'occurrence des vortex, il faut tolérer d'importance la conception des chambres.

La conception de la chambre est de minimiser la formation du vortex, aussi bien que d'assurer parfaitement la performance des pompes

Certains auteurs comme BIRD [7]; PROSSER [25] CHANG [8]; STEPANOFF [32], ont proposés des exemples d'une bonne conception de la chambre d'aspiration avec une ou plusieurs pompes.

Généralement ils recommandent les valeurs suivantes

$$Y = \frac{1}{2} \cdot D \quad ; \quad W/L = 2D \quad (W > 3D \text{ acceptable})$$

$$X = \frac{1}{4} \cdot D. \quad L > 4 \cdot D$$

où D . diamètre de la tulipe.

la submergence doit être supérieure ou égale à $1 \cdot D$ ($S \geq 1 \cdot D$).

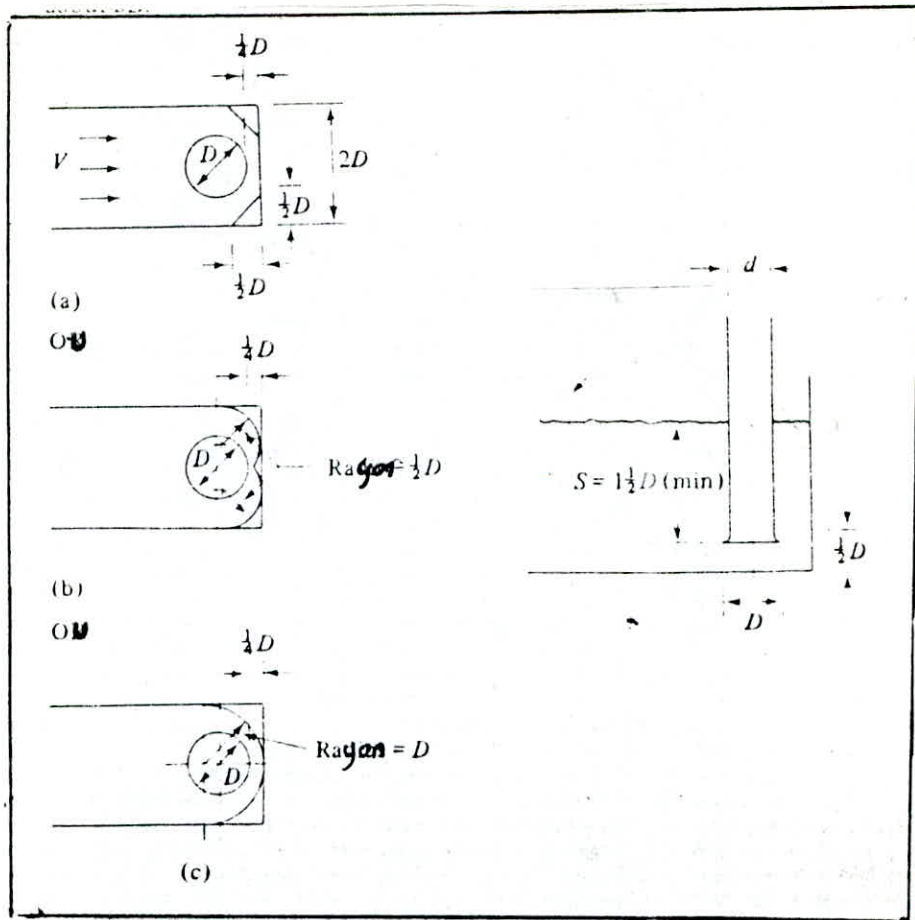
Selon STEPANOFF [32] la submergence ne doit pas être inférieure à $1,5m$

II) Configurations avec une seule pompe

Recommandations de PROSSER et CHANG

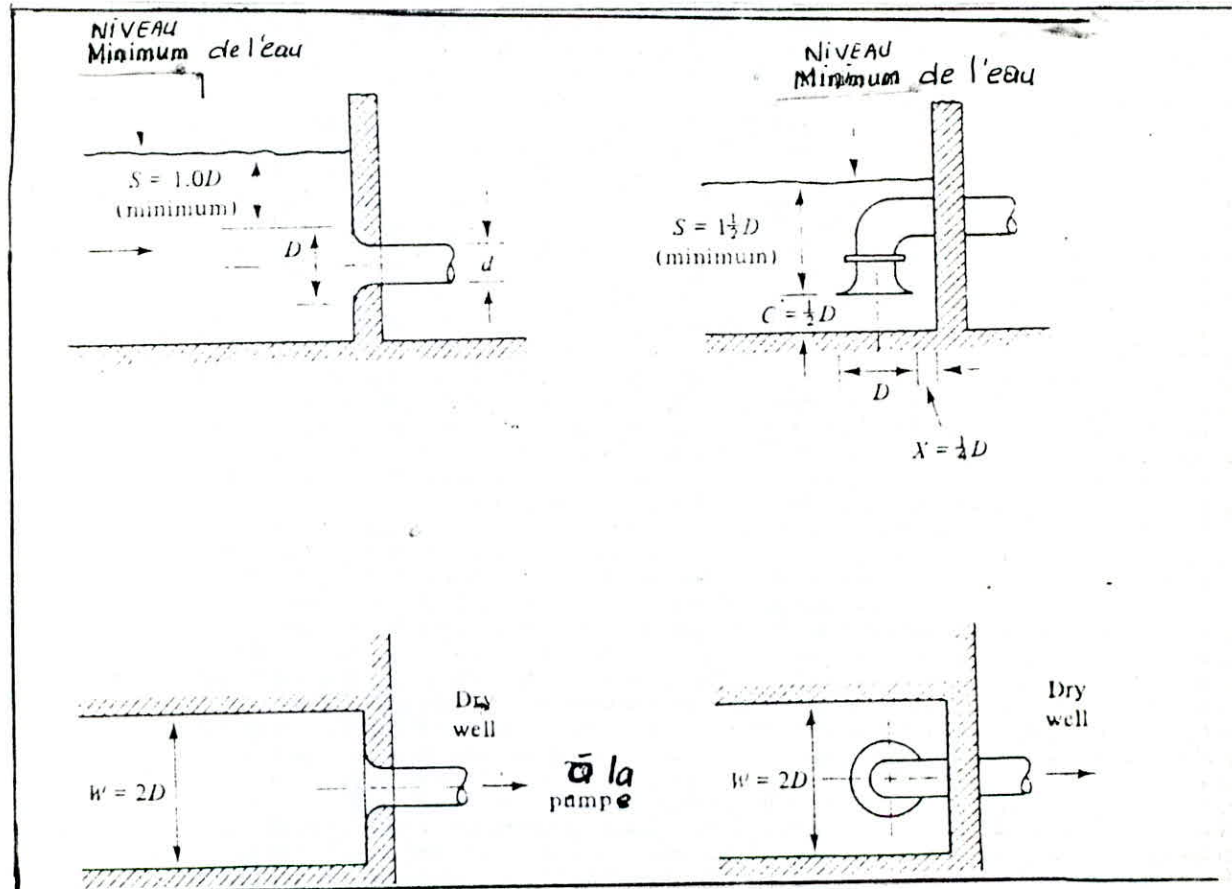
-

a) disposition verticale



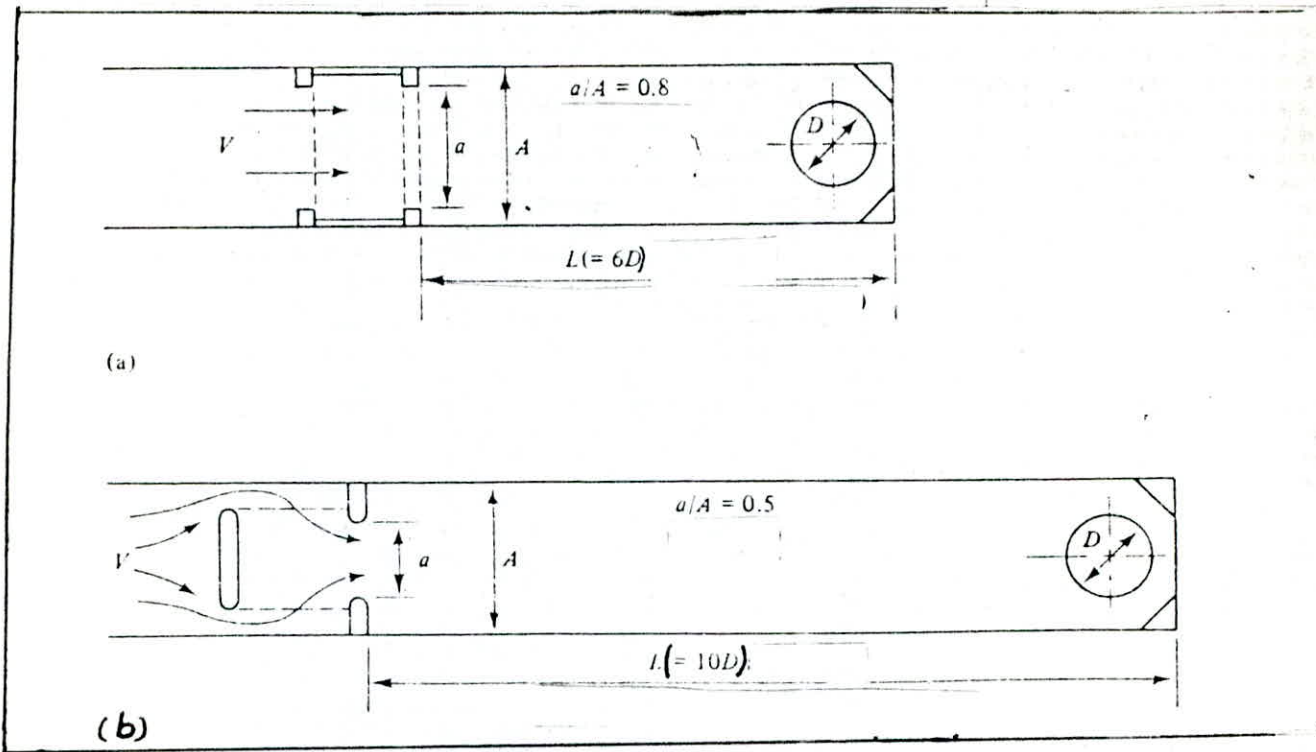
Avec $x = \frac{1}{4} \cdot D$; $y = 0,5 \cdot D$ et $S = 1,5 D$ (minimum)

b) Disposition horizontale



Section	Vitesse moyenne (m/s)
entrée de la pompe	4,0
à la tulipe	1,3
à l'entrée de la chambre	0,3

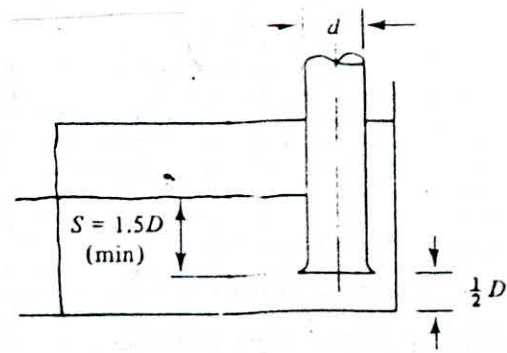
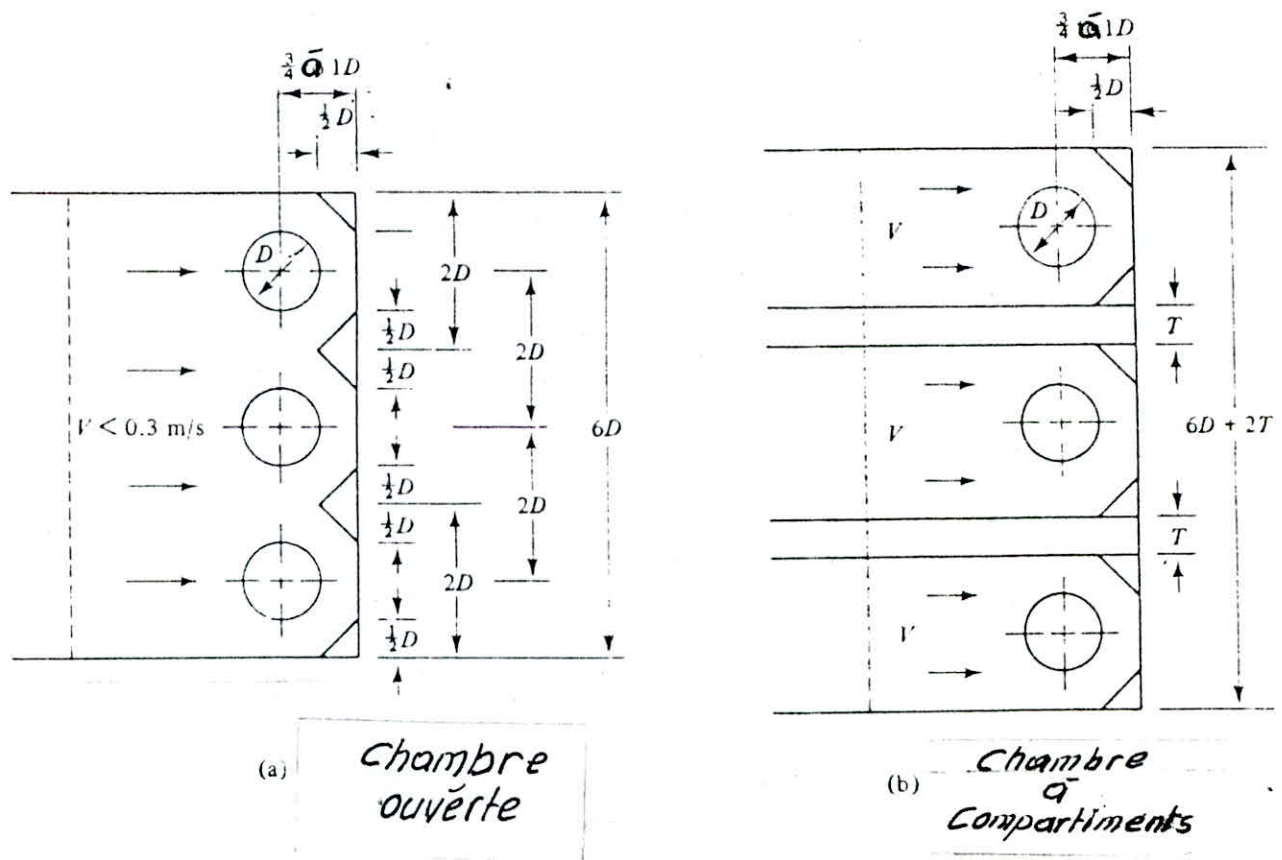
c) LONGUEUR MINIMALE DE LA CHAMBRE.



a/A	L/D	
1	4	
0,8	6	Voir figure (a)
0,5	10	Voir figure (b)
moins que 0,5	11	

Remarque: Le tableau cidessus nous montre les valeurs de la longueur minimale de la chambre, donnée sous forme de Rapport (L/D) (ou D le diamètre de la tulipe) qui est fonction du rapport de la largeur de la section réduite sur la largeur de la chambre (a/A).

I. 2) CONCEPTION À PLUSIEURS POMPES



Remarque: quand l'écoulement à l'entrée de la chambre n'est pas uniforme la figure b est préférable

II AMELIORATION DES CONDITIONS D'ECOULEMENT

1°) Augmenter la submergence

L'effet d'augmenter la submergence, est de diminuer ou de réduire l'entraînement d'air par le vortex.

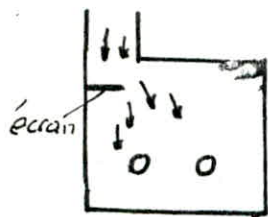
En pratique il est parfois impossible de la réaliser car ça demande dans certains cas une grande excavation ce qui revient très cher, et augmente les coûts de génie-civil.

Donc du point de vue économique pratiquement il est presque impossible d'augmenter la submergence.

2°) Modification des Conditions d'approche

Il est possible de faire autrement, pour améliorer les conditions d'approche en les modifiant, mais pour toute modification sur un prototype, il est nécessaire de faire des essais sur modèles réduits

La figure suivante est un exemple de modification des conditions d'approche, elle consiste à placer un écran à l'entrée, ce qui élimine les mouvements tourbillonnaires.



3) Dispositifs ANTI VORTEX.

Dans la chambre d'aspiration, il existe toujours en pratique des dissymétries (même très faibles), des limites géométriques

l'impossibilité de supprimer complètement ces dissymétries peut entraîner la création d'un moment cinétique par rapport à l'axe de la conduite en charge. Pour cela elle nécessite la réalisation des dispositifs anti-vortex.

Parmis les dispositifs anti-vortex qui ont été déjà réalisés, mais dans le cas où l'ouvrage est déjà construit nous pouvons citer :

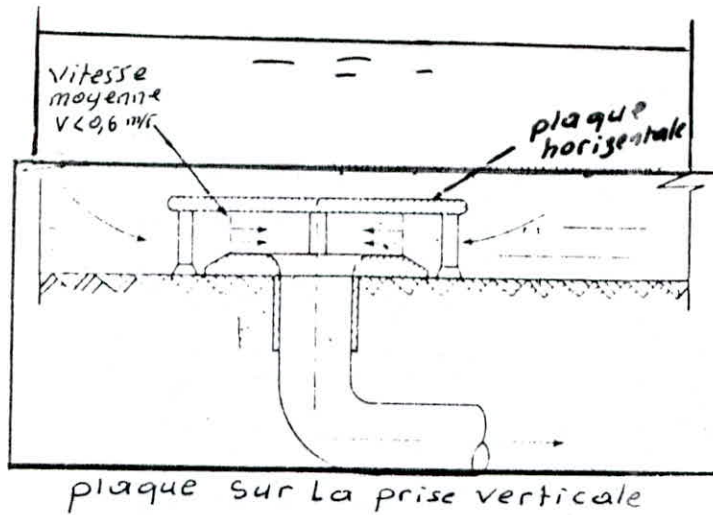
a) dispositifs permettant d'empêcher l'entraînement d'air.

- radeau de bois flottant sur la surface libre

STÉPANOFF [312] ; HAINOL [15]

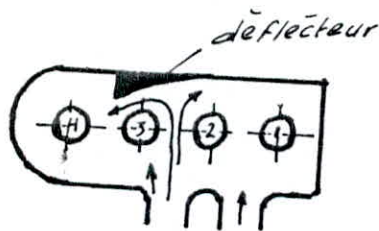
- Flotteur sphérique de dimensions assez importantes, celui-ci entraîné, par les mouvements tourbillonnaires dans la dépression centrale du vortex, empêche l'entraînement d'air (HAINOL)

- plaque sur la prise (PROSSER)



- b) dispositifs permettant de devier l'écoulement
- écrans deviateurs
 - deflecteurs

Sont utilisés le plus souvent où plusieurs pompes sont dans la même chambre



- c) dispositifs permettant de briser le vortex
- tout dispositif immergé qui, heurté par la queue du vortex au court de son déplacement en provoquera la destruction du vortex

- murette (à l'approche des prises)
- ailette en croix à l'entrée de l'orifice de prise

bien que cette solution qui diminue les mouvements tourbillonnaires, soit peut efficace sur le vortex lui même.

d) Il existe un autre dispositif anti-vortex, plus efficace c'est le dispositif de grilles latérales en métal déployé.

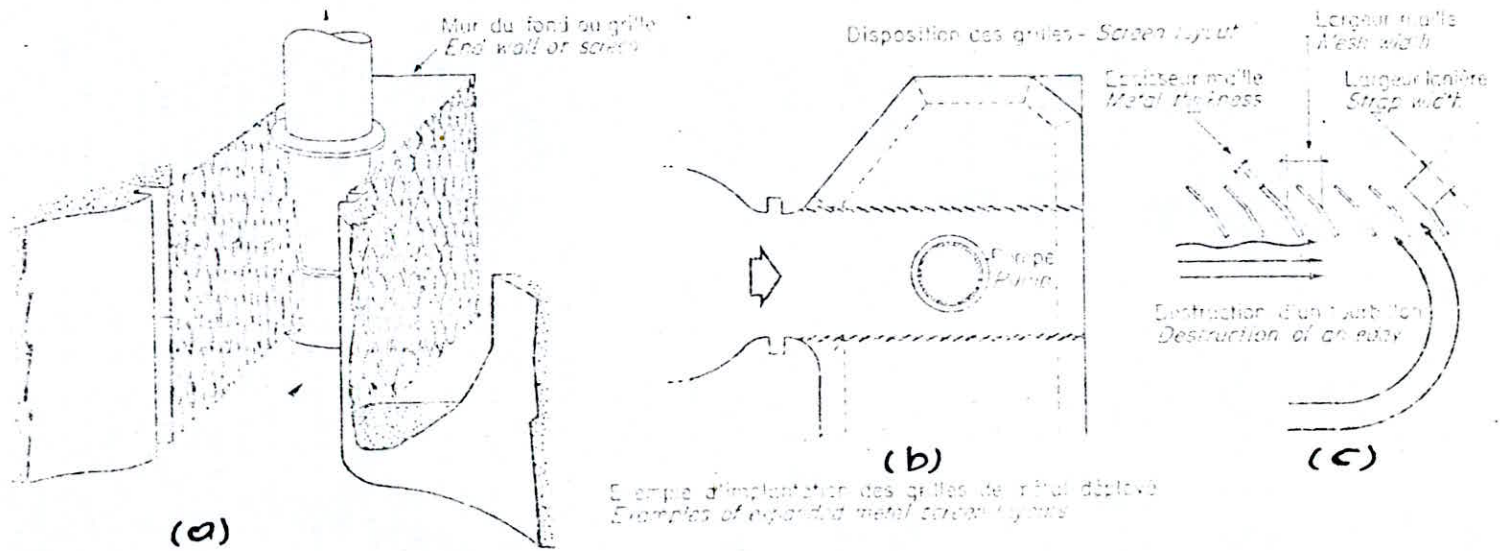
Il consiste à placer dans la chambre d'aspiration parallèlement à la direction de l'écoulement et symétriquement par rapport à la pompe, des grilles latérales verticales en métal déployé. Schemas de principes voir Figures I. a et b. Une grille en métal déployé est constituée par un grand nombre de mailles ayant chacune la forme d'un losange. La dissymétrie de ce métal permet ainsi de présenter à tout écoulement fluide une rugosité latérale sensiblement nulle.

Dans le sens normal d'écoulement « pertuis d'entrée - orifice d'aspiration » par contre cette rugosité devient plus importante dans le sens opposé d'écoulement qui engendre toute création de tourbillon (voir fig I. c)

Dans ces conditions, et pour des caractéristiques convenables du métal déployé, les expériences faites ont montrées que ce dispositif placé sur toute la hauteur d'eau dans la chambre permet de supprimer complètement la formation de vortex et les mouvements tourbillonnaires (torches) sous la tulipe, de plus une visualisation des lignes de courant met en évidence un écoulement caline

SCHEMAS DE PRINCIPES

Schémas de principe - Principle sketches



57 Dispositif anti-vortex de grilles en métal déployé. Expanded metal anti-vortex screens.

Figure I

93

Complètement régularisé dans la chambre. Les caractéristiques des grilles à disposer dépendent des conditions hydrauliques (hauteur - débit) et de la valeur initiale de la circulation du fluide dans l'entrée de la chambre. Les expériences ont montrées aussi que si des cloisons pleines sont mises à la place des grilles, le vortex ne sera pas détruit, mais si ces mêmes cloisons pleines sont disposées derrière les grilles (du côté opposé à l'orifice de succion), tous les mouvements tourbillonnaires sont supprimés. De ce fait, le dispositif de grilles verticales en métal déployé peut empêcher la formation de vortex dans des formes quelconques de chambre d'aspiration quelque soit la forme du bassin d'aspiration, il est ainsi possible de disposer à l'intérieur autour de chaque orifice de succion un ensemble de grilles verticales dirigées à chaque fois dans la direction de l'écoulement.

Dans le cas particulier de pompes verticales plongeantes dans une chambre, il est disposé également derrière celles-ci pour joindre les deux grilles latérales et éviter une zone d'eau morte non délimitée à l'arrière de la pompe, une autre grille verticale dans le sens des mailles.

Ce dispositif élimine également les mouvements tourbillonnaires non aérés (mouvements d'ensemble sur la surface libre, Torches et mouvement de rotation sous la tulipe ~), et permet la régularisation de l'écoulement avec une perte de charge négligeable.

Ce dispositif a été déjà installé dans de nombreuses installations et a donné une efficacité totale des résultats conforme à ceux obtenus sur modèle.

Signalons en fin que pour le métal déployé deux dispositions sont à distinguer :

Le sens « maille » et le sens « contre maille » pour éviter toute formation du vortex, le sens adopté est le sens « contre-maille ».

CONCLUSION

Les essais des phénomènes tourbillonnaires sur les modèles réduits, n'ont pas abouti jusqu'à présent à l'élaboration d'un critère de similitude unique, ceci provient de l'absence d'une théorie de ces phénomènes, (mécanisme de formation, part d'intervention des forces de viscosité et de tension superficielle) et du nombre important des paramètres intervenant dans le phénomène. Nous pouvons citer par exemple le non respect du nombre de REYNOLDS entre le modèle et le prototype, l'impossibilité de trouver l'échelle géométrique λ , liant le modèle et le prototype.

Toutefois il est possible de réaliser une similitude basée sur le critère de Froude, seulement quand on considère les petites dépressions initiales de la surface libre du liquide.

Les recommandations données ne sont pas une solution définitive, à tout problème de modélisation, mais constituons néanmoins un guide minimisant les effets du vortex.

L'expérimentation sur modèles réduits permet dans chaque cas, de dégager la solution définitive.

BIBLIOGRAPHIE

- 1) AMPLETT, M.B. "Air-entraining vortices at a horizontal intake"
Report N° 007 H.R. 3.W1 Oxford Shire England Avril 1976
- 2) AMPLETT, M.B. "Air-entraining vortices at a vertically inverted intake"
Report N° 0017 H.R. 5.W1 Oxford Shire England septembre 1978
- 3) ANXIAH, H.O. "prevention of vortices at intakes pourer"
Vol. 20 P.P. 393-401 1968
- 4) J. P. BERGE - "Enquête sur la formation de vortex et autres anomalies d'écoulement dans une enceinte avec ou sans surface libre (rapport de la Société Hydrotechnique de France)
LA Houille Blanche - n° 1 1966
- 5) J. P. BERGE "Suppression de l'entraînement d'air par vortex dans quelques cas particuliers
Le génie civil 15 decembre 1959
- 6) J. P. BERGE - "Étude expérimentale des phénomènes de vortex dans un liquide à surface libre : méthodes optiques expérimentales"
- Bulletin du centre d'essais et de recherches de Chatou
n° 13 octobre 1965.
- 7) R.H. Bird " Sump design for optimum pump performance
- 8) CHANG, E. "Review of literature on drain vortices in cylindrical tanks" BHRA Report TN1342, 32pp (MARCH 1976)
- 9) DA GGETT, L.L et KEULEGANI, G.H. "Similitude Conditions in Free surface vortex formations" Journal of Hydraulics Division. ASCE Vol 100 N° Hy 11 proclouer 109 41
P.P. 1565 - 1581 Nov 1974
- 10) DENNY, D.F. " An Experimental study of Air Entraining vortices in pump sumps " proceeding of the institution of mechanical Engineers London ENGLAND Vol 170 N° 2
P.P. 106-116.
- 11) DENNY, D.F. et Young G.A.J. " The prevention of vortices and swirl at intakes " BHRA report SPS83, 10pp + 14 figs. (JULY 1957).
- 12) DICMAS J.L. "Development of an optimum sump design for propeller and mixed-flow pumps"
ASME paper 67-FE-26-8pp (MAY 1967)

- 13) FRASER (W. H) "Hydraulic problems encountered in intake structures of vertical wet pit pumps and methods leading to their solution. Transactions ASME. Vol 75 (mai 1953) n°4
- 14) GORDON (J. L) "Vortices at intake structures"
ASCE Journal of the hydraulics division 1978
101 104 No Hylo p1444. pp 1378 Vol 4 April 1970
- 15) HAIDL, K "Contribution to Air Entrainment by a vortex"
proceeding of the 8th congress of the International Association
of Hydraulic Research Montreal Canada P. 16.0 1959
- 16) HATTERSLEY, R. T "Hydraulic design of pump intakes" proc. ASCE
Journal. Hydraulic Div, 91, Hy2 part 1, pp 223-249
(MARCH, 1965)
- 17) GEORGE E. HECKER M. ASCE. "Model - prototype comparison
of free surface vortices" Hy 10 October 1981
- 18) HUGHES, R. L "Discussion of similitude conditions in free
surface vortex formations" by DAGGERT A. E. et
KEULEGAN, G. H. Journal of Hydr Division Vol 101 N° 11, Hy 9
paper 11535 P.P 1287-1288 Sept 75.
- 19) IVERSEN, H. W "Studies of submergence requirements of
high - specific - speed pumps"
trans ASME, 75, pp 635-641 (MAY 1953).
- 20) JOUSSE, (L) « Les Stations de pompage d'eau : irrigation, exhaure
et consommation » PASCAL THIEMA REVIEW 1984 N° 1, 9
P 255 rf 4707 VL 589 pp. 26-42 (1984).
- 21) KERR (S. L) et MOYER (S) - Hydraulic Engineering problems at
Southwark Generating Station, Transactions ASME
Vol 64 (1942)
- 22) MARKLAND, E. et POPE, J. A. "Experiments on a small pump
suction well, with particular reference to vortex
formations" . proc. I. Mech. E., 170, 2, pp 95-105. (1956)
- 23) PAINTER, C. W. "Vortex formation in sumps of centrifugal pumps"
Mining Electrical and Mechanical Engineer, 46, 1543, pp 176, 183 (June 66)
- 24) POLIKOVSKI (V) et PERELMAN (R) "La formation de vortex
dans un liquide à surface libre (russe) 1959
- 25) PROSSER, M. J. "The hydraulic design of pump sumps and intakes"
BHRA / CIRIA report (to be published, June 1977).
- 26) PROSSER, M. J. et E. CHANG, M. A. "Intake Design To prevent vortex formation"
BHRA Fluid Engineering, Cranfield, Bedford. U.K.

- 27) Quick, M.C. "The Efficiency of air-entraining Vortex formation at water intake" Proc. ASCE, Jnl, Hydraul. Div., 96, Hy 7 pp 1403-1416. (July, 1970).
- 28) Quick, M.C. "Scale Relationships between geometrically similar free spiral vortices" CIVIL ENGINEERING AND PUBLIC WORKS REVIEWS Pt II p.p. 1319-1320 Oct 1962
- 29) S. RAGHUNATHAN et KAR.S. "performance characteristics of pumpilets" ASCE paper no. 75-FE-23, 8 pp. (May, 1975).
- 30) REDDY (I.R) & PICKFORD. "Vortices at intakes in conventional sumps" PRACE A STUDIE (works and study) pp 508-610 - March 1972
- 31) Richardson (C.A.) "Submergence and spacing of suction bells" Water supply (1941) p 25.
- 32) Stepanoff. (A.J) "pompes centrifuge et pompes helices (1948).
- 33) SixAINSTON, M.J.C "Experimental and theoretical identification of air ingestion regimes in pump sumps" Proc. I. Mech. E., 190, 59, pp. 671 - 678. (1976).
- 34) TANER (N.) "Recherches Sur les Vortex D'aspiration Volume 135 pp. 512-519. decembre 1958)
- 35) TULLIUS (J.P) "Modeling in Design of pumping pits" Proc ASCE Journal of the Hydraulics Division Hy 9 VL 109 pp 1053-1063 Sept 1979.
- 36) Wlonsak, G "investigations of the inlet flow conditions for vertical immersed centrifugal pumps". Int. symp. pumps in power stations. Braunschweig. session E, pp E9-E20. (7-9 september, 1966).
- 37) Young. L "AN experimental study of air-entraining vortices in pump sumps" Proc. I. Mech. E., 170, 2, pp 121-123. (1956).
- 38) ZAJDLIK (M) "New checking mode of model parameters for vortex formation in pump tanks" XVII Congress of IAHR BADEN-BADEN D.49. pp. 379-386. 1977
- 39) Zielinski, P.B. and Villermonte, J.R. "Effect of viscosity on vortex orifices flow" Journal of the hydraulics Division Vol 94 N° Hy 3 Proc. paper 5956. p.p. 745-752. May 1968.

